

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»

Завідувач кафедри

_____ (підпис)

« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Білоброву Кирилу Олександровичу

1. Тема роботи: «Проект стаціонарного газового двигуна потужністю $P_e = 100$ кВт., який працює на генераторному газі».

Керівник роботи Доценко С.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 05.06.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧ13/14 номінальною потужністю 125 кВт.

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

Вступ. 1. Опис двигуна. 2. Конструкторський розділ. 3. Розробка конструкції поршня. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. 5. Перелік презентаційних матеріалів:

1. Двигун 6ГЧ13/14 (поперечний переріз) СК Ф-А1. 2. Індикаторна діаграма та діаграма сил діючих в КШМ СХ Ф-А1. 3. Складальне креслення поршня СК Ф-А1. 4. Креслення поршня РК Ф-А1. 5. Специфікація двигуна 6ГЧ13/14 СП Ф-А4. 6. Специфікація поршня двигуна 6ГЧ13/14 СП Ф-А4.

6. Консультанти роботи

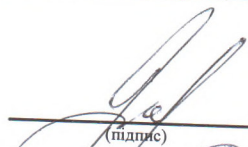
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

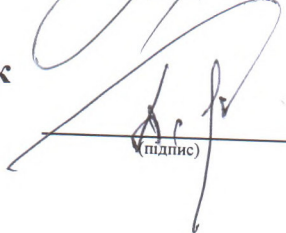
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	20.02.2025	
2	Загальний розділ.	05.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	26.03.2025	
4	Технологічний розділ.	16.04.2025	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	23.04.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	30.04.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	10.05.2025	

Студент


(підпис)

Білобров К.О.

Керівник
роботи


(підпис)

Доценко С.М.

Анотація

У кваліфікаційній роботі розроблено проект стаціонарного газового двигуна 6ГЧ13/14 потужністю 100 кВт, що працює на генераторному газі. Робота включає в себе усі необхідні розрахунки, пояснювальну записку та конструкторські креслення. Проведений розрахунок робочого циклу підтвердив досягнення необхідних техніко-економічних показників.

За результатами проведеної роботи та ознайомившись із науковими статтями на схожу тематику було запропоновано модернізовану конструкцію поршня з урахуванням особливостей газового режиму, яка забезпечує високу термостійкість, ефективність та надійність. Отримані результати свідчать про доцільність використання двигуна в умовах альтернативного газового палива.

Запропонована конструкція є перспективним напрямком для модернізації енергетичних установок, адаптування дизельного двигуна до роботи на генераторному газі без масштабної зміни всього двигуна, а також для використання в транспортних системах, орієнтованих на екологічно чисте паливо.

Ключові слова: газовий двигун, конструкція поршня, конвертування дизельного двигуна в газовий.

Abstract

In the graduate qualification work, a project for a stationary gas engine with the capacity of 100 kW (the prototype: six cylinder, four-stroke supercharged engine 13/14 (13 – the diameter of the cylinder, cm; 14 – the piston stroke, cm), operating on generator gas has been developed. The graduate qualification work includes all the necessary calculations, the explanatory note, and design drawings. The calculation of the working cycle has confirmed the achievement of the required technical and economic indicators.

Based on the results of the work carried out and after reviewing scientific articles on a similar topic, a modernized piston construction has been proposed, taking into account the peculiarities of the gas mode, which ensures high thermal resistance, efficiency, and reliability. The obtained results indicate the expediency of using the engine in conditions of alternative gas fuel.

The proposed construction is a perspective direction for the modernization of power plants, adaptation of a diesel engine to operate on generator gas without large-scale changes to the entire engine, as well as for the use in transport systems focused on environmentally friendly fuels.

Key words: gas engine, piston construction, the conversion of a diesel engine to natural gas engine.

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»

Завідувач кафедри

(підпис)

« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Білоброву Кирилу Олександровичу

1. Тема роботи: «Проект стаціонарного газового двигуна потужністю $P_e = 100$ кВт., який працює на генераторному газі».

Керівник роботи Доценко С.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 05.06.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧ13/14 номінальною потужністю 125 кВт.

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

Вступ. 1. Опис двигуна. 2. Конструкторський розділ. 3. Розробка конструкції поршня. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. 5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ГЧ13/14 (поперечний переріз). 2. Індикаторна діаграма та діаграма сил діючих в КШМ. 3. Складальне креслення поршня. 4. Креслення поршня.

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	Примітка
1	Вступ.	20.02.2025	
2	Загальний розділ.	05.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	26.03.2025	
4	Технологічний розділ.	16.04.2025	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	23.04.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	30.04.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	10.05.2025	

Студент _____ Білобров К.О.
(підпис)

Керівник
роботи _____ Доценко С.М.
(підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ 6ГЧ13/14	7
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	15
2.1 Вимоги до проектованого двигуна.....	15
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів двигуна	17
2.3 Розрахунок робочого циклу газового двигуна при роботі на генераторному газу	20
2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	31
2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	38
2.6 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу.....	43
2.7 Динамічний розрахунок двигуна.....	45
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ.....	52
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.....	52
3.2 Вибір конструкції проектованого поршня.....	55
3.3 Опис конструкції проектованого поршня.....	55
3.4 Розрахунок проектованого поршня на міцність.....	57
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	68
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном. Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.....	70
4.2 Захист навколишнього середовища.....	78
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО БАКАЛАВРСЬКІЙ РОБОТІ	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	82

ДОДАТКИ

Додаток 1 Двигун 6ГЧ 13/14 (поперечний переріз)

СК Ф-А1

					ПІННІ НУК 142.44.25.02			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Білодуб К.О.				Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевірив	Доценко С.М.					н	3	83
						44-ЕМ-23		
Н. контр	Доценко С.М.							
Затвердив	Нестеренко В.В.							

