

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« » 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення техніко-економічних показників 4-тактного газового двигуна потужністю 165 кВт з розробкою конструкції нижньої головки шатуна.

Прототип 6ГЧН15/15

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23

Кумпан С.С.
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

Нестеренко В.В.
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

_____ (підпис)

« ____ » _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Кумпану Сергію Сергійовичу

1. Тема роботи: «Покращення техніко-економічних показників 4-тактного газового двигуна потужністю 165 кВт з розробкою конструкції нижньої головки шатуна. Прототип 6ЧН15/15».

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН15/15 потужністю 200 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Розрахунок систем двигуна. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ГЧН15/15 – поперечний переріз (СК). 2. Двигун 6ГЧН15/15 – поздовжній переріз (СК). 3. Шатунно-поршнева група (СК) 4. Шатуни робочі креслення (РК).

6. Консультанти роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

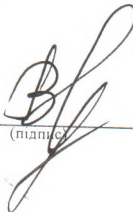
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітки
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2025	
4	Розрахунок систем двигуна.	14.04.2025	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	23.04.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи.	12.05.2025	

Студент


(підпис)

Кумпан С.С.

Керівник
роботи


(підпис)

Нестеренко В.В.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, спроектовано газовий двигун з наддувом потужністю 165 кВт на базі прототипу 6ЧН15/15 та розроблено конструкцію шатуна.

Здійснено загальний опис об'єкта, на якому встановлено двигун, та детальний опис його силової установки – двигуна-прототипу 6ЧН 15/15.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі отриманих результатів якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини складових зовнішнього теплового балансу двигуна, а також сили та моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна.

Проаналізовано існуючі типи шатунно-поршневого механізму. Для забезпечення високих ресурсних показників запроєктованого двигуна та надійності його роботи змінено тип шатуна. Підібрано оптимальне конструктивне виконання шатуна та виконано розрахунок на міцність шатунного болта.

В проєкті розглянуто основні проблеми щодо захисту навколишнього середовища та охорони праці під час експлуатації двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки при експлуатації та під час обслуговування дизельного двигуна, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища. Визначено рівні шуму та вібрації проєктованого двигуна.

В графічній частині виконано креслення: поперечний розріз двигуна, поздовжній розріз двигуна, складальне креслення шатуна, робоче креслення стержня шатуна.

Ключові слова: вільчастий шатун, внутрішній шатун, газовий двигун, двигун V-типу

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a gas supercharged gas engine with a capacity of 165 kW was designed on the basis of the prototype 6ChN15 / 15 and the design of the connecting rod was developed.

A general description of the object on which the engine is installed and a detailed description of its power plant - the prototype engine 6ChN 15/15.

The calculation of the parameters of the engine duty cycle is performed, on the basis of the obtained results of which the theoretical and real indicator diagrams are constructed. The values of the components of the external heat balance of the engine, as well as the forces and moments acting in the crank mechanism of the engine are determined.

The existing types of connecting rod-piston mechanism are analyzed. To ensure high resource performance of the designed engine and the reliability of its operation, the type of connecting rod was changed. The optimal design of the connecting rod was selected and the calculation of the strength of the connecting rod bolt was performed.

The project addresses the main issues of environmental protection and labor protection during engine operation. The possible dangers during operation and maintenance of the diesel engine are analyzed, the development of measures for labor and environmental protection is carried out. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

In the graphic part the drawings are made: cross section of the engine, longitudinal section of the engine, assembly drawing of the connecting rod, working drawing of the connecting rod.

Keywords: forked connecting rod, internal connecting rod, gas engine, V-type engine

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Інформація про об'єкт використання двигуна	6
1.2. Опис конструкції базового двигуна	9
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна	18
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	20
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	31
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	36
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	40
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	50
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.	52
3.2 Конструкція шатуна базового двигуна.	58
3.3 Розрахунок на міцність шатунного болта.	60
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном	61
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.	67
4.3 Висновок по розділу 4	69
ВИСНОВКИ	70
ЛІТЕРАТУРА	71

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ</i>									
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата										
Розробив		Кумпан С.С.			<i>Пояснювальна записка</i>				Літера		Лист		Листів	
Перевірив		Нестеренко В.В							н		3		71	
									<i>44-ЕМ-23</i>					
Н. контр		Нестеренко В.В												
Затвердив		Нестеренко В.В												

ДОДАТКИ:

Додаток 1 Специфікації складальних креслень

Додаток 2 Двигун 6ЧН15/15 – поперечний переріз

Додаток 3 Двигун 6ЧН15/15 – поздовжній переріз

Додаток 4 Складальне креслення шатунно-поршневої групи

Додаток 5 Робоче креслення шатуна вилчастого

Додаток 6 Робоче креслення шатуна внутрішнього

					ПІННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Дизельні двигуни і агрегати на їх базі представляють складну техніку, яка може бути виготовлена тільки за участю суміжних галузей промисловості (електротехнічна, приладобудівна, металургійна, турбобудування та ін.).

Світове дизелебудування розвивається дуже інтенсивно і має цілий ряд важливих напрямів, які властиві і вітчизняному дизелебудуванню:

- підвищення циліндрових і агрегатних потужностей за рахунок форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання;
- підвищення паливної і масляної економічності;
- оснащення дизелів і агрегатів на їх базі ефективними системами автоматизації на базі мікропроцесорної техніки, адаптивними механізмами;
- зниження питомої маси та ін..

Усе це вимагає вирішення питань організації високоефективного робочого процесу, зниження теплової напруженості циліндрово-поршневої групи, зниженні тертя, забезпечення якісного охолодження, впровадження нових технологічних процесів для забезпечення ресурсів і надійної роботи поршневих кілець, клапанів, підшипників і колінчастого валу, ущільнення газового стику і так далі, створення спеціалізованих підприємств [1]. Але розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ. Одним з основних напрямків подальшого розвитку двигунобудування є переобладнання двигунів, що працюють на дорогому дизельному паливі, на двигуни, які працюватимуть на більш дешевшому паливі – природному газі.

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з проектування чотиритактного газового двигуна потужністю 165 кВт на базі двигуна-прототипу 6ЧН 15/15. Крім того, в ході роботи на проектом необхідно розглянути питання щодо вдосконалення конструкції шатуна.

					ПІННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Двигун 6ЧН 15/15 встановлюється на деяких моделях військової техніки. З певними доробками його також застосовують на вантажівках. Це затребуваний тип моторів, який застосовується також і на важкій спецтехніці.

Основним у серії є двигун чотиритактного типу, що має розміри 15х15. Ця особливість дозволила збільшити потужність, швидкість обертання. Також була зменшена висота V-типу. В конструкції передбачений однокомпонентний картер. Він оснащується підшипниками кочення. Це підвищило й його жорсткість. У кривошипному механізмі були зафіксовані шатуни, що дозволило скоротити поздовжні габарити мотора.

Конфігурація камери згоряння 6ЧН 15/15 змінилася порівняно з В-2 але клапанний механізм зберігся колишнім. Він запускався з допомогою шестерень циліндричної конфігурації. Їх стало простіше виготовляти. При цьому такі елементи системи довели свою високу надійність, порівняно з косозубими. Були розроблені прототипи двигунів на 12, 10, 8 і 6 циліндрів. Розроблялися як наддувні, так і безнаддувні різновиди. З'явилися модифікації з потужністю 150-1200 кВт. При цьому питома витрата палива становила 240 г/кВт·год. Двигуни встановлювалися на самохідні броньовані машини. Їх період експлуатації становив не менше 1000 годин. У депонованих комерційних версіях цей показник становив 15-20 тис. годин.

Найбільш затребуваним у серії представлених моторів стала 6-циліндрова модифікація. Вона знайшла застосування в бойовій піхотній техніці на броньованих машинах.

Дослідження в області розробки представлених двигунів призвели до появи багатоцільових високошвидкісних двигунів. Їх потужність варіюється в діапазоні 74-965 кВт. Ці варіації призначені для установки на комерційних автотранспортних засобах.

					ПІННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виробництво багатоцільових різновидів ЧН15/15 має значні перспективи, для виготовлення озброєння в сучасних умовах. На БТР потрібно скоротити простір. Тому дизельні мотори почали відходити на другий план. Наукові дослідження проводилися в області газотурбінного двигуна. Розробка газотурбінних двигунів стала активно розвиватися також завдяки великому досвіду в створенні подібного обладнання для авіації. Також конкретні успіхи в танковій галузі призвели до розвитку цього напрямку. Вдалося вирішити такі проблеми, як гальмування за допомогою двигуна, роботи мотора в умовах високої запиленості і т.д. Газотурбінні двигуни витіснили двигун ЧН15/15 з причини менших габаритів. Також вони, порівняно з дизелями, не потребують громіздкою охолоджувальної системи, простіше запускаються. Тому сьогодні дизельні мотори ЧН15/15 з деякими доробками встановлюють на вантажну і важку спецтехніку. Відрізняючись високою надійністю, такі двигуни завоювали популярність і визнання серед автовласників.

Щоб зрозуміти, чому представлене обладнання користується таким попитом, потрібно розглянути технічний опис двигуна 6ЧН15/15. Цей мотор славиться своєю надійністю. В її конструкції передбачено рідинне охолодження. Впорскування палива здійснюється безпосередньо. При цьому представлений агрегат простий в експлуатації. Він відрізняється тривалим терміном експлуатації. Ще одним достоїнством є невибагливість до палива, на якому може працювати система.

Застосування на колінчастому валу підшипників кочення замість підшипників ковзання є відмінною особливістю представленого агрегату. Це технічне рішення дозволило спростити процес експлуатації двигуна. Він став надійніше [1]. Розглядаючи характеристики двигуна 6ЧН15/15 слід зазначити, що представлений силовий агрегат має робочий об'єм 159 л. Це наділяє дизельну установку чудовими тяговими якостями. Тому мотор застосовували для танкової техніки і встановлюють і зараз на вантажних автомобілях. Розглядаючи ТУ на складання двигунів 6ЧН 15/15, а також рекомендації щодо проведення його

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ремонту, можна відзначити простоту цього процесу. Особливістю представленого мотора також є відсутність системи зливу дизпалива. У нього немає об'ратки, яка застосовується в більшості силових агрегатів подібного типу. Недоліком системи є відсутність пускової системи в зимовий період. Це ускладнює процес експлуатації транспортного засобу. У цей час можуть виникати проблеми, пов'язані з замерзанням дизпалива. В подальшій модифікації мотора подібна система вже була передбачена. Це дозволило експлуатувати двигун при температурі до -20°C . Тут конструктори передбачили наявність бесфорсунчастого факельного підігріву вхідного потоку повітря.

Так як мотор виготовлений з якісного металевого сплаву, може застосовуватися в умовах підвищених навантажень. Двигун є стійким до перегріву.

Технічні характеристики

Щоб розуміти особливості представленого силового агрегату, потрібно приділити увагу технічним характеристикам двигуна 6ЧН15/15. Його блок циліндрів виготовлений з чавуну [1]. Тип системи живлення в представленій системі V-подібний. При 2600 об/хв. двигун має потужність 300 л. с.

В системі передбачено 6 циліндрів, на яких є по 2 клапана. Хід поршня становить 150 мм, як і діаметр циліндра. Ступінь стиснення складає 158. Агрегат здатний працювати на паливі ДЛ (в літній час), ДЗ (у зимовий період), ТС-1. У конструкції передбачено рідинне охолодження. Розглядаючи технічний опис двигуна 6ЧН 15/15 варто відзначити, що він витрачає не більше 175 л палива на годину. Габаритні розміри (ДхШхВ) складають 790х1150х742 мм. Важить силовий агрегат 665 кг. Виробником гарантована робота приладу протягом 500 ч. Це основні характеристики представленого приладу. Вони визначають його область застосування та особливості експлуатації. У системі застосовується мастило М-16ИХП-3, МТ-16п або МТЗ-10п. Масла при повній заправці потрібно близько 58 л. При цьому витрата мастильного компонента становить максимум 109 г/кВт·год. У цьому випадку кількість обертів валу становить 2200 об/хв.

Система має два типи пуску:

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

- Основний. Застосовується стиснене повітря.
- Додатковий. Використовується електростартер

.Двигун має автоматичну систему захисту від попадання води. За допомогою ручного приводу клапан встановлюється в початкове положення.

Модифікації

У базового двигуна 6ЧН15/15 є кілька наступних модифікацій. Він став базою для розробки ряду інших силових агрегатів. Однією з найбільш вдалих доробок став мотор з передбаченої системою об'єднаного зливу пального з системи форсунок. У нього також був передбачений безфорсунчастий смолоскипний підігрів вхідного потоку повітря. Також конструкція доповнювалася двосекційним фільтром для палива. Це була одна з найбільш вдалих доробок.