Додаток 2 Індикаторна діаграма та діаграма сил діючих в КШМ

СХ Ф-А1

Додаток 3 Складальне креслення поршня

СК Ф-А1

Додаток 4 Креслення поршня

РК Ф-А1

Додаток 5 Специфікація двигуна 6ГЧ 13/14

СП Ф-А4

Додаток 6 Специфікація поршня двигуна 6ГЧ 13/14

СП Ф-А4

					ПІННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Світова енергетична криза, зумовлена зростанням цін на нафтопродукти, виснаженням запасів традиційних енергоносіїв та гострими екологічними проблемами, змушує шукати альтернативні джерела енергії. Окрему увагу привертають технології, спрямовані на використання поновлюваної сировини, зокрема генераторного газу, який отримують із біомаси, відходів деревини, сільськогосподарських та побутових ресурсів. Це дозволяє не лише зменшити залежність від імпортованих вуглеводнів, але й забезпечити енергетичну безпеку та екологічну стійкість [1,2].

Після початку повномасштабної російської агресії в лютому 2022 року Україна зіткнулася з безпрецедентними викликами у сфері енергетики. Масові руйнування електростанцій, підстанцій та газотранспортної інфраструктури, систематичні обстріли енергетичних об'єктів призвели до дефіциту електроенергії та тепла, особливо в зимовий період. У цих умовах стаціонарні газові двигуни, здатні працювати на генераторному газі, набувають стратегічного значення. Вони можуть стати основою для децентралізованих енергетичних систем, які забезпечують електропостачання лікарень, шкіл, підприємств та домогосподарств навіть у умовах відсутності централізованих мереж [3].

Використання генераторного газу як палива є особливо актуальним для України через наступні фактори:

1. Наявність сировини: Україна має значні ресурси біомаси (відходи деревообробки, солома, лушпиння соняшника, кукурудзяні стебла), які можуть бути перетворені на енергію.
2. Енергетична незалежність: перехід на місцеві види палива зменшує залежність від імпорту газу та нафти, що критично важливо в умовах війни.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Відновлюваність ресурсів: на відміну від викопних вуглеводнів, біомаса є відновлюваним джерелом, що сприяє стабільності енергопостачання.

4. Екологічні переваги: газифікація біомаси зменшує викиди CO₂ та шкідливих речовин, що відповідає міжнародним зобов'язанням України щодо декарбонізації [1,3].

Недоліки - генераторний газ має низьку теплоту згоряння (3–7 МДж/м³) порівняно з природним газом (33–38 МДж/м³), що вимагає модифікації традиційних двигунів [1,3].

Метою даної бакалаврської роботи є проектування стаціонарного газового двигуна потужністю 100 кВт на базі прототипу 6ГЧ13/14, адаптованого для роботи на генераторному газі, з урахуванням сучасних вимог до енергоефективності та надійності. Основним завданням є розробка конструкції поршня, оптимізованого для специфіки горіння генераторного газу, що є критичним для стабільної роботи двигуна.

Об'єкт дослідження — 4-тактний газовий поршневий двигун 6ГЧ13/14. Двигун працює за циклом Отто, з попереднім змішуванням газоповітряної суміші та електронною системою запалювання. Особливість конструкції полягає в необхідності забезпечити достатній тепловідвід з поршня та збереження зносостійкості при роботі з низькокалорійним паливом [5].

Робота складається з чотирьох розділів. У першому розділі розглянуто конструктивні особливості двигуна 6ГЧ13/14. Другий розділ – присвячений конструктивним розрахункам. Третій розділ присвячений розрахункам параметрів поршня на міцність. В четвертому розділі розглянуто охорону праці та заходи із захисту навколишнього середовища.

Реалізація подібних проектів є ключовим кроком для подолання енергетичної кризи в Україні, зумовленої війною.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		6

1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6Ч13/14

Важливим етапом у створенні модернізованого газового двигуна 6ГЧ13/14 є аналіз його базової конструкції, якою виступає дизельний двигун 6Ч13/14 [5]. Ця модель, розроблена на основі серійного дизельного двигуна, який традиційно застосовується в транспортній та спеціальній техніці завдяки своїй надійності та високій енергоефективності [9].

Особливу актуальність у сучасних умовах двигун 6Ч13/14 набув як потенційний генератор електроенергії. Після лютого 2022 року, на тлі масованих руйнувань енергетичної інфраструктури України, зросла потреба в автономних джерелах живлення для підтримки роботи лікарень, військових об'єктів, підприємств та цивільної інфраструктури. Висока потужність, адаптованість до тривалої роботи під навантаженням та можливість використання стисненого природного газу, а також інших газових палив, роблять його перспективним рішенням для мобільних або стаціонарних електростанцій. Крім того, завдяки газовій модифікації двигун може працювати на доступному паливі, що критично важливо в умовах дефіциту традиційних енергоносіїв під час війни [1].

Цей аспект підкреслює універсальність платформи 6Ч13/14, яка поєднує технологічну надійність зі стратегічною значущістю в контексті сучасних викликів.

Основні характеристики двигуна 6Ч13/14, такі як робочий об'єм 13,6 л, номінальна потужність 180–230 кВт при 2100 об/хв, а також роздільна головка циліндрів із чавунним блоком, стали відправною точкою для його конвертації у газовий варіант [8].

Даний розділ детально висвітлює технічні параметри, компоновку та функціональні вузли двигуна 6Ч13/14, що заклали основу для подальших експериментальних досліджень.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Двигун 6Ч13/14 (рис.1.1) виконаний по констрктивній схемі з V-подібним розташуванням циліндрів що обумовлено прагненням зменшити довжину двигуна і його масу.

Даний двигун має високі техніко-економічні показники: значну потужність, підвищений термін служби, експлуатаційну надійність і хорошу паливну економічність.

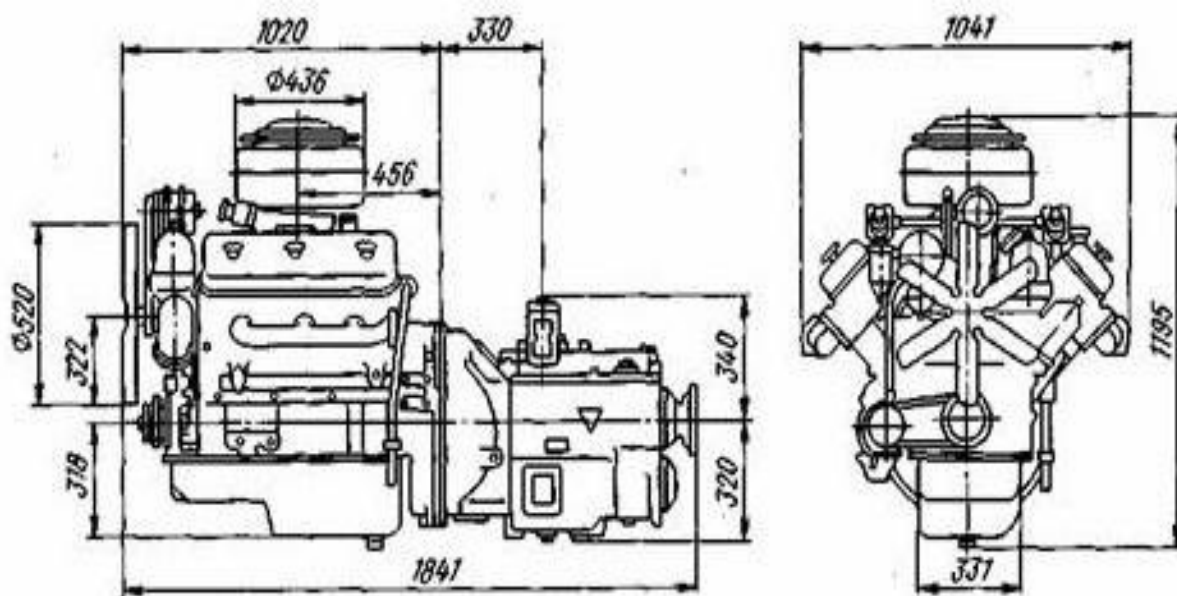


Рисунок 1.1 Габаритні розміри двигуна 6Ч13/14

Високі технічні і економічні показники обумовлені досконалим робочим процесом по чотиритактному циклу і застосуванням неподіленої камери згорання в поршні. Всережимний регулятор автоматично з високою точністю підтримує будь-яке задане число обертів двигуна.

До основних особливостей конструкції двигунів 6Ч13/14 відносяться:

- кут розвалу циліндрів, рівний 90°;
- дві взаємозамінні головки блоку циліндрів;
- повноопорний колінчастий вал із загальною шатуновою шийкою для кожної пари шатунів;

					ПНН НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- центрально розташований розподільний вал системи газорозподілу і роликові штовхачі приводу клапанів, що коливаються;
- паливна апаратура розділеного типу.

Характерною особливістю двигунів є також раціональне розміщення агрегатів, що у поєднанні з простотою конструкції робить їх доступними при експлуатації і для ремонту. Вузли і деталі, обслуговування яких обов'язково в процесі експлуатації, розташовані в доступних місцях, переважно в передній частині двигуна і в розвалі циліндрів.

У передній частині двигуна на кришці шестерень розподілу розміщені водяний насос, вентилятор системи охолодження і щуп для контролю рівня масла в піддоні.

Водяний насос приводяться в дію ременем безпосередньо від шківів колінчастого валу двигуна.

У верхній передній частині двигуна розташовані фільтр тонкого очищення палива, генератор системи електроустаткування, які кріпляться до верхньої кришки блоку. Генератор приводяться в дію ременем від шківів, встановленого на валу вентилятора.

На передньому торці блоку циліндрів з лівого боку розміщені фільтри грубого і тонкого (відцентрового) очищення масла.

Поздовжній і поперечний розрізи двигуна 6Ч13/14 показані на рис. 1.2 і рис.1.3. Вузли і агрегати двигуна розміщені в блок-картері. До переднього торця блоку болтами кріпиться лита коритоподібна кришка шестерень газорозподілу і приводу агрегатів. У порожнині між кришкою і передньою стінкою блоку розташовані передня противага системи урівноваження двигуна і шестерні приводу вентилятора, паливного насоса і газорозподіли, що знаходяться в зачепленні з шестернею колінчастого валу. Від шестерні колінчастого валу приводиться в дію також масляний насос, закріплений на кришці переднього корінного підшипника [7].

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		9

Знизу блок-картер закритий піддоном, який одночасно служить ємкістю системи мастила двигуна. З правого боку нижньої частини блок-картера на спеціальних кронштейнах встановлений електростартер для пуску двигуна. На площину кожного ряду циліндрів встановлюють взаємозамінні головки циліндрів. В головках циліндрів розташовуються клапанний механізм системи газорозподілу і форсунки. Порожнини клапанних механізмів в головках закриваються штампованими сталевими кришками, одна з яких має патрубок, що слугує для заливки мастила в двигун [7].