Наявність об'ємної вентильної моделі дозволило повноцінно підготувати його до зими. Для цього з двигуна зливалось літнє паливо. Також з'явилася можливість проведення якісної консервації силового агрегату. Тому область застосування цього мотора була набагато ширше [1]. У представленій модифікації також з'явилася система підігріву пального. Тому її застосовували навіть у зимовий період. Однак інших істотних відмінностей представлена модифікація не мала. При цьому вона виявилася більш універсальною і простий у застосуванні.

1.2 Опис конструкції базового двигуна

Дизелі типу Д20 (6ЧН15/15) є шестициліндровими, V-подібними, чотиритактними, швидкохідними з безпосереднім упорскуванням палива і високотемпературним рідинним охолодженням. До них відносяться наступні марки дизелів: УТД-20, 5Д20-240, 5Д20б-240, 5Д20б-300, 5Д20к-300, 5Д20к-300-01. Базовим дизелем цього сімейства є двигун УТД-20.

Решта дизелів відрізняються від базового конструкцією окремих деталей і складальних одиниць.

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

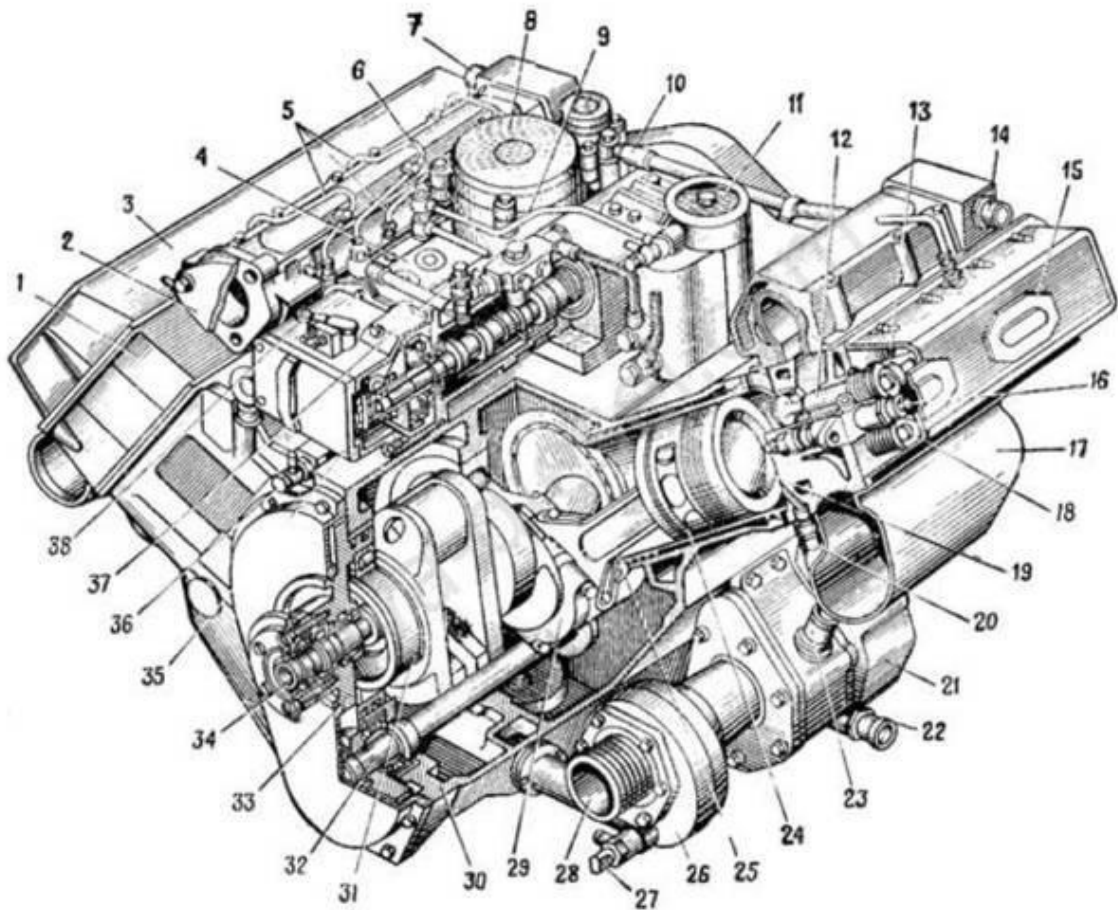


Рисунок 1.1 Двигун 6ЧН15-15

1 - головка блоку; 2 - охолоджуваний випускний колектор; 3 - кришка головки блоку; 4 - паливний насос; 5 - паливні трубки високого тиску; 6 - паливо підкачуючий насос; 7 і 14 - штуцера відводу охолоджувальної рідини; 8 - відцентровий масляний фільтр; 9 - трубопровід відведення палива і повітря; 10 - шланг підведення масла до відцентрового фільтру; 11 - паливний фільтр тонкого очищення; 12 - клапан випускний; 13 - розподільний вал випуску; 15 - кришка люка; 16 - форсунка; 17 - впускний колектор; 18 - розподільний вал впуску; 19 - поршень; 20 - клапан пуску повітря; 21 - маслонасосів; 22 - штуцер підведення масла до масляного насосу; 23 - штуцер відводу масла з насоса до радіатора; 24 - гільза циліндра; 25 - внутрішній шатун; 26 - водяний насос; 27 - кран зливу охолоджувальної рідини; 28 - вхідний патрубок водяного насоса; 29 - вильчастий шатун; 30 - блок-картер; 31 - колінчастий вал; 32 - вал врівноважує механізму; 33 - стакан переднього підшипника; 34 - вал відбору потужності; 35 - все-режимний регулятор; 36 - затискач підведення масла в головну магістраль двигуна від масляного насосу; 37 - затискач підведення масла до паливного насоса; 38 - важіль управління паливним насосом.

Двигун 6ЧН15/15 складається з наступних механізмів: кривошипно-шатунного механізму; механізму газорозподілу; механізму передач; механізму, що врівноважує.

Кривошипно-шатунний механізм призначений для перетворення зворотно-поступального руху поршнів в обертальний рух колінчастого валу. Кривошипно-

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ
					10

шатунний механізм складається: а) нерухомі частини: блок-картер; головки блоків; б) рухливі частини: колінчастий вал; маховик; шатунна група; поршнева група.

Блок-картер призначений для монтажу всіх деталей, вузлів і служить силовим остовом двигуна. Блок-картер відливається разом з сорочками циліндрів з кутом розвалу блоків 120 і являє собою жорстку монолітну конструкцію тунельного типу. Всередині блок-картер розділений ребренними поперечними перегородками на три циліндрових відсіку і має порожнину для встановлення шестерень механізму передач. У тунель, утворений розточками в перегородках, на роликових корінних підшипниках встановлюється колінчастий вал. У нижній частині перегородок паралельно осі колінчастого вала зроблені розточки для монтажу валу механізму, що врівноважує.

З лівого і правого боків блок-картера зроблено по три люка для монтажу шатунів. З правого боку блок-картера оброблені фланці для монтажу масляного насоса і нагнітаючого патрубка водяного насоса. З лівого боку блок-картера виконано ложе для монтажу стартера. Вище ложа стартера на припливі кріпиться генератор. З боку переднього торця на блок-картері є фланець, на який встановлюється стакан першого корінного підшипника і передня кришка.

Зверху по осі розвалу блок-картера виконаний прилив з розточкою всередині, в яку встановлюється муфта випередження впорскування палива. Продовження цієї розточення є опорою корпусу паливного насоса високого тиску. Друга опора ТНВД - полубугель з двома різьбовими отворами. Зверху на припливі є два різьбових отвори для відведення масла до механізму газорозподілу, паливного насоса і повітряного компресора машини. З торця припливу встановлений штуцер датчика манометра.

У розвалі блок-картера на шпильках кріпиться блок паливних фільтрів, блок масляних фільтрів, сапун. Для демонтажу та монтажу блок-картера в верхній частині вкручені римболти.

У кожному блоці виконано по три розточення, в які вставляються гільзи циліндрів. Між зовнішньою поверхнею гільзи і внутрішньою поверхнею розточення утворюється кільцева порожнина для протоки охолоджуючої рідини.

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гільзи циліндрів виготовлені з високолегованої сталі. Внутрішня поверхня гільз азотується. У верхній частині гільзи є борт з кільцевими канавками для установки мідного ущільнювача кільця газового стику.

Для перепуску води з охолоджуючих порожнин гільз циліндрів в охолоджуючу порожнину головок блоків на верхніх площинах блоків виконано по п'ятнадцять отворів. Ці отвори ущільнюються гумовими кільцями, натягнутими на латунні трубки.

У верхні площини блоків вкручено по вісім анкерних шпильок для кріплення головок блоків. По обидва боки блоків є приливи з отворами для зшивних шпильок головок блоків (рис. 1.2).

На стінці заднього торця блок-картера є великий фігурний фланець з шпильками для кріплення картера коробки передач. З цієї ж сторони в блок-картері є горизонтальні розточки для монтажу осей і підшипників шестерень механізму передач. У верхній частині задня стінка блок-картера переходить в коробку, яка пов'язала блоки циліндрів.

Головка блоку (рис. 1.2) відливається з алюмінієвого сплаву. Нижня плита разом з верхньою і бічними стінками утворює замкнуту порожнину, всередині якої розташовані прилиті до бічних стінок і нижньої плити головки впускні і випускні канали, колодязь для монтажу форсунки. Простір між стінками, каналами і колодязем форсунки служить водяний сорочкою охолодження головки.

Головки блоків встановлюються на виступаючі над площиною блок-картера бурти гільз і стягуються з блоком вісьмома анкерними і дванадцятьма зшивна шпильками кожна.

Стик між площиною головки і буртами гільз ущільнюється індивідуальними мідними кільцями. У нижній площині головки розточені три камери згоряння, в кожній з яких є чотири отвори, що з'єднують камеру з впускними і випускними каналами. У розточення цих отворів запресовані сталеві сидла клапанів. До внутрішніх конічних поверхонь сидл щільно прилягають фаски клапанів. По осі кожної камери згоряння розточені отвори для установки форсунок. З боку

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кріплення впускного колектора, нижче вікна, на осі кожного циліндра встановлені пускові клапани системи повітряного пуску двигуна.

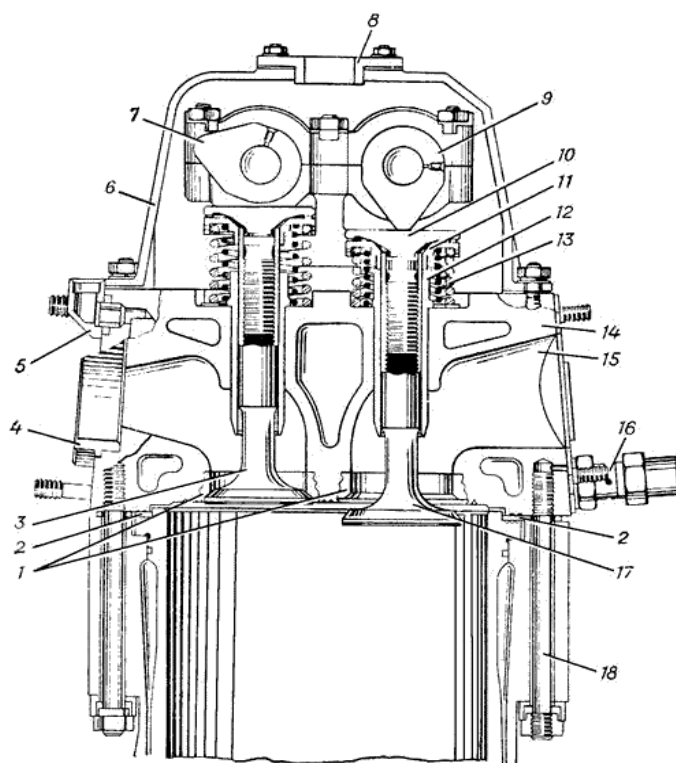


Рисунок 1.2 Головка блоку:

1 - сидла клапанів; 2 - ущільнююче мідне кільце; 3 - випускний клапан; 4 - випускне вікно; 5 – кутник для відведення пари; 6 - кришка головки блоку; 7 - випускний розподільний вал; 8 - кришки люка; 9 - впускний розподільний вал; 10 - нажимна таріль клапана; 11 - замок тарелі; 12 - пряма втулка клапана; 13 - пружини клапана; 14 - головка блоку; 15 - впускний вікно; 16 - пусковий клапан; 17 - впускний клапан; 18 - зшивна шпилька.