На бічних поверхнях головок із зовнішнього боку кріпляться випускні трубопроводи, а з боку розвалу — впускні трубопроводи і водовідвідні труби. На передніх кінцях водовідвідних труб встановлені термостати системи охолодження двигуна. Порожнини коробок термостатів сполучені з порожниною всмоктування водяного насоса спеціальними трубами, утворюючими при закритих термостатах малий круг циркуляції рідини. Впускні трубопроводи об'єднані перехідником, на якому встановлений повітряний фільтр. У розвалі циліндрів розміщений паливний насос високого тиску в зборі з регулятором числа обертів, паливopідкачуючим насосом і автоматичною муфтою випередження впорскування палива.

Гільзи циліндрів, відлиті з високоміцного чавуну, вставляються у розточки блок-картера і притискаються по верхньому бурту головкою блока. Між зовнішніми поверхнями гільз та стінками блока виникає порожнина охолодження, для ущільнення якої на кожній гільзі знизу встановлена пара гумових кілець [7].

В головці циліндрів розташовані клапани механізму газорозподілу – по одному впускному і одному випускному на кожний циліндр, а також форсунка. До верхньої плити головки циліндрів кріпляться стойки з коромислами приводу клапанів, зверху вона закрита ковпаком. До торця

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		10

головки кріпиться водозбірний трубопровід, по якому вода з порожнини охолодження відводиться до радіатора.

Клапани виготовлені із жароміцної сталі. На посадочну фаску випускного клапана нанесений прошарок твердого сплаву. Сідла випускних клапанів, виготовлені з жароміцного чавуну, запресовані в головку циліндрів. Направляючі втулки клапанів із пористої металокераміки мають хороші антифрикційні властивості при високій температурі поверхневого тертя.

Кожний клапан має дві пружини. Тарілка пружини з'єднується з клапаном спеціальним замком, який забезпечує примусове провертання клапана під час роботи двигуна, що підвищує надійність клапана і сідла.

Розподільчий вал – один на два ряди циліндрів, сталевий, штампований, розташований у верхній частині картера в поздовжній площині двигуна [7].

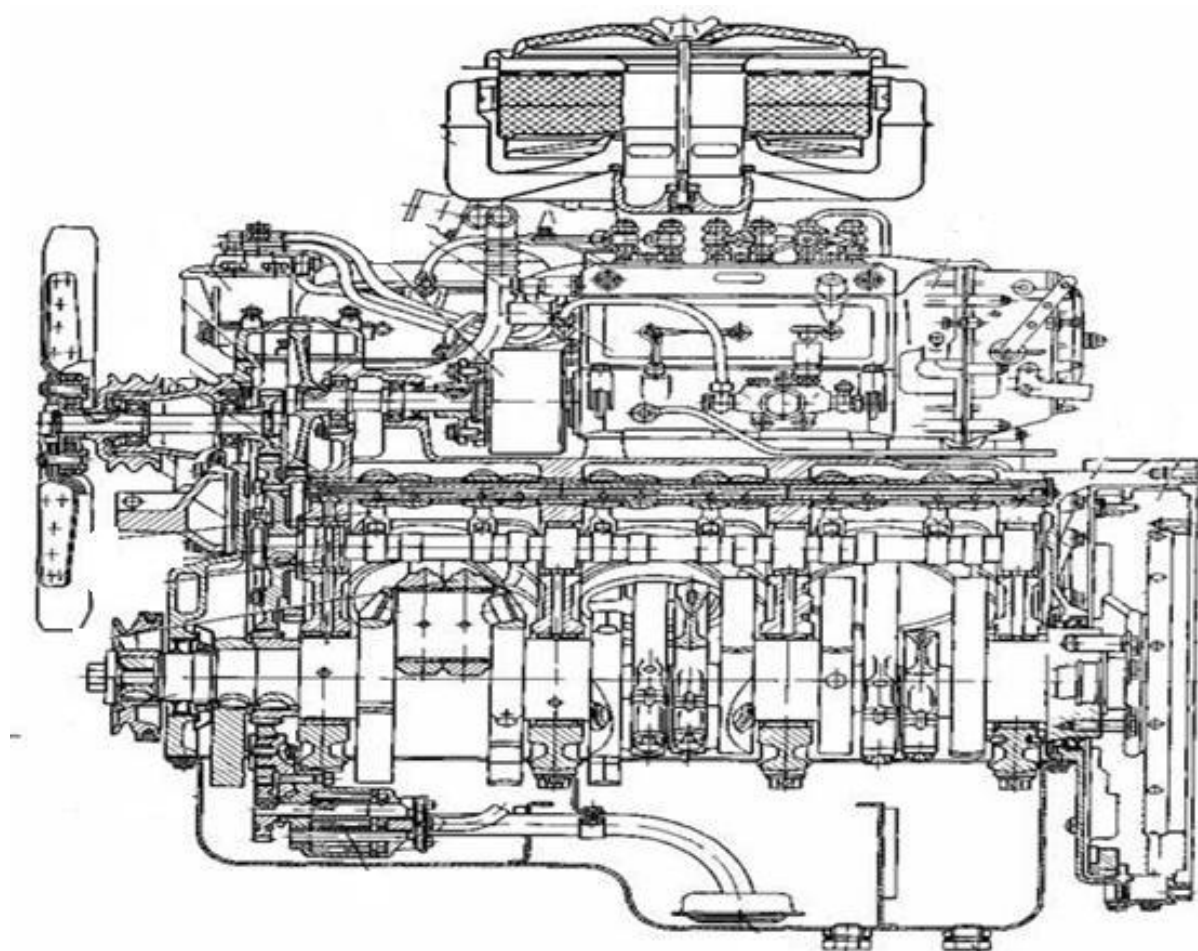


Рисунок 1.2 Поздовжній розріз двигуна 6C13/14

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ

Аркуш

11

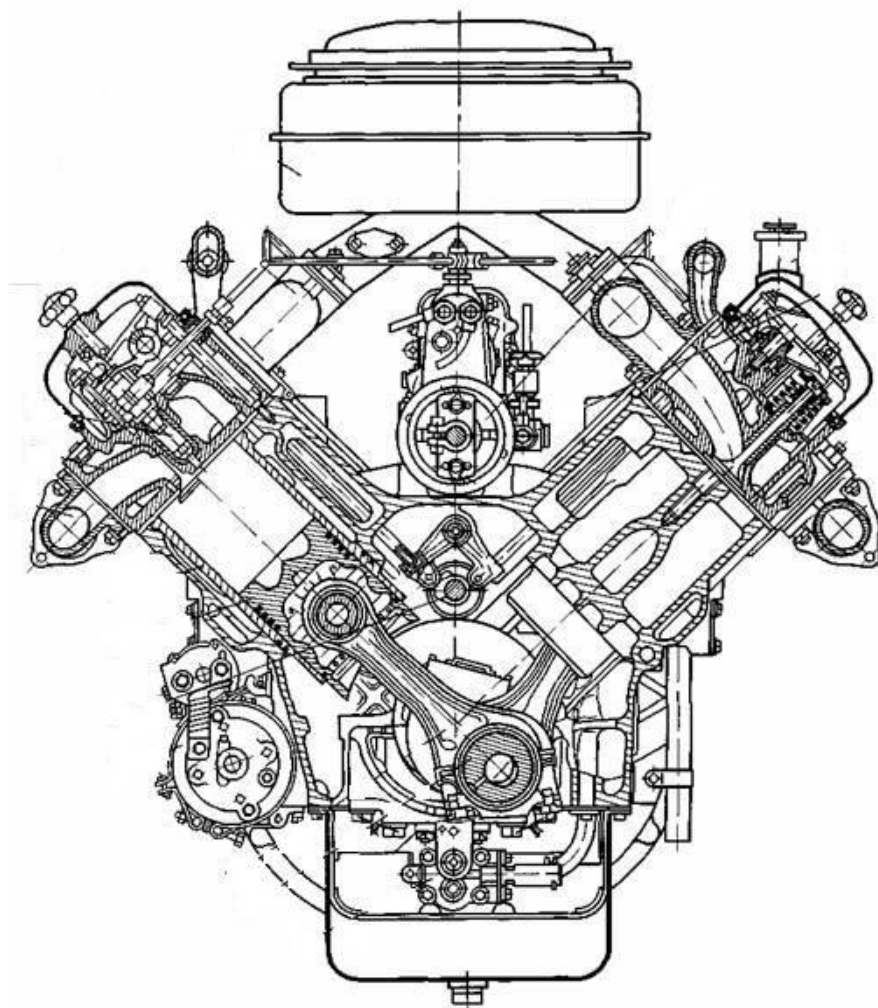


Рисунок 1.3 Поперечний розріз двигуна 6C13/14

Рух від кулачків, індивідуальних для кожного клапана, передається до клапанів роликівими штовхачами.

Колінчастий вал виготовлений гарячою штамповкою зі сталі. До заднього торця колінчастого валу кріпиться болтами чавунний маховик, який фіксується на валу двома призонними штифтами.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників виготовлені зі сталі з антифрикційним шаром зі свинцевистої бронзи. У верхньому вкладиші підшипників проточена канавка для підвода мастила. Від провертання і осьового зміщення вкладиші фіксуються звичайним способом - штампованими на вкладишах виступами, які входять в пази, фрезеровані в

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ

Аркуш

12

опорах. Дві пари бронзових напівкілець, розташованих на четвертій опорі, створюють упорний підшипник колінчастого валу [7].

Шатуни двотаврового перерізу штампуються зі сталі. Поршневий підшипник шатуна представляє собою дві запресовані в його верхню головку втулки із антифрикційної бронзи. Масло для змащування підшипника підводиться від кривошипного підшипника по каналу в стрижні шатуна. Нижня головка шатуна має косий роз'єм під кутом 55° . Кришка цієї головки шатуна кріпиться двома болтами, які стопоряться замковими шайбами. Поверхня стикування кришки з шатуном плоска [7].

Поршні відлиті з висококремністого алюмінієвого сплаву. З шатуном поршень з'єднується пальцем плаваючого типу, який захищений від осевого зміщення стопорними пружинними кільцями. Три компресійних кільця трапецієвидного перерізу і одне маслосборне розташовані у верхній частині поршня. Поверхня тертя верхнього кільця покрита шаром пористого хрому. Виїмка в поршні створює камеру згоряння. Паливні форсунки закритого типу зміщені відносно вісі циліндра для підвищення термічної міцності перемичок головки між клапанами.

Паливний насос шестиплунжерний, розміщений між рядами циліндрів. Його привід виконується відцентровою муфтою з автоматичним регулюванням випередження впорскування палива. Паливо проходить два ступені очищення – фільтри грубого та тонкого очищення.

Шестилопасний вентилятор приводиться в дію від колінчастого валу шестернями.