Охолоджуюча рідина в сорочку головки підводиться знизу з сорочкового простору блок-картера. Охолоджуюча рідина з сорочки головки відводиться через штуцер, який ввернуть в головку в районі третього циліндра, а пар - через кутник. На верхній площині головки встановлені чотири підшипники розподільних валів газорозподільного механізму. Головка блоку закрита зверху кришкою. Три люка на верхній порожнині кришки головки, що закриваються штампованими кришками, забезпечують можливість установки і знімання форсунок без зняття кришки головки. По осі штампованих кришок виконані отвори навпроти форсунок для монтажу трубок об'єднаного зливу палива, що просочився через форсунки. На бічній стінці кришки розташовані три припливу з отворами для установки штуцерів трубопроводів високого тиску, за якими паливо подається до форсунок.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ
					13

Колінчастий вал (рис. 1.3) виготовлений з високоякісної легованої сталі методом штампування. Три шатунні шийки валу розташовані під кутом 120° один щодо одного. Шатунні шийки і корінні опори з'єднані між собою щоками еліптичної форми. На продовженнях першої і другої щік кріпляться противаги. З одного боку до валу кріпиться маховик, а з іншого в порожнину першої корінної опори запресований хвостовик. На першу корінну опору встановлюється наполегливий роликовий підшипник, внутрішнє кільце якого притиснуто до фланця. На зовнішнє кільце підшипника надаватися стакан. Зовнішнє кільце стопориться в склянці розрізним пружним кільцем. Решта три опори валу є біговими доріжками для роликів корінних радіальних підшипників. Колінчастий вал монтується в зборі з корінними підшипниками і переднім склянкою в нагрітий до $80-90^\circ \text{C}$ блок-картер.

У шатунних шийках колінчастого валу є порожнини, які повідомляються між собою похилими отворами. У внутрішню порожнину колінчастого валу масло підводиться від масляного фільтра двигуна через канал головної масляної магістралі і отвори в склянці першого підшипника. З порожнини склянки масло проходить всередину колінчастого валу і по отворах в ньому - в порожнині шатунних шийок. Для підведення мастила до поверхонь, що труться вкладишів шатунів в шатунних шийках виконані отвори.

З боку носка на колінчастий вал встановлена шестерня, від якої через механізм передач здійснюється привід вузлів і агрегатів, які забезпечують роботу двигуна.

Маховик призначений для підвищення рівномірності ходу двигуна; прокрутки колінчастого валу під час пуску двигуна електричним стартером; полегшення перевірки і регулювання в умовах експлуатації і ремонту машини фаз газорозподілу, розподільника повітря і кута випередження подачі палива (за допомогою градуювання). Крім того, маховик, який має противагу, є одним з елементів врівноважує механізму. Маховик виготовлений зі сталі. По зовнішньому контуру маховика нарізані зуби, а на обід нанесено градуювання з ціною поділки один градус повороту колінчастого валу. Маховик кріпиться до хвостовика

					ЛННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

колінчастого валу в строго певному положенні, для чого один з фіксуючих штифтів розташований на більший радіусі, ніж інші.

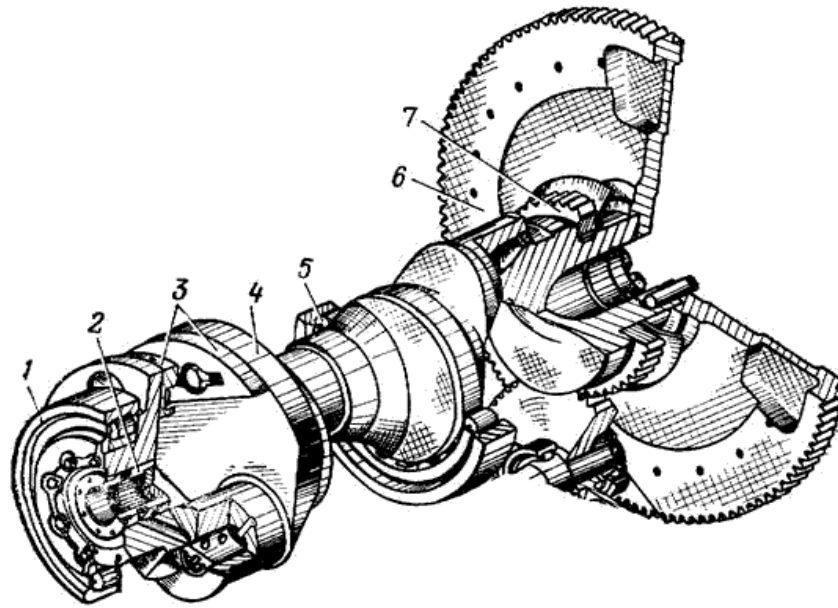


Рисунок 1.3. Колінчастий вал:

1 - завзятий шарикопідшипник; 2 - хвостовик; 3 - противаги; 4 - колінчастий вал; 5 - роликпідшипник; 6 - маховик; 7 - шестерня.

Шатунова група (рис.1.4) передає зусилля від поршнів на колінчастий вал. Здійснює складний рух, оскільки бере участь в перетворенні зворотно-поступального руху поршнів в обертальний рух колінчастого валу.

На двигуні 6ЧН15/15 застосована система центральних шатунів. Шатунова група складається з вільчатого і внутрішнього шатунів. Верхні головки вільчастих шатунів з'єднуються з поршнями лівого блоку, а внутрішніх - з поршнями правого блоку. Нижня головка вільчатого шатуна монтується на шатунової шийці колінчастого валу, а по її зовнішньої поверхні працює нижня головка внутрішнього шатуна.

Вкладиші є підшипниками ковзання шатунів. Вони виготовляються зі сталі, внутрішня поверхня вкладишів залита тонким шаром свинцювата бронзи і для кращої підробітки освинцьованої. Половинки вкладишів фіксуються від провертання штифтами. Остаточна розточування вкладишів виробляється після установки їх в головки шатунів.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	15

У верхні головки вильчатих і внутрішніх шатунів запресовані бронзові втулки, службовці підшипниками для поршневих пальців. Палець змащується розбризкуванням масла через шість отворів у верхній голівці шатуна.

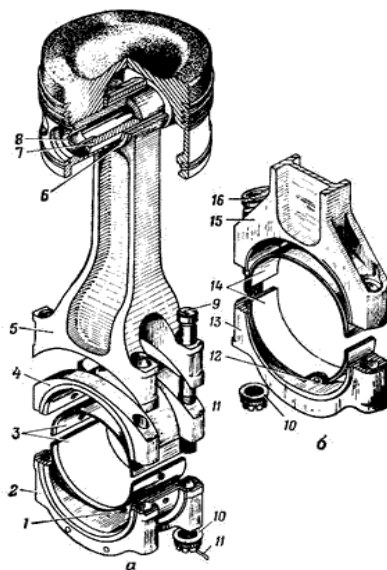


Рисунок 1.4. Шатунова група:

а - вильчастий шатун; б - нижня головка внутрішнього шатуна; 1 і 12 - штифти; 2 - кришка вильчатого шатуна; 3 і 14 - вкладиші; 4 - проставка; 5 - стрижень вильчатого шатуна; 6 - втулка; 7 - поршневий палець; 8 - заглушка; 9 - болт; 10 - гайка; 11 - шплінт; 13 - кришка внутрішнього шатуна; 15 - стрижень внутрішнього шатуна; 16 - болт.

Поршнева група (рис. 1.5) служить для сприйняття тиску газів і передачі його через шатун колінчастого валу. Поршнева група складається з поршня, поршневих кілець, поршневого пальця і заглушок

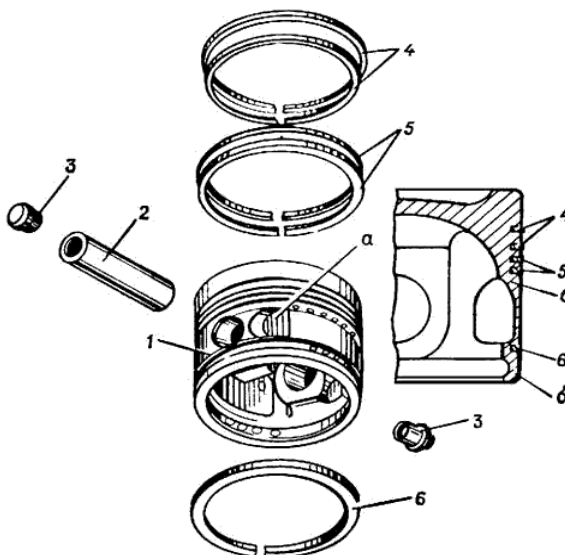


Рисунок 1.5. Поршнева група:

1 - поршень; 2 - поршневий палець; 3 - заглушка; 4, 5, 6 - поршніві кільця; а - поглиблення; б - отвори.

					ПІННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Поршень штампований з алюмінієвого сплаву. Для зменшення теплового навантаження на днище поршня завдано гальванічним способом тонкий твердий теплоізоляційний шар. Днищу поршня додана спеціальна форма, що сприяє ефективному сумішоутворенню і згорянню палива, що впорскується. З внутрішньої сторони на спідниці поршня є дві бобишки. У розточення бобишек при зчленуванні поршня з шатуном вставляється поршневий палець. Для зменшення ваги поршня з внутрішньої і зовнішньої сторін спідниці виконані виїмки.

По поверхні поршня проточені п'ять канавок, чотири з яких розташовані вище отвору під поршневий палець, а одна - нижче. Четверта і п'ята канавки мають фаски з маслосточними отворами. У канавки поршня встановлюються поршневі кільця. Два верхніх кільця – ущільнюючі, сталеві, трапецеїдального перетину, поверхня яких покрита хромом. Третє і четверте кільця комбіновані, тобто поряд з ущільненням від прориву газів служать для видалення зайвого масла з дзеркала гільз циліндрів.

Комбіновані кільця конічного перетину виготовлені зі спеціального чавуну. Кільця покриті тонким шаром твердого хрому.

П'яте кільце -маслознімне - також виготовляється зі спеціального чавуну.

Поршневий палець - плаваючого типу, сталевий, цементовий по зовнішній поверхні, всередині порожниста. У бобишки поршня палець встановлюється з натягом. З обох сторін у поршневий палець встановлюються бронзові заглушки, що обмежують його осьове переміщення і оберігають дзеркало циліндра від задирака торцями пальця.

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вимоги до проєктованого двигуна.

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий індикаторний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захаращений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Основні параметри двигуна прототипу.

Двигун проектується на базі прототипу 6ЧН15/15, його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації) :

Технічна характеристика двигуна 6ЧН15/15

Тип чотиритактний дизель рідинного охолодження, з займанням від стиснення, з безпосереднім упорскуванням палива

Марка двигуна УТД-20С1

Число циліндрів 6

Розташування циліндрів V-подібними з кутом розвалу 120° і вертикальним розташуванням осі розвалу

Порядок нумерації циліндрів з боку, протилежного маховика

Порядок роботи циліндрів 1л - 1пр - 2л - 2пр - 3л - 3пр

Діаметр циліндра, мм 150

Хід поршня, мм 150

Робочий об'єм циліндрів двигуна, л 15,9

Ступінь стиснення 15,8

Максимальна потужність:

при 2600 хв^{-1} , кВт (к.с.) 210-221 (285-300)

Максимальний крутний момент,

при $1500-1600 \text{ хв}^{-1}$, Н м (кгс м) 883-1030 (90-105)

Частота обертання колінчастого валу двигуна, хв^{-1} :

- експлуатаційна 1500-2600
- рекомендована експлуатаційна 1800-2400
- максимально допустима на х.х. 2900
- мінімально стійка на х.х. 700

Габаритні розміри, мм:

- довжина 790; ширина 1150; висота 742

Маса сухого двигуна, кг 665

					ПІННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна.

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння скрита в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також мають місце теплові та аеродинамічні втрати.