Масляний насос двосекційний, шестеренчастий з приводом від колінчастого валу [7].

Основними конструктивними відмінностями двигуна 6ГЧ13/14 є:

- відсутність ПНВТ і форсунок;
- встановлення системи іскрового запалювання;
- зниження ступеня стиснення з 17–22:1 до 6–10:1;

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- встановлення системи подачі газу;
- встановлення електронного блоку керування [5].

Конвертація дизеля 6Ч13/14 на газовий двигун 6ГЧ13/14 є технічно реалізованим завдяки науковим розробкам Харківського національного автомобільно-дорожнього університету [4,5]. Основні проблеми – детонація, перегрів поршня та знос кілець – вирішуються через модернізацію поршневої групи, зниження ступеня стиснення та вдосконалення системи охолодження [11,12]. Експерименти підтверджують зниження викидів NO_x на 35% та економію палива до 40%. Для повноцінного впровадження необхідна подальша робота з оптимізації електронного управління та адаптації до різноманітних газових палив, що робить проект перспективним для енергетики України в умовах дефіциту традиційних енергоносіїв [10].

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектного двигуна

Проектований стаціонарний газовий двигун потужністю 100 кВт, розроблений для роботи на генераторному газі, повинен відповідати сучасним вимогам до енергозабезпечення в умовах українського ринку після лютого 2022 року. Використання генераторного газу, отриманого із відходів деревини, для зниження експлуатаційних витрат та екологічного навантаження. Сумісність з сучасними генераторними установками, що вимагають точного регулювання частоти обертання колінчастого валу та стабільності роботи на різних режимах навантаження [13].

Для досягнення поставлених завдань, двигун повинен мати наступні технічні характеристики:

- Потужність 100 кВт при заданій частоті обертання, що відповідає стандартам сучасних генераторних установок.
- Оптимізована система згоряння із точним розрахунком співвідношення палива і повітря для мінімізації втрат енергії.
- Забезпечення стабільних робочих температур через вибір оптимального режиму охолодження (активне/пасивне охолодження або їх комбінація) з можливістю регулювання під змінні навантаження.
- Надійна система з мастильними характеристиками, що виключає надмірне утворення токсичних парів і забезпечує довготривалість роботи за умов інтенсивного експлуатаційного циклу.

Надійність двигуна безпосередньо залежить від правильності розрахунків та конструктивних рішень [5]. Основні вимоги до конструкції включають:

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						15
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- Забезпечення оптимальних параметрів згоряння шляхом точного розрахунку геометрії поршня, що враховує характеристики генераторного газу.
- Проведення розрахунків на міцність всіх деталей з врахуванням можливих навантажень, імпульсних впливів та змін температури. Використання високоякісних матеріалів і покращених технологій зварювання та обробки деталей.
- Забезпечення стабільної роботи двигуна в умовах різних навантажень із використанням систем захисту від перевантажень, а також застосування захисних елементів для уникнення аварійних ситуацій.

Враховуючи сучасну ситуацію в енергетиці та екології, двигун повинен відповідати наступним екологічним стандартам:

- Застосування генераторного газу з відходів деревини, що зменшує залежність від викопних ресурсів і сприяє підвищенню енергоефективності установки.
- Використання конструктивних рішень, що дозволяють мінімізувати токсичність парів мастила та забезпечити їх безпечну утилізацію.

Особлива увага при розробці двигуна приділяється умовам експлуатації, властивим для сучасної української енергосистеми:

- Забезпечення роботи двигуна в широкому діапазоні температур і вологості, що є актуальним в умовах змін клімату.
- Розробка регулюючих механізмів для досягнення стабільності частоти обертання колінчастого валу навіть при коливаннях навантаження, що гарантує безперебійну роботу генераторних установок.
- Врахування можливості використання локальних ресурсів і технологій, що дозволяє оптимізувати витрати на виробництво і обслуговування двигуна, сприяючи розвитку високотехнологічної промисловості в Україні.

Основні параметри двигуна – прототипу:

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		16

Двигун проектується на базі двигуна 6ГЧ13/14, основні параметри якого наведені в таблиці 2.1 [5].

Таблиця 2.1 Основні параметри двигуна - прототипу 6ГЧ13/14

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчатого валу, n	хв.^{-1}	2100
Ефективний крутний момент, M_e	$\text{Н} \cdot \text{м}$	570
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	125
Ступінь стиску, ϵ	-	11,8
Ресурс до капітального ремонту, $t_{\text{кр}}$	год	25000
Питома витрата природного газу, g_e	$\text{м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год}$	0,384
Коефіцієнт надлишку повітря, α	-	1,25

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані [5].

Здійснимо вибір вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу газового двигуна [8,9]:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1 \text{ МПа}$, а температура $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. При

високих температурах і низькому тиску навколишнього середовища потужність двигуна зменшується [8]. Приймаємо $P_0 = 0,1$ МПа ($P_0 = 100$ кПа), $t_0 = 20$ °С ($T_0 = 293$ К).

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів при роботі на генераторному газі $\varepsilon = 7 \dots 10$ і обмежується появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих значеннях ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 640$ °С [4]. Приймаємо $\varepsilon = 10$.

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря двигуна складає $\alpha = 1,2 \dots 1,5$ і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна [8]. При $\alpha = 1,6 \dots 1,8$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо-повітряної суміші, а при $\alpha = 1,0 \dots 1,15$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К [4]. Приймаємо $\alpha = 1,2$.

г) Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її самозапалювання. За відсутності наддуву в нашому розрахунку приймаємо $P_H = 0,1$ МПа ($P_H = 100$ кПа).