В даній кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і вдосконалена Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву об основних параметрах циклу та факторах, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, який проходить в двигуні, описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд дослідних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок робочого процесу газового двигуна.
Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	165	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	1500	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	150	мм
Хід поршня	$S =$	150	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,7	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	145	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	135	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,15	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,37	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	105300	кДж/м ³
Скраплений газ пропан-бутан			
Склад:	в %	В об'ємних долях	
метан	$CH_4 =$	0	$R_{CH_4} =$ 0
етан	$C_2H_6 =$	0	$R_{C_2H_6} =$ 0
пропан	$C_3H_8 =$	50	$R_{C_3H_8} =$ 0,5
бутан	$C_4H_{10} =$	50	$R_{C_4H_{10}} =$ 0,5
пентан	$C_5H_{12} =$	0	$R_{C_5H_{12}} =$ 0
вуглекислота	$CO_2 =$	0	$R_{CO_2} =$ 0
оксид вуглецю	$CO =$	0	$R_{CO} =$ 0

азот	$N_2 =$	0	$R_{N_2} =$	0
кисень	$O_2 =$	0	$R_{O_2} =$	0
водень	$H_2 =$	0	$R_{H_2} =$	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2], \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 27,38 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 47,55 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (n C_n H_m + CO_2), \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 3,5 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 4,5 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 4,025 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 36,773 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 48,798 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 1,25 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,0263$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, K$$

$$T_B = 336,8 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^0 K)$$

$$\text{число з інтервалу} = 60$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 276,8 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{cm} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, K$$

$$T_{cm} = 319,1 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_{\epsilon}$$

$$P_d = 137,8 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,045$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$$T_d = 347 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \epsilon^{n_1}, \text{кПа}$$

$$P_c = 3452,4 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \epsilon^{n_1-1}, K$$

$$T_c = 828,9 \text{ K}$$

$$t_c = 555,9 \text{ } ^0\text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1,0252$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot m C_p m_z \cdot t_z - (m C_v m_m + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_z}$$

$$R_{CO_2} = 0,0717$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_z}$$

$$R_{H_2O} = 0,0922$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_z}$$

$$R_{O_2} = 0,0825$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_z}$$

$$R_{N_2} = 0,7536$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

$$m C_{V_{me}} = R_{O_2} \cdot m C_{V_{O_2}} + R_{N_2} \cdot m C_{V_{N_2}} + R_{H_2O} \cdot m C_{V_{H_2O}} + R_{CO_2} \cdot m C_{V_{CO_2}}$$

$$\text{для } O_2: m C_{V_{O_2}} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } N_2: m C_{V_{N_2}} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } CO_2: m C_{V_{CO_2}} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } H_2O: m C_{V_{H_2O}} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$m C_{V_{me}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 21,41$$

$$b = 558,42$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{zn} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \times \\ \times mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

$$mCv_{ch_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{c_2h_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{c_3h_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{c_4h_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{c_5h_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\Gamma\Gamma} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 54,05$$

$$b = 14710,5$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{\Gamma\Gamma} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{mc} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки отримаємо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 21,10$$

$$b = 516,38$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 21,10$$

$$b = 258,19$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,162$$

$$b = 535,827$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,162$$

$$b = 267,914$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - C = 0$$

де:

$$A = 274,652$$

$$B = 29,896$$

$$C = 60222,56 \quad 81263,2$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 1737,2 \text{ C} \quad T_z = 2010,2 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{ кПа}$$

$$p_{\max} = 8582,6 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,49$$

$$\Delta \lambda = 5,63 \%$$

$\Delta \lambda$ повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\epsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{кПа}$$

$$p_{\text{в}} = 454,1 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_{\text{в}} = 1116,7 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 880,6 \text{ К}$$

де $K' = 1,4$; $K'' = 1,35$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{P_r}}}$$

$$T_r = 745,3 \text{ К}$$

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 0,63 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{кПа}$$

$$P_{mi} = 994,10 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,42$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, M^3 / (квт \cdot год)$$

$$g_i = 0,08 \text{ м}^3 / (квт \cdot год)$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{п.ср} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30}, M / C$$

$$S_{пп} = 0,15 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{п.ср.} = 7,5 \text{ м/с}$$

$$P_M = 123,6 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ кПа}$$

$$P_{me} = 870,55 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,88$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,366$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m}, M^3 / (квт. год).$$

$$b_e = 0,093 \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, \text{ м}^3/\text{год}$$

$$B = 15,4 \text{ м}^3/\text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{ Л}$$

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 15,16 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 2,53 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,15 \text{ м}$$

$$m = 1$$

$$d = 147,7 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 147,7 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 150 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 150 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ Л}$$

$$V_{st} = 15,90 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$$V_s = 2,65 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, KBm$$

$$P_{ep} = 173,0 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \times 100\%$$

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{esp} = 169,0 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 4,72 \%$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3 Розрахунок теплового балансу

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	173,0	кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	1500	хв-1
діаметр циліндру	$D =$	150	мм
хід поршня:	$S =$	150	мм
число циліндрів:	$i =$	8	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	105300	кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_f =$	15,4	м ³ / год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,42	
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,37	
кількість свіжого заряду	$M_f =$	47,548	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	48,798	кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{c.p.g.} =$	880,6	К
температура на початку стиску	$T_d =$	347,3	К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	24,75	кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,64	кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	994,10	кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 450,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 173,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 38,4 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 165 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100 \%$$

$$\Delta = 4,84 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{г.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вип.}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,25 \quad 0,14$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,07 \quad 0,05$$

$$Q_w = 85,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a = 0,088$ в $= 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 7,5 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 176,5 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 105,90 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{CPT} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,0026 \text{ м}^3$$

$$P_n = 28,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 28,1 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 113,7 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_e \cdot C_{me} \cdot \Delta T_e}$$

$K = 1,2-1,5$ - коефіцієнт запасу. $K = 1,5$

$\rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{me} = 4,19 \text{ кДж/(кг*град)}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_e = 6-10 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0041 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_e \cdot \Delta P_e / \eta_{в.н.}$$

де $\Delta P_e = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.} = 0,6 - 0,7$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 0,61 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{в.н.} = 0,61 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 114,3 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_b = 25,36 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_r = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cpz}} \cdot T_{cpz} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'' v$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p' v$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 33,07 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 29,95 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_r = 177,1 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_r = 39,28 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II}$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = 0,0742$$

тоді

$$Q_{MD} = 33,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 4,8 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $K = 1,5$

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - щільність масла

$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

$T_M = 6 - 15 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0004 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі.
 $P_0 = 400000 \text{ Па}$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ - механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 0,22 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 0,2 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 5,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_M = 1,11 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_g + Q_{\text{тр}} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 18,5 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 4,11 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 1

Таблиця 1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	173,0	38,4
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	114,3	25,4
теплота, яка виноситься випускними газами	177,1	39,3
теплота, яка відводиться маслом	5,0	1,1
невраховані теплові втрати	18,5	4,1
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	488,0	100,0

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	0,994 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1378 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,370	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10,500	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	8,583 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,250	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,000	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,040 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,960	

Таблиця 2

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	3,452	86,3	8,583	214,6	5,130
1,25	2,543	63,6	6,494	162,3	3,951
1,5	1,981	49,5	5,170	129,3	3,189
1,75	1,604	40,1	4,264	106,6	2,660
2	1,336	33,4	3,609	90,2	2,273
3	0,766	19,2	2,174	54,3	1,407
4	0,517	12,9	1,517	37,9	1,000
5	0,381	9,5	1,148	28,7	0,767
6	0,297	7,4	0,914	22,8	0,617
7	0,240	6,0	0,754	18,8	0,514
8	0,200	5,0	0,638	15,9	0,438
9	0,170	4,3	0,551	13,8	0,380
9,5	0,158	3,9	0,515	12,9	0,357
$P_{mi}^D =$					1,036

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$V_s = [AB] = 180 \text{ мм}$$

$$V_c = 18,947 \text{ мм}$$

Приведений робочий об'єм

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,015 \quad \text{МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = 4,08$$

Похибка не перевищує 5%

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$	точка подачі іскри.
$f, \text{ДоВМТ}$	Визначається кутом випередження запалювання
	точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 =, ^\circ \text{ПКВ}$
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	кут після ВМТ, де тиск максимальний
$b', \text{ПісляВМТ}$	точка відкриття випускного клапану
$r', \text{ДоВМТ}$	точка відкриття впускного клапану
$r'', \text{ПісляВМТ}$	точка закриття випускного клапану
$d', \text{ДоВМТ}$	точка закриття впускного клапану
c''	точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
Z_d	точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,268	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB]=$	180	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta \varphi_1 =$	10	$^\circ \text{ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_f=$	0,135	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p=$	0,040	МПа/мм Масштаб тиску.
$S=$	150	мм Хід поршня.
$P_c=$	3,452	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max}=$	8,583	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 3 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	15	0,043	3,9
$f, \text{ДоВМТ}$	5	0,005	0,4
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	1,7
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,721	154,9
$r', \text{ДоВМТ}$	10	0,019	1,7
$r'', \text{ПісляВМТ}$	30	0,167	15,1
$d', \text{ДоВМТ}$	150	1,900	171,0

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,4 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 4,14 \quad \text{МПа} \\ P_c'' &= 103,6 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для карбюраторних і газових двигунів: $P_{zd} = P_{\max} * 0,85$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 7,30 \quad \text{МПа} \\ P_{zd} &= 182 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

$$OO = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 21,3 \quad \text{мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 1,89$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 11,3 \quad \text{мм}$$

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Вихідні дані:

$d=$	0,15	м - діаметр циліндра
$s=$	0,15	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,268	- кривошипно-шатунне відношення
$r=$	0,075	м - радіус кривошипа
$n=$	1500	хв ⁻¹ - частота обертання
$m_s=$	7,0	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	1,00	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30}$$
$$\omega = 157,0 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$
$$A = 0,018 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_e = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_e \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_{\kappa} = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{uob} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{uob} = -18,2 \quad \text{кН}$$

$$F_{uob} = -18,2 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 9,87 \quad \text{кг}$$

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$\text{для } \varphi = 10 \dots 180^\circ \quad P_u = P_d$$

$$\text{для } \varphi = 190 \dots 350^\circ \quad P_u = P_d \left(\frac{V_a}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 360^\circ \quad P_u = \frac{P_{\max} + P_c}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 370^\circ \quad P_u = P_{\max}$$

$$\text{для } \varphi = 380 \dots 530^\circ \quad P_u = P_{\max} \left(\frac{V_c \cdot \rho}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 540^\circ \quad P_u = \frac{P_b + P_d}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 550 \dots 720^\circ \quad P_u = P_r$$

Робочий об'єм

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S = 0,00265 \text{ м}^3$$

Об'єм камери сгорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = 0,00033 \text{ м}^3$$

Повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,002981 \text{ м}^3$$

Перемінний об'єм циліндра в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$V_f = A r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos \varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

Таблиця 4

Результати динамічного розрахунку.

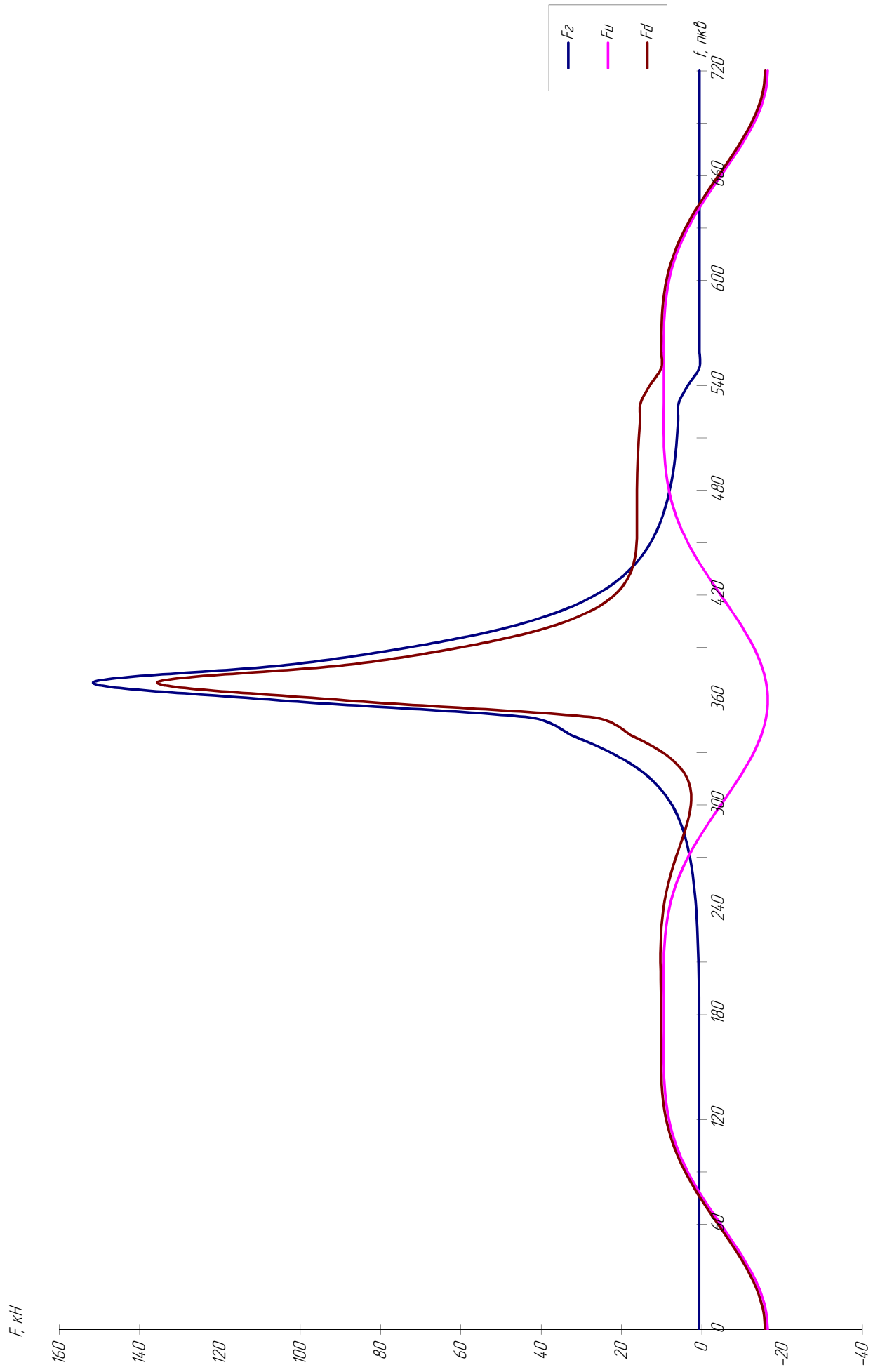
φ °	Vf	F _г	F _и	F _d	F _N	F _г	F _k	F _г	F _и	F _d	F _N	F _г	F _k
ПКВ	мЗ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН
0	0,0003	0,667	-16,409	-15,742	0,000	-15,742	0,000	0,67	-16,41	-15,74	0,00	-15,74	0,00
10	0,0004	0,667	-16,003	-15,336	-0,711	-14,979	-3,367	0,67	-16,00	-15,34	-0,71	-14,98	-3,37
20	0,0004	0,667	-14,817	-14,150	-1,277	-12,851	-6,064	0,67	-14,82	-14,15	-1,28	-12,85	-6,06
30	0,0006	0,667	-12,941	-12,274	-1,590	-9,800	-7,575	0,67	-12,94	-12,27	-1,59	-9,80	-7,57
40	0,0007	0,667	-10,515	-9,849	-1,603	-6,437	-7,650	0,67	-10,52	-9,85	-1,60	-6,44	-7,65
50	0,0009	0,667	-7,716	-7,049	-1,333	-3,398	-6,350	0,67	-7,72	-7,05	-1,33	-3,40	-6,35
60	0,0011	0,667	-4,736	-4,070	-0,849	-1,194	-4,010	0,67	-4,74	-4,07	-0,85	-1,19	-4,01
70	0,0014	0,667	-1,769	-1,102	-0,244	-0,107	-1,134	0,67	-1,77	-1,10	-0,24	-0,11	-1,13
80	0,0016	0,667	1,012	1,679	0,385	-0,161	1,733	0,67	1,01	1,68	0,38	-0,16	1,73
90	0,0018	0,667	3,468	4,135	0,957	-1,150	4,135	0,67	3,47	4,13	0,96	-1,15	4,13
100	0,0021	0,667	5,506	6,173	1,414	-2,735	5,786	0,67	5,51	6,17	1,41	-2,74	5,79
110	0,0023	0,667	7,083	7,749	1,717	-4,545	6,592	0,67	7,08	7,75	1,72	-4,55	6,59
120	0,0025	0,667	8,204	8,871	1,850	-6,269	6,624	0,67	8,20	8,87	1,85	-6,27	6,62
130	0,0026	0,667	8,920	9,587	1,813	-7,703	6,051	0,67	8,92	9,59	1,81	-7,70	6,05
140	0,0027	0,667	9,311	9,978	1,624	-8,765	5,077	0,67	9,31	9,98	1,62	-8,76	5,08
150	0,0028	0,667	9,473	10,140	1,314	-9,467	3,882	0,67	9,47	10,14	1,31	-9,47	3,88
160	0,0029	0,667	9,504	10,170	0,918	-9,877	2,599	0,67	9,50	10,17	0,92	-9,88	2,60
170	0,003	0,667	9,485	10,152	0,471	-10,080	1,297	0,67	9,49	10,15	0,47	-10,08	1,30
180	0,003	0,667	9,473	10,139	0,000	-10,139	0,000	0,67	9,47	10,14	0,00	-10,14	0,00
190	0,003	0,683	9,485	10,169	-0,471	-10,096	-1,299	0,68	9,49	10,17	-0,47	-10,10	-1,30
200	0,0029	0,734	9,504	10,238	-0,924	-9,943	-2,616	0,73	9,50	10,24	-0,92	-9,94	-2,62
210	0,0028	0,824	9,473	10,297	-1,334	-9,613	-3,943	0,82	9,47	10,30	-1,33	-9,61	-3,94
220	0,0027	0,959	9,311	10,270	-1,671	-9,021	-5,225	0,96	9,31	10,27	-1,67	-9,02	-5,23
230	0,0026	1,150	8,920	10,070	-1,904	-8,091	-6,356	1,15	8,92	10,07	-1,90	-8,09	-6,36
240	0,0025	1,414	8,204	9,618	-2,006	-6,797	-7,182	1,41	8,20	9,62	-2,01	-6,80	-7,18

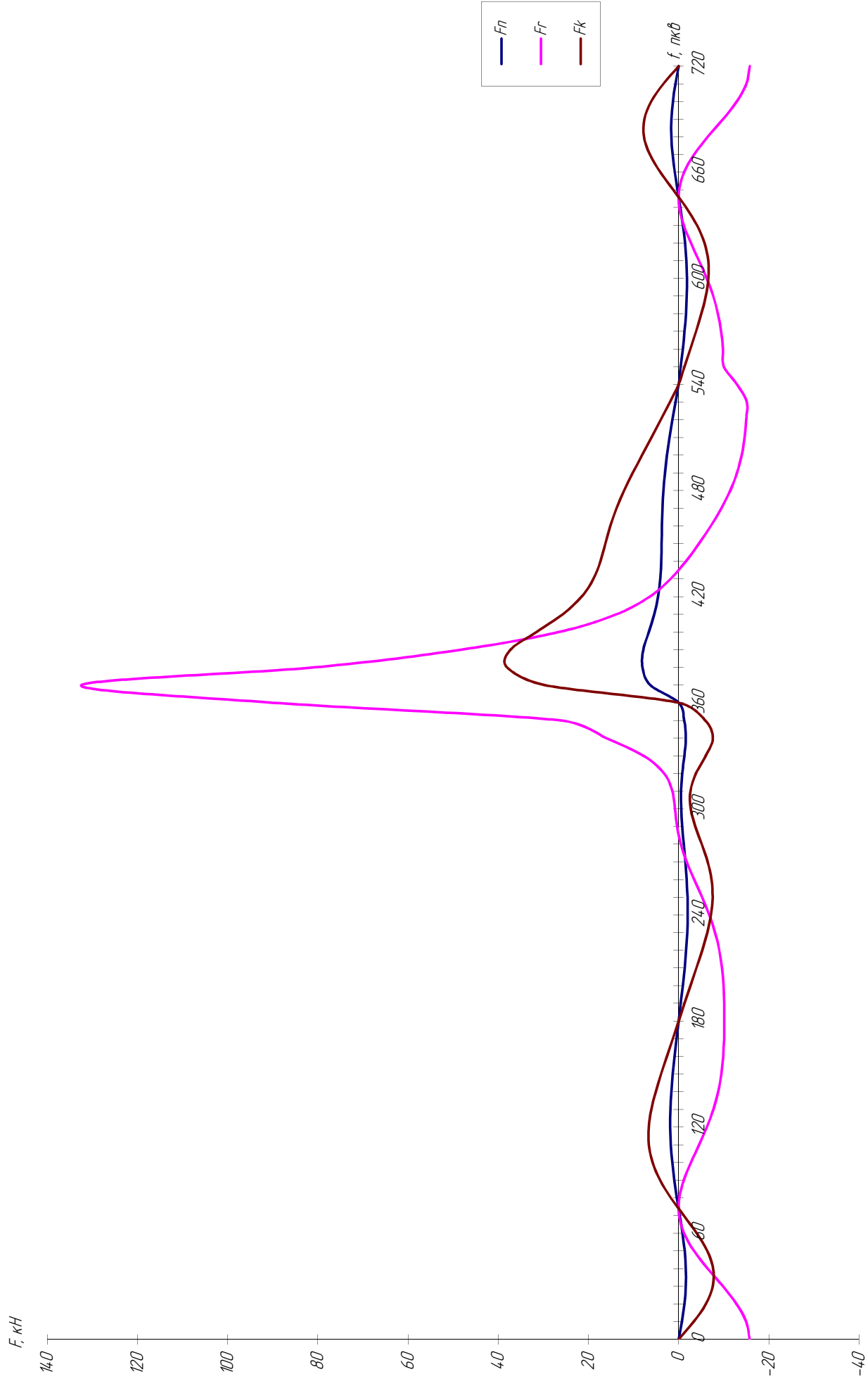
Продовження таблиці 4

250	0,0023	1,776	7,083	8,859	-1,963	-5,196	-7,536	1,78	7,08	8,86	-1,96	-5,20	-7,54
260	0,0021	2,275	5,506	7,781	-1,782	-3,448	-7,293	2,27	5,51	7,78	-1,78	-3,45	-7,29
270	0,0018	2,968	3,468	6,436	-1,490	-1,790	-6,436	2,97	3,47	6,44	-1,49	-1,79	-6,44
280	0,0016	3,949	1,012	4,961	-1,136	-0,475	-5,121	3,95	1,01	4,96	-1,14	-0,48	-5,12
290	0,0014	5,365	-1,769	3,596	-0,797	0,351	-3,699	5,37	-1,77	3,60	-0,80	0,35	-3,70
300	0,0011	7,459	-4,736	2,723	-0,568	0,799	-2,683	7,46	-4,74	2,72	-0,57	0,80	-2,68
310	0,0009	10,622	-7,716	2,906	-0,549	1,401	-2,618	10,62	-7,72	2,91	-0,55	1,40	-2,62
320	0,0007	15,453	-10,515	4,937	-0,804	3,227	-3,835	15,45	-10,52	4,94	-0,80	3,23	-3,83
330	0,0006	22,689	-12,941	9,748	-1,263	7,783	-6,015	22,69	-12,94	9,75	-1,26	7,78	-6,02
340	0,0004	32,555	-14,817	17,738	-1,601	16,109	-7,601	32,55	-14,82	17,74	-1,60	16,11	-7,60
350	0,0004	42,836	-16,003	26,833	-1,244	26,208	-5,891	42,84	-16,00	26,83	-1,24	26,21	-5,89
360	0,0003	106,284	-16,409	89,875	0,000	89,875	0,000	106,28	-16,41	89,88	0,00	89,88	0,00
370	0,0004	151,591	-16,003	135,588	6,285	132,431	29,765	151,59	-16,00	135,59	6,29	132,43	29,77
380	0,0004	103,618	-14,817	88,801	8,014	80,650	38,053	103,62	-14,82	88,80	8,01	80,65	38,05
390	0,0006	73,325	-12,941	60,384	7,823	48,211	37,263	73,32	-12,94	60,38	7,82	48,21	37,26
400	0,0007	51,105	-10,515	40,590	6,606	26,531	31,528	51,10	-10,52	40,59	6,61	26,53	31,53
410	0,0009	36,272	-7,716	28,556	5,400	13,767	25,726	36,27	-7,72	28,56	5,40	13,77	25,73
420	0,0011	26,560	-4,736	21,824	4,551	6,402	21,504	26,56	-4,74	21,82	4,55	6,40	21,50
430	0,0014	20,132	-1,769	18,362	4,070	1,790	18,889	20,13	-1,77	18,36	4,07	1,79	18,89
440	0,0016	15,783	1,012	16,795	3,847	-1,609	17,337	15,78	1,01	16,79	3,85	-1,61	17,34
450	0,0018	12,771	3,468	16,240	3,759	-4,517	16,240	12,77	3,47	16,24	3,76	-4,52	16,24
460	0,0021	10,642	5,506	16,148	3,699	-7,156	15,136	10,64	5,51	16,15	3,70	-7,16	15,14
470	0,0023	9,111	7,083	16,194	3,589	-9,499	13,776	9,11	7,08	16,19	3,59	-9,50	13,78
480	0,0025	7,999	8,204	16,203	3,379	-11,450	12,099	8,00	8,20	16,20	3,38	-11,45	12,10
490	0,0026	7,187	8,920	16,108	3,046	-12,942	10,167	7,19	8,92	16,11	3,05	-12,94	10,17
500	0,0027	6,601	9,311	15,912	2,590	-13,978	8,096	6,60	9,31	15,91	2,59	-13,98	8,10
510	0,0028	6,187	9,473	15,660	2,029	-14,621	5,996	6,19	9,47	15,66	2,03	-14,62	6,00
520	0,0029	5,912	9,504	15,416	1,391	-14,972	3,939	5,91	9,50	15,42	1,39	-14,97	3,94
530	0,003	5,755	9,485	15,241	0,706	-15,132	1,947	5,76	9,49	15,24	0,71	-15,13	1,95