д) Підігрів заряду свіжого повітря, або газо - повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 10 \dots 30$ °С [8]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10$ °С.

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дослідні величини коефіцієнта використання теплоти в точці з робочого циклу складає $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ [8]. Для двигунів із високими обертами колінчастого валу $n = \geq 1500$ приймаємо для розрахунку робочого циклу таке значення коефіцієнту $\xi_z = 0,85$.

з) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів. При розрахунках для двигунів рекомендується приймати $\lambda = 2,5 \dots 4,5$ [8]. Приймаємо $\lambda = 2,65$.

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД проектного двигуна $\eta_m = 0,82$.

л) Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 750 \dots 950$ К. В розрахунку приймаємо $T_r = 950$ К [8].

м) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,92 \dots 0,97$ [8]. Приймаємо $\phi = 0,97$.

Вид палива – повітряний генераторний газ з кускового палива: (деревина) тріска.

Приймаємо фракційний склад генераторного газу [3]:

Метан $\text{CH}_4 = 3 \%$;

Етан $\text{C}_2\text{H}_6 = 0 \%$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						19
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Пропан	$C_3H_8 = 0 \%$
Бутан	$C_4H_{10} = 0 \%$
Пентан	$C_5H_{12} = 0\%$
Двоокис вуглецю	$CO_2 = 6,5 \%$
Оксид вуглецю	$CO = 29 \%$
Азот	$N_2 = 47 \%$
Кисень	$O_2 = 0,5 \%$
Водень	$H_2 = 14 \%$

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна 6ГЧ13/14

2.3.1 Проектні параметри двигуна:

Ефективна потужність	$P_e = 100 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 2100 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндра	$D = 130 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 140 \text{ мм}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,2$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$

2.3.2 Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Тиск наддуву	$P_n = 100 \text{ кПа}$
Тиск навколишнього середовища	$P_0 = 100 \text{ кПа}$
Температура навколишнього середовища	$T_0 = 293 \text{ К}$
Показник політропи стиску для відцентрового	

компресора	$n_k = 1$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів	$P_r = 100 \text{ кПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 950 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 2,65$
Середнє значення показника політропи:	
стиску	$n_1 = 1,38$
розширення	$n_2 = 1,25$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z = 0,85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,97$
Паливо: генераторний газ	

Склад:	в %	в об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 = 3$	$R_{\text{CH}_4} = 0,03$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 0$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 0$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 0$
вуглекислота	$\text{CO}_2 = 6,5$	$R_{\text{CO}_2} = 0,065$
оксид вуглецю	$\text{CO} = 29$	$R_{\text{CO}} = 0,29$
азот	$\text{N}_2 = 47$	$R_{\text{N}_2} = 0,47$
кисень	$\text{O}_2 = 0,5$	$R_{\text{O}_2} = 0,005$
водень	$\text{H}_2 = 14$	$R_{\text{H}_2} = 0,14$

Нижча теплота згоряння генераторного газу [4,8,9]:

$$Q_H = 126\text{CO} + 108\text{H}_2 + 358\text{CH}_4 + 636\text{C}_2\text{H}_6 + 910\text{C}_3\text{H}_8 + 1186\text{C}_4\text{H}_{10} + 1460\text{C}_5\text{H}_{12}$$

Нижча теплота згорання генераторного газу $Q_H = 6240 \text{ кДж/м}^3$.

2.3.3 Параметри робочого тіла:

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоля газу [4,8,9]:

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						21
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum(0.5mC_nH_m),$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum(n + 0.25m)C_nH_m - O_2]$$

$$L_0 = 1,29 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду [4,8,9]:

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0$$

$$M_1 = 2,49 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння [4,8,9]:

Кількість CO₂:
$$M_{CO_2} = CO + \sum(n \cdot C_n H_m) + CO_2,$$

$$M_{CO_2} = 0,385 \text{ кмоль.}$$

Кількість H₂O:

$$M_{H_2O} = 0,060 \text{ кмоль.}$$

Кількість O₂:

$$M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0,$$

$$M_{O_2} = 0,043 \text{ кмоль.}$$

Кількість N₂:

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2,$$

$$M_{N_2} = 1,648 \text{ кмоль.}$$

Загальна кількість продуктів згоряння [4,8,9]:

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

$$M_2 = 2,136 \text{ кмоль.}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу [4,8,9]:

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

$$\Delta M = -0,355 \text{ кмоль.}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни [4,8,9]:

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

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		22

$$\beta_0 = 0,858.$$

2.3.4 Параметри процесу наповнення [4,8,9]:

Температура повітря після нагнітача:

$$T_H = T_a \times \left(\frac{P_H}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$$T_H = 293 K.$$

Температура повітря після охолоджувача:

$$T_{int} = T_H - (20 \dots 40), K$$

число з інтервалу = 0,

$$T_{int} = 293 K.$$

Температура газоповітряної суміші [4,8,9]:

$$T_{cm} = \frac{T_{газ} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_{int}}{1 + \alpha \cdot L_0}, K$$

$$T_{cm} = 304 K.$$

де $T_{газ} = 320 K$ - температура газу, який подається.