Продовження таблиці 4

540	0,003	3,460	9,473	12,933	0,000	-12,933	0,000	3,46	9,47	12,93	0,00	-12,93	0,00
550	0,003	0,618	9,485	10,103	-0,468	-10,032	-1,291	0,62	9,49	10,10	-0,47	-10,03	-1,29
560	0,0029	0,618	9,504	10,122	-0,913	-9,830	-2,586	0,62	9,50	10,12	-0,91	-9,83	-2,59
570	0,0028	0,618	9,473	10,091	-1,307	-9,421	-3,864	0,62	9,47	10,09	-1,31	-9,42	-3,86
580	0,0027	0,618	9,311	9,929	-1,616	-8,722	-5,052	0,62	9,31	9,93	-1,62	-8,72	-5,05
590	0,0026	0,618	8,920	9,539	-1,804	-7,664	-6,021	0,62	8,92	9,54	-1,80	-7,66	-6,02
600	0,0025	0,618	8,204	8,823	-1,840	-6,234	-6,588	0,62	8,20	8,82	-1,84	-6,23	-6,59
610	0,0023	0,618	7,083	7,701	-1,707	-4,517	-6,551	0,62	7,08	7,70	-1,71	-4,52	-6,55
620	0,0021	0,618	5,506	6,124	-1,403	-2,714	-5,740	0,62	5,51	6,12	-1,40	-2,71	-5,74
630	0,0018	0,618	3,468	4,086	-0,946	-1,137	-4,086	0,62	3,47	4,09	-0,95	-1,14	-4,09
640	0,0016	0,618	1,012	1,630	-0,373	-0,156	-1,683	0,62	1,01	1,63	-0,37	-0,16	-1,68
650	0,0014	0,618	-1,769	-1,151	0,255	-0,112	1,184	0,62	-1,77	-1,15	0,26	-0,11	1,18
660	0,0011	0,618	-4,736	-4,118	0,859	-1,208	4,058	0,62	-4,74	-4,12	0,86	-1,21	4,06
670	0,0009	0,618	-7,716	-7,098	1,342	-3,422	6,394	0,62	-7,72	-7,10	1,34	-3,42	6,39
680	0,0007	0,618	-10,515	-9,897	1,611	-6,469	7,688	0,62	-10,52	-9,90	1,61	-6,47	7,69
690	0,0006	0,618	-12,941	-12,323	1,597	-9,839	7,604	0,62	-12,94	-12,32	1,60	-9,84	7,60
700	0,0004	0,618	-14,817	-14,199	1,281	-12,896	6,084	0,62	-14,82	-14,20	1,28	-12,90	6,08
710	0,0004	0,618	-16,003	-15,385	0,713	-15,027	3,377	0,62	-16,00	-15,38	0,71	-15,03	3,38
720	0,0003	0,618	-16,409	-15,791	0,000	-15,791	0,000	0,62	-16,41	-15,79	0,00	-15,79	0,00





2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна. Таблиця 2.2

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у%
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	200	169	15,5
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	810	870	7,4
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,392	0,366	6,6
4	Механічний ККД	η_m	-	0,87	0,88	1,1
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж	4,25	3,1	27
6	Діаметр циліндру	D	мм	150	150	0,0
7	Хід поршня	S	мм	150	150	0,0

Для порівняння кількості тепла, що використана проектованим двигуном та прототипом було зроблено перерахунок питомої ефективної витрати палива:

1. У дизельного двигуна

$$b_e = 0,108 \cdot 42500 = 4,25 \text{ МДж}$$

2. У проектного двигуна

$$b_e = 0,093 \cdot 33350 = 3,1 \text{ МДж}$$

Відповідно завдання змінено вид палива, що використовується двигуном. Використання природного газу потребує зменшення тиску в камері згоряння для уникнення явищ детонації. Відповідно табл. 2.2 середній ефективний тиск збільшився на 7,4%. Питома ефективна витрата палива зменшилась на 27%. Результати таблиці 2.2 показують зменшення ефективного ККД двигуна, що проектується, на 6,6% у порівнянні з прототипом.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	50

ПІННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ

Зменшення питомої ефективної витрати палива можна пояснити зменшенням ефективної потужності проектного двигуна, а також зміною виду палива у порівнянні з прототипом.

Також необхідно відмітити зменшення механічного ККД проектного двигуна на 6,6%.

Все вище зазначене дозволяє зробити висновок про необхідність застосування додаткових конструкторських рішень, направлених на збільшення міцності деталей кривошипно-шатунного механізму. Зазначені рішення описано в розділі 3 даної дипломної роботи.

					<i>ПІННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ</i>	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Рухомими деталями КШМ є деталі шатунно-поршневої групи. Взаємне розташування деталей шатунно-поршневої групи різних двигунів показано на рис. 3.1. Рухомі деталі КШМ дизельного двигуна наведені на рис. 3.1а, а ДВЗ із іскровим запалюванням на рис. 3.1б та в.

В шатунно-поршневій групі рухомих деталей КШМ прийнято виділяти поршкову групу. До поршкової групи відносяться: поршень, поршкові кільця й поршковий палець. Ці деталі працюють в умовах високих механічних і термічних навантажень, тому їхня надійність визначає надійність і ресурс двигуна в цілому.

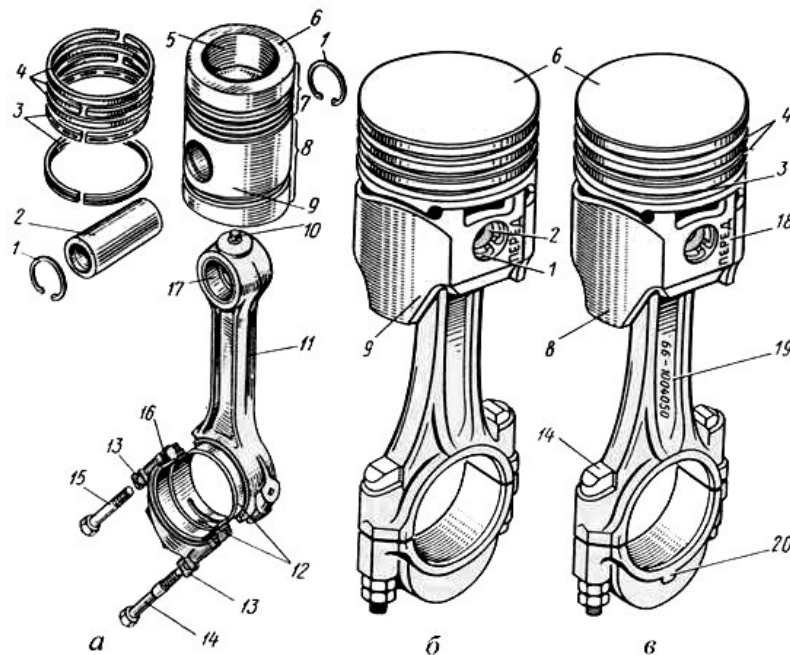


Рисунок 3.1 - Шатунно-поршнєві групи КШМ різних ДВЗ:

1 – стопорне кільце поршневого пальця; 2 – поршковий палець; 3 – мастилознімальне кільце; 4 – компресійні кільця; 5 – камера згоряння; 6 – днище поршня; 7 – головка поршня; 8, 9 – спідниця поршня; 10 – верхня головка шатуна; 11 – шатун; 12 – шатунні вкладки; 13, 14, 15 – шатунні болти; 16 – кришка нижньої головки шатуна; 17 – втулка верхньої головки шатуна; 18, 19, 20 – мітки й позначення на поршні й шатуні; 21 – гайка; 22 – шпінт

Шатун передає зусилля від поршневого пальця на шатунну шийку КВ. Різні ділянки шатуна здійснюють у просторі складний рух. Верхня головка рухається поступально, повертаючись на деякий кут щодо осі поршневого пальця. Нижня

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	52

головка обертається разом із шатунною шийкою КВ, а стержень шатуна робить коливальні рухи щодо осі поршневого пальця. На шатун діють знакозмінні несиметричні циклічні навантаження, у зв'язку з чим, основною характеристикою на витривалість є міцність при циклічних навантаженнях. Крім цього шатун повинен мати високу жорсткість та малу вагу. Загальний вид шатуна в зібраному вигляді представлений на рис. 3.2.

Шатун складається зі стержня, верхньої й нижньої головок. Нижня головка шатуна роз'ємна. У більшості шатунів роз'єднання нижньої головки шатуна виконано прямим по площині перпендикулярній осі шатуна. Іноді, з метою забезпечення монтажу, рознімання нижньої головки виконують під кутом до осі стержня шатуна, який з метою підвищення жорсткості має двотавровий перетин (рис. 3.3).

Радіус переходу верхньої головки до стержня повинен бути якомога більшим. Сприятливе співвідношення досягається, якщо діаметр верхньої головки дорівнює ширині стержня. Стержень має поперечний перетин, і розширюється до нижньої головки, плавно переходячи у нижню головку. Середина нижньої головки та відповідно кришка мають збільшені перетини.

Матеріалами для шатунів є марганцевисті, хромисті, хромонікелеві або хромомолібденові сталі зі змістом вуглецю 0,3% – 0,45%. Заготовки шатунів виготовляють штампуванням із проміжною термообробкою для зміцнення за умови збереження незначної твердості та високої в'язкості та пластичності.

Якщо габаритна ширина нижньої головки шатуна менше діаметра циліндра, то рознімання головки має прямий плоский стик по шліфованих поверхнях. На деяких шатунах застосовують крихкий злам лінії рознімання нижньої головки шатуна, що дає практично ідеальне центрування кришки нижньої головки шатуна. Іноді кришку центрують за допомогою трикутних шліців (рис. 3.4, б).

Центрування кришок нижньої головки шатуна має особливе значення для забезпечення оптимального режиму роботи шатуна з колінчатим валом. Існують різні варіанти з'єднання нижньої головки шатуна (рис. 3.5, а) – болт запресований в

					ПІННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

отвір, центрування кришки по циліндричному пояску болта; (рис. 3.5, б) – те ж, але натяг в отворі забезпечений накаткою болта; (рис. 3.5, в) – стягування кришки болтом з гайкою й центрування кришки по втулці; г – те саме, але болт без гайки; д – болт без гайки, центрування кришки по циліндричному пояску болта; е – те саме, але центрування кришки по штифтах.

Широко застосовується центрування кришки відносно циліндричних поясків, болтів, при цьому болти мають фіксацію в шатуні за допомогою гладкої посадки з невеликим натягом або накатки верхньої частини стрижня. Головка цих болтів фігурна (звичайно овальна), або може бути круглою. Іноді зустрічається з'єднання кришки болтами із центруванням по втулках.

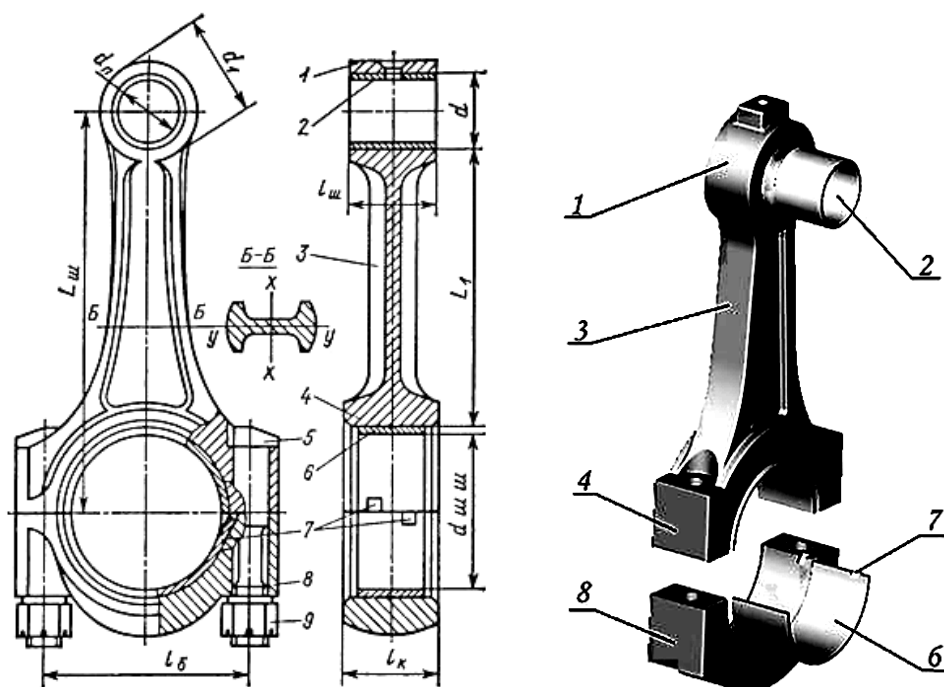


Рисунок 3.2 - Загальний вигляд шатуна:

1 – верхня головка шатуна; 2 – втулка верхньої головки шатуна; 3 – стрижень шатуна; 4 – нижня головка шатуна; 5 – шатунний болт; 6 – шатунні вкладиші; 7 – замки шатунних вкладишів; 8 – кришка нижньої головки шатуна

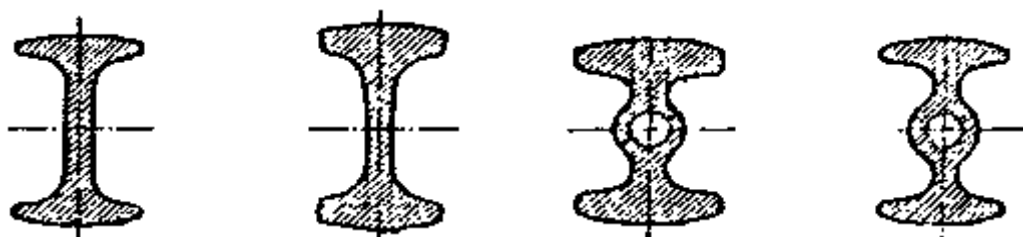


Рисунок 3.3 - Варіанти перетинів стержня шатуна

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ
					54

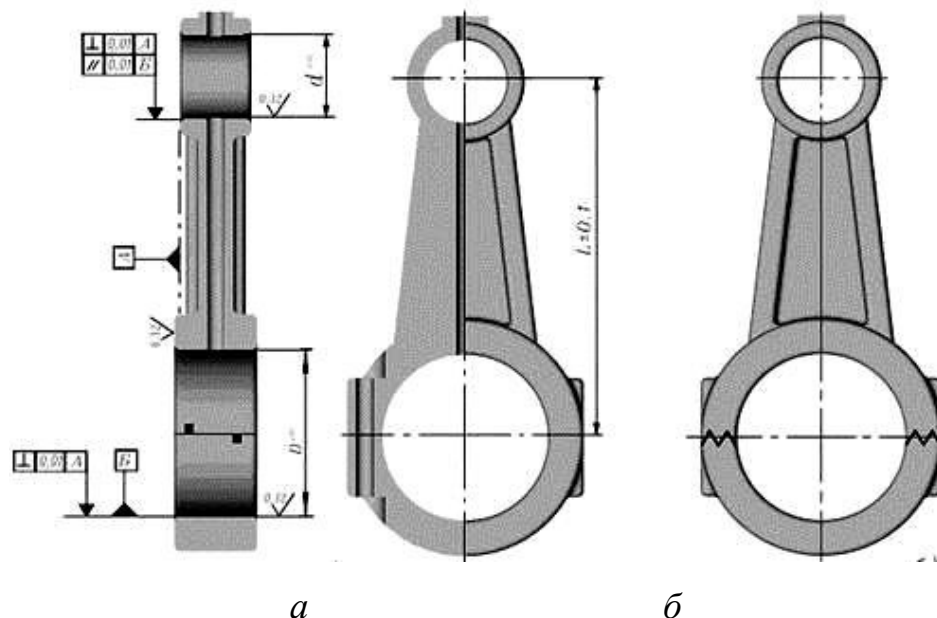


Рисунок 3.4 - Шатуни із прямим розніманням нижньої головки:

a – вимоги до розмірів і поверхонь; *б* – центрування кришки відносно трикутних шліців

Дуже рідко застосовується центрування за допомогою штифтів.

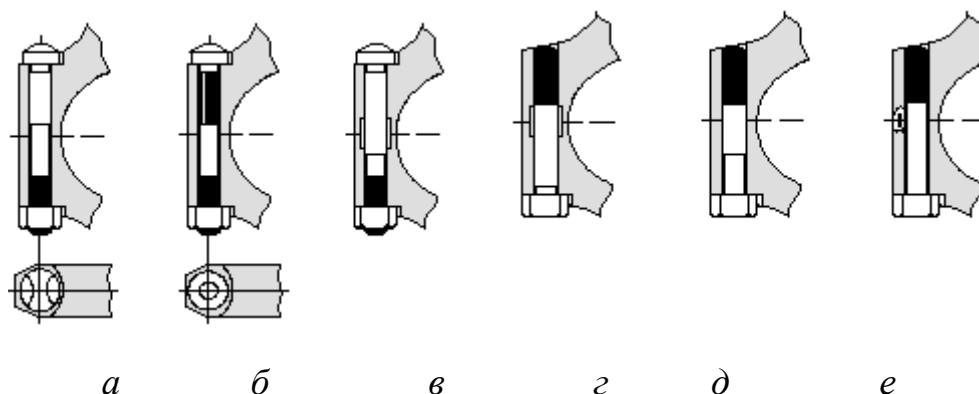


Рисунок 3.5 - Варіанти з'єднання кришки зі стержнем шатуна

Похиłe рознімання нижньої головки шатуна (рис. 3.6), зумовлене необхідним співвідношенням більшого розміру нижньої головки шатуна та малого розміру циліндра, що характерно, насамперед, для дизельних двигунів. Кришки в таких шатунах центрують по шліцах. Це, в свою чергу, перешкоджає виникненню зусиль, що зрізують шатунні болти.

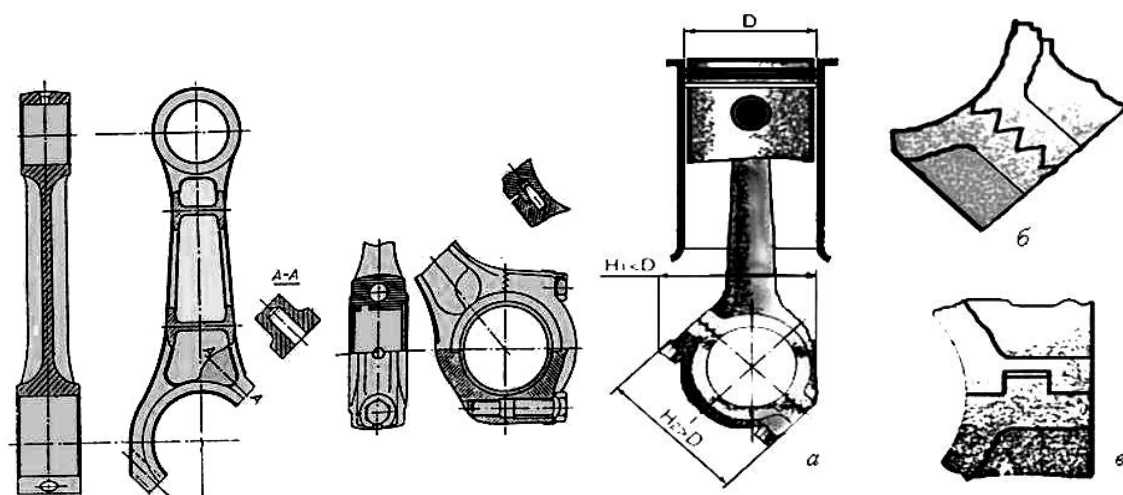


Рисунок 3.6 - Косий стик кришки шатуна зі стержнем:

а – збільшений діаметр шатунної шийки в порівнянні з діаметром циліндра – косий стик кришки дозволяє зібрати шатун, опустивши його в циліндр; б – трикутні шліци; в – прямокутні шліци

Іноді в конструкції шатунів передбачені канали й отвори для подачі змащення. Варіанти виконання цих елементів показані на рис. 3.7.

Бічні поверхні (площини) нижньої або верхньої головки шатуна призначені для обмеження осьового переміщення шатуна. Вони також є технологічною базою для обробки.

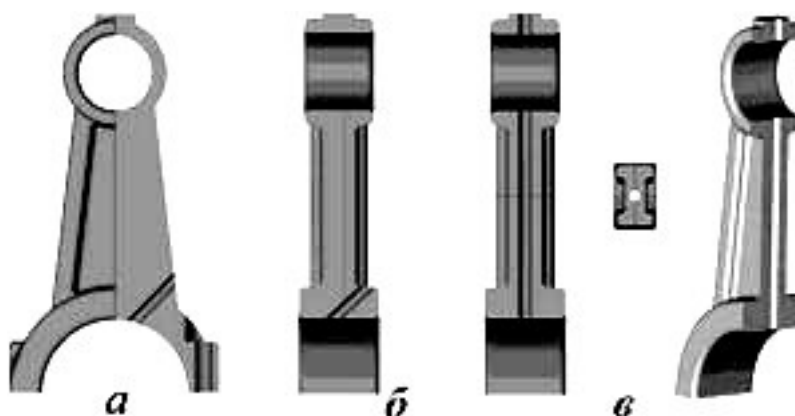


Рисунок 3.7 - Варіанти подачі змащення в шатунах:

а – осьова подача змащення на циліндр у зону дії бічної сили; б – зміщена подача змащення на циліндр; в – подача змащення до верхньої головки шатуна

Поршнева головка (рис. 3.8) має геометричну форму та розміри, що визначаються типом її з'єднання з поршневим пальцем (плаваючим або затисненим). Плаваючий палець встановлюється у верхню головку шатуна, яка має

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

тонкостінну бронзову втулку (іноді без втулки). Затиснений палець фіксують за допомогою гарантованого температурного натягу при складанні. Іноді верхня головка може бути рознімною з болтовим з'єднанням для затягування.

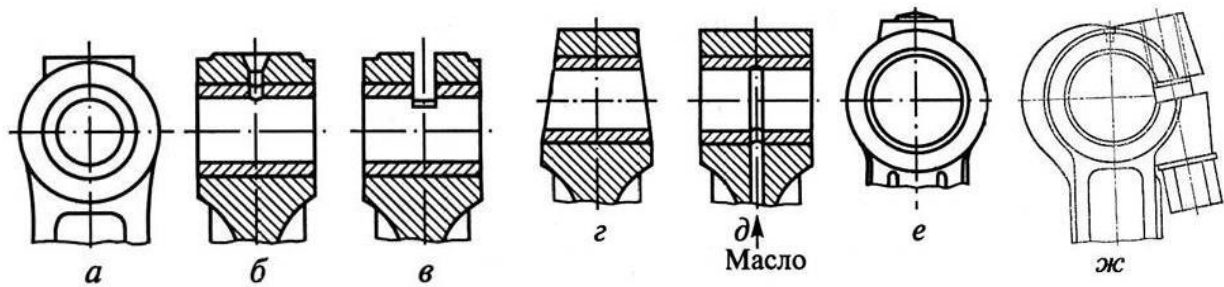


Рисунок 3.8 - Поршневі головки шатунів бензинових ДВЗ (а-в) та дизелів (г-ж)

Матеріал: стержня шатуна — вуглецева і легована сталь; вставних втулок поршневих підшипників тронкових дизелів — сталь 10, 15 (їх заливають свинцевою бронзою БрСЗО або відливають цілком з олов'янистої бронзи Брос-8-12, БрОФЮ-1); вкладишів кривошипних підшипників - сталь 15 і 20 (їх заливають високоолов'янистим бабітом, а у форсованої СОД і ВОД -свинцовистой бронзою); шатунові болти виковують або штампують з катаної або тягнутої сталі (для запобігання розриву подовжніх волокон) [1]. Болти МОД виготовляють з вуглецевої сталі, болти ВОД і СОД - із легованої сталі. Масло в поршневий підшипник найчастіше підводиться по свердлінню в шатуні. Для підведення масла до робочої поверхні втулки зазвичай проточують зовнішню кільцеву або напівкільцеву канавку, з якої по радіальних отворах масло поступає в холодильник. Розподіл масла по довжині підшипника в чотиритактних дизелях здійснюється по холодильниках.

Стержень (тіло) шатуна може мати різну форму поперечного перерізу : кругле і двотаврове. У шатунів двотаврового перерізу жорсткість і міцність більш висока при меншій масі. Найбільший момент, що вигинає, діє в перерізі шатуна, розташованому ближче до нижньої голівки. Тому для збільшення її жорсткості у ВОД переріз тіла шатуна часто поступово збільшують від верхньої голівки до нижньої (шатун рівного опору).

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	57

3.2 Конструкція шатуна базового двигуна.

Вибір конструктивних форм шатунів залежить від типу двигуна, його швидкохідні, тактності, застосовуваних матеріалів і інших чинників.

У дворядних (V-подібних), багаторядних (W- і X-подібних), горизонтальних і зіркоподібних двигунів з одною шатунною шийкою валу сполучаються два або кілька шатунів, що складають шатунну групу. В V- подібних двигунах застосовують три основних типи конструкцій шатунів, що розрізняються за способом зчленування їх з шатунною шийкою валу:

1) зміщені шатуни, тобто два шатуна звичайної конструкції, розташовані поруч на одній загальній шатунній шийці колінчастого валу;

2) центральні шатуни, один з яких (вильчастий) охоплює вкладиш, розташований безпосередньо на шатунній шийці, а інший (внутрішній) розташований всередині вильчастого шатуна і працює на зовнішній поверхні вкладиша (рис.3.9);

3) зчленовані шатуни, один з яких (головний) безпосередньо з'єднаний з шийкою вала, а інший (причіпний) з'єднаний з головним шатуном за допомогою пальця, що закріплюється в провушинах головного шатуна (рис.2). У багатьох сучасних двигунів кріплення кришки головного шатуна виконується за допомогою шпильок і двох конічних штифтів.

Переваги центральних шатунів в порівнянні з зчленованими: однакова кінематика і однакове навантаження на шатуни і поршні в циліндрах правого і лівого блоків, рівномірне навантаження на кривошипну головку і її підшипник, краща рівномірність розподілу крутного моменту і врівноваженість всього двигуна.

Для запроектованого двигуна розроблена покращена конструкція шатуна, який відрізняється від серійного шатуна тим, що його нижня головка з косим роз'ємом має значно простішу конструкцію, яка забезпечує підвищені ресурсні показники шатунних підшипників.

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

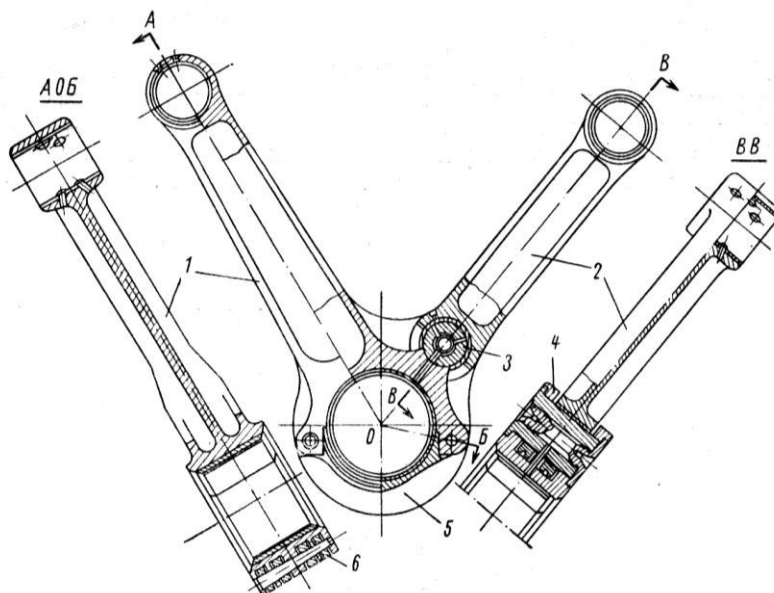


Рисунок 3.9. Шатун V-подібного двигуна

1 – головний шатун, 2 – причепний шатун, 3 – палець, 4 – провувшини, 5 – кришка, 6 – штифт конічний

При проектуванні шатуна був використаний передовий досвід фірми Volvo (Швейцарія) у виготовленні шатунів для високофорсованих стаціонарних і транспортних двигунів. Суть цієї передової технології виготовлення шатуна з косим роз'ємом нижньої головки полягає в тому, що площа роз'єму нижньої головки утворюється в результаті розриву нероз'ємної головки. При складанні розірваної нижньої головки стикові поверхні стержня і кришки шатуна співпадають дуже точно і візуально важко знайти лінію розділу поміж стержнем та кришкою шатуна. Тому при такій конструкції нижньої головки не потрібно застосування допоміжних деталей для фіксації взаємного положення стержня і кришки.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	59

ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ

3.3 Розрахунок на міцність шатунного болта

Перевірочний розрахунок на міцність виконуємо для шатунного болта, який є найбільш відповідальною деталлю в ШПГ

Мета розрахунку

Завданням розрахунку шатунного болта на міцність є знаходження напружень і запасів міцності в ньому та порівняння їх з допустимими.

Вихідні дані

1.Число оборотів колінчастого валу дизеля	$n =$	1500	хв^{-1}
2.Маса поршня	$m_n =$	2,8	кг
3.Маса стержня шатуна	$m_{ш} =$	3,2	кг
4.Кількість шатунних болтів	$i =$	2	
5.Радіус кривошипу	$R =$	0,065	м
6.Довжина шатуна	$L =$	0,26	м
7.Коефіцієнт динамічного навантаження болта	$a =$	0,2	
8.Внутрішній діаметр різьби	$d_{вн} =$	0,0107	м
9.Середній діаметр різьби	$d_{сер} =$	0,0113	м
10.Коефіцієнт тертя в різьбі	$\beta =$	0,07	
11.Ефективний коефіцієнт концентрації в різьбі	$K_{\sigma} =$	2,5	
12.Границя текучесті матеріалу болта- Сталь 40Х ГОСТ 4543-84	$\sigma_m =$	800	МПа
13.Границя втоми матеріала болта при розтягуванні	$\sigma_{-1p} =$	350	МПа
14.Кут нахилу площини роз'єму нижньої головки шатуна	$\alpha =$	45	град.
15. Коефіцієнт затяжки шатунних болтів	$K =$	3	

Розрахунок

1.Кутова швидкість обертання колінчастого валу

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$\omega = 157,05 \text{ рад/с}$$

2.Кривошипне відношення

$$\lambda = \frac{R}{L}$$

$$\lambda = 0,250$$

3.Сила інерції, що діє на шатунні болти

$$P_{jp} = (m_n + m_u) \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot \cos \alpha$$

$$P_{jp} = 8503,5 \text{ Н}$$

4.Сила затяжки одного болта

$$P_z = K \cdot P_{jp} / i$$

$$P_z = 12755 \text{ Н}$$

5.Сила, що діє на шатунний болт

$$P_{\delta} = P_z + a \cdot P_{jp} / i$$

$$P_{\delta} = 13606 \text{ Н}$$

6.Сумарна напруга в болті

$$\sigma = \frac{P_{\delta} \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}$$

$$\sigma = 151,3 \text{ МПа}$$

7.Крутний момент, що діє на стрижень болта при його затяжці за рахунок тертя поверхней витків різьби

$$M_{\text{кр}} = \frac{\beta \cdot P_z \cdot d_{\text{сер}}}{2}$$

$$M_{\text{кр}} = 5,0 \text{ Н·м}$$

8.Дотична напруга при затяжці болта

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2 \cdot d_{\text{вн}}^3}$$

$$\tau = 20,6 \text{ МПа}$$

9.Складна напруга в розрахунковому розрізі

$$\sigma_{\text{скл}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\text{скл}} = 155,5 \text{ МПа}$$

10.Запас статичної міцності по пластичній деформації

$$n_{\sigma} = \sigma_T / \sigma_{\text{ск}}$$

$$n_{\sigma} = 5,1$$

У виконаних двигунах

$$n_{\sigma} \approx 1.5 \dots 3.0$$

11. Окрім розрахунку на статичну міцність шатунні болти розраховуються на втому при дії на них змінних по величині сил інерції.

В процесі роботи різьбового з'єднання зусилля затяжки залишається постійним і до напружень затяжки додаються змінні напруження від зовнішнього навантаження, яке змінюється у часі

Амплітуда змінних напруг в різьбовій частині болта

$$\sigma_a = \frac{a \cdot P_{jp}}{i \cdot 0.785 \cdot d_{BH}^2} \quad \sigma_a = 9,5 \text{ МПа}$$

12. Запас міцності різьбового з'єднання по змінним напругам

$$n_a = \frac{\sigma_{-1p}}{K_\sigma \cdot \sigma_a} \quad n_a = 14,8$$

У виконаних двигунах

$$n_a \approx 2.5 \dots 5.0$$

Висновок

Із результатів розрахунку видно, що запас статичної міцності шатунного болта по пластичній деформації $n_\sigma = 5,1$ а запас міцності різьбового з'єднання по змінним напругам $n_a = 14,8$ не менше допустимих для матеріалу шатунного болта, які відповідно складають $n_\sigma = 1,5 \dots 3,0$ та $n_a = 2,5 \dots 5,0$ відповідно. Отже працездатність шатунного болта запроектованого шатуна забезпечується.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою господарчою задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

1. Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
2. Подразнюючі, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
3. Речовини що діють як алергени (формальдегід, різні розчини та інші).
4. Канцерогени, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів. По ГОСТ 12.1.005–88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

					ПІННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

Висока температура відкритих частин двигуна.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Санітарні норми шуму

Таблиця 4.1

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с·10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (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	0,63/10 2	0,56/10 1	0,56/10 1	0,56/10 1

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, вироблений двигуном, визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1500 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$;

Pe – номінальна потужність двигуна, $Pe = 165 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1500 + 165^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1500}{1500}\right) \right] = 82,96 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи бокси, що дозволяють знизити

загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1+Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, m = 665 кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1500 \cdot 165^{0.55} \cdot \left(\frac{1+165}{665} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{665}{165}} + 30 \lg \left(\frac{1500}{1500} \right) \right) = 74,3 \text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції приміщення.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПІННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ
					66

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установа віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість повітря що приходить повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежебезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Використання газового палива на транспорті, у тому числі на морському й річковому, приводить до виникнення додаткових ризиків, які необхідно

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

мінімізувати. [6]

У роботі представленою Морською адміністрацією Данії на 83-ій сесії Комітету з безпеки на морі Міжнародної морської організації (ІМО), наводяться дані про аварійність судів-газоходів за період 1965- 2005 роки. Протягом цього періоду на судах даного класу було зафіксовано 182 аварійних випадку, з яких 24 не пов'язані з експлуатацією судна (аварії на верфях під час будівлі, ремонту, нападу піратів і т.п.).

На підставі наведеної статистики виділяються наступні види небезпек, обумовлених присутністю на судні СПГ і його випаровувань:

1. Об'ємний вибух газу, що виникає в результаті його витоку в газоподібному стані в замкненому обсязі при наявності джерела запалення (джерелом запалення може служити відкрите полум'я, електрична іскра або поверхня, нагріта вище температури самозапалювання газу (для метану + 540 °));
2. Вибух ємностей для зберігання газу в наслідок підвищення тиску;
3. Пожежа в результаті газу, що розлився, або струминна пожежа в результаті горіння газу під тиском;
4. Газова хмара, у якому може виникнути пожежа;
5. Швидке фазове перетворення при попаданні зрідженого газу у воду, аналогічне вибуху без загоряння;
6. Різке значне збільшення тиску в ємності зрідженого газу в результаті перемішування шарів газу з різною щільністю й різкого збільшення інтенсивності паротворення в танку СПГ;
7. Удушення в результаті попадання людини в хмару газу;
8. Травми від низьких температур у результаті впливу зрідженого газу при контакті зі шкірою людини;
9. Забруднення атмосфери в результаті витоку газу.

При розгляді зазначених небезпек стосовно до судів, що використовують зріджений газ у якості палива, мабуть, що для різних типів енергетичних установок і різних способів зберігання газу на судні не всі небезпеки однаково є ймовірні й

					ПІННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

значимі. У випадку зберігання газу в балонах під тиском у закритому приміщенні небезпеки, відзначені в п.п. 5, 6, 8 практично відсутні, але при цьому зростає ймовірність небезпек, що відповідають п.п. 1 і 7. У випадку зберігання газових балонів на відкритих ділянках судна ймовірність ризиків 1 і 7 суттєво знижується, але при цьому зростає ймовірність виникнення небезпеки, що відповідає п. 9.

Досвід експлуатації судів, що використовують газове паливо, свідчить, що найбільшу небезпеку незалежно від типу енергетичної установки й способу зберігання газового палива представляють витоки газу, що тягнуть за собою вибухи й пожежі.

Найбільш ефективним засобом забезпечення безпечної експлуатації судових енергетичних установок, що працюють на СПГ, є встановлення вимог класифікаційних документів, що стосуються будівництва й експлуатації судів-газоходів, їх енергетичних установок і систем.

Дані вимоги повинні розроблятися й коректуватися з урахуванням досвіду, накопиченого у світовому суднобудуванні, а також і використанням досвіду, наявного в суміжних галузях транспорту й енергетики, що використовують газове паливо.

4.3 Висновок по розділу 4

Таким чином, у даному підрозділі розглянуті джерела забруднення морського середовища й атмосфери, та розроблені заходи щодо запобігання цих забруднень, відповідно до законодавчих актів, спрямованих на забезпечення екологічної безпеки.

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						69
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Згідно із завданням на дипломне проектування розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН15/15 з розробкою конструкції стержня шатуна, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркуші формату А1

На початку дипломного проекту по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 240 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$) визначено двигун-прототип 6ГЧН15/15 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Також було запропоновано застосування шатуна морського типу та виконано його розрахунки на міцність по границі витривалості при циклічних навантаженнях.

Зважаючи на те, що розроблений двигун є джерелом шуму і вібрації, частину дипломного проекту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil. // Proceedings of 24th International Scientific Conference Transport Means, 2020: - Kaunas, Lithuania, 2020, pp. 671-675
2. Байбаран Д.С., Добровольский В.В. Выбор исходных параметров для расчета цикла судовых ДВЗ и порядок его проведения. Учебное пособие- Николаев: НКИ, 1976- 42 с.
3. Ткаченко С.Г. Расчеты двигателей внутреннего сгорания при курсовом и дипломном проектировании. Методические указания. – Николаев: НКИ, 1990- 35 с.
4. Ткаченко С.Г., Коршиков Ю.С. Расчеты динамики ДВЗ, имеющих специальные схемы кривошипно-шатунных механизмов. Учебное пособие- Николаев: НКИ, 1988.- 36с.
5. Канне А.Б. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник – 3-е изд.- Л: Судостроение, 1982 -288 с.
6. Жидецкий В.Ц., Джигерей В.С., Мельников А.В. Основы охраны труда – Львов: Афиша, 2000- 351 с.
7. Судовые средства защиты биосферы. Учебное пособие В.М. Боград, В.В. Лященко, Николаев, НКИ : 1980- 49с.

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.16 ПЗ</i>	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71