Коефіцієнт залишкових газів [4,8,9]:

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

де - $P_d = 0,95 \cdot P_H$ - тиск в кінці впуску (на початку стиску).

$$P_d = 90 \text{ кПа}.$$

$$\gamma_r = 0,041.$$

Коефіцієнт наповнення [4,8,9]:

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_d}{P_H} \cdot \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\Phi_c = 0,861.$$

Температура газоповітряної суміші в кінці впуску (на початку стиску):

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

$$T_d = 339 K.$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.5 Параметри процесу стиску

Тиск в кінці стиску [4,8,9]:

$$P_c = P_d \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{кПа}$$

$$P_c = 2159 \text{ кПа.}$$

Температура в кінці стиску [4,8,9]:

$$T_c = T_d \cdot \varepsilon^{n_1-1}, K$$

$$T_c = 813 \text{ K}, \quad t_c = 540 \text{ }^\circ\text{C.}$$

2.3.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни [4,8,9]:

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

$$\beta = 0,863.$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу [4,8,9]:

$$\frac{\xi_z \cdot 22.4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta \cdot mCv_m \cdot t_z - (mCvm_{cm}) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{mCO_2}{M_z}$$

$$R_{CO_2} = 0,180.$$

$$R_{H_2O} = \frac{mH_2O}{M_z}$$

$$R_{H_2O} = 0,028.$$

$$R_{O_2} = \frac{mO_2}{M_z}$$

$$R_{O_2} = 0,020.$$

$$R_{N_2} = \frac{mN_2}{M_z}$$

$$R_{N_2} = 0,771.$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						24
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Мольна теплоємність продуктів згоряння [4,8,9]:

$$mCv_m = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

для O_2 : $mCv_{O_2} = 23,664 + 1591 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$, кДж/(кмоль·К)

для N_2 : $mCv_{N_2} = 22,374 + 134 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$, кДж/(кмоль·К)

для CO_2 : $mCv_{CO_2} = 41,3405 + 2428 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$, кДж/(кмоль·К)

для H_2O : $mCv_{H_2O} = 26,67 + 4438 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$, кДж/(кмоль·К)

Після підстановки одержимо рівняння:

$$mCv_m = a + b \cdot 10^{-5} \cdot T_z, \quad \text{кДж/(кмоль·К)}$$

де:

$$a = 25,94;$$

$$b = 162,81.$$

Теплоємність газового палива [4,8,9]:

$$mCv_{CH_4} = 26,314 + 2600 \cdot 10^{-5} \cdot T_c, \quad \text{кДж/(кмоль·К)}$$

$$mCv_{C_2H_6} = 41,246 + 7964 \cdot 10^{-5} \cdot T_c, \quad \text{кДж/(кмоль·К)}$$

$$mCv_{C_3H_8} = 60,043 + 11382 \cdot 10^{-5} \cdot T_c, \quad \text{кДж/(кмоль·К)}$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 67,00 + 11920 \cdot 10^{-5} \cdot T_c, \quad \text{кДж/(кмоль·К)}$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot T_c, \quad \text{кДж/(кмоль·К)}$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot T_c, \quad \text{кДж/(кмоль·К)}$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255 \cdot 10^{-5} \cdot T_c, \quad \text{кДж/(кмоль·К)}$$

$$mCv_{гп} = 13,835 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі [4,8,9]:

$$mCv_{см} = \frac{mCv_{гп} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_T \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

де:

$$mCv_{пов} = 22,709 + 1298 \cdot 10^{-5} \cdot T_c, \text{ кДж/(кмоль·К)}$$

- мольна теплоємність повітря.

Після підстановки одержимо рівняння:

$$mCv_{см} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot T_z, \quad \text{кДж/(кмоль·К)}$$

де:

					ПНІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a = 19,42;$$

$$b = 6,46.$$

Максимальна температура процесу згоряння [4,8,9]:

Після підстановки одержимо квадратне рівняння:

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

де:

$$A = 140,54;$$

$$B = 22,39;$$

$$C = 56307,02.$$

Звідки:

$$t_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot 10^{-5} \cdot C}}{2 \cdot A \cdot 10^{-5}}, ^\circ C$$

$$t_Z = 2209 ^\circ C,$$

$$T_Z = 2481,70 \text{ К.}$$

Максимальний тиск згоряння [4,8,9]:

$$P_{max} = \beta \cdot P_c \cdot \frac{T_Z}{T_c}, \text{ кПа}$$

$$P_{max} = 5686 \text{ кПа.}$$

Ступінь підвищення тиску [4,8,9]:

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

$$\lambda = 2,63;$$

$$\Delta\lambda = 0,6 \% < 10\%.$$

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

2.3.7 Параметри процесу розширення

Ступінь попереднього розширення [4,8,9]:

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c}$$

$$\rho = 1,00.$$

					ПНН НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						26
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь подальшого розширення [4,8,9]:

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

$$\delta = 10,00.$$

Тиск в кінці розширення [4,8,9]:

$$P_B = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}$$

$$P_B = 320 \text{ кПа.}$$

Температура в кінці розширення [4,8,9]:

$$T_B = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К}$$

$$T_B = 1396 \text{ К.}$$

Середня температура випускних газів [4,8,9]:

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 1106 \text{ К.}$$

де: $K' = 1,4$;

$K'' = 1,35$ - емпіричні коефіцієнти [4,8,9].

Температура залишкових газів [4,8,9]:

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt[3]{\frac{P_B}{P_r}}}$$

$$T_r = 947 \text{ К.}$$

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \cdot 100\% = 0,29 \%$$

2.3.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск [4,8,9]:

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

$$P_{mi} = 716 \text{ кПа.}$$

					ПНН НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						27
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторний К.К.Д. [4,8,9]:

$$\eta_i = 0,37 \frac{(1+\alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c}$$

$$\eta_i = 0,415.$$

Питома індикаторна витрата газу [4,8,9]:

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i}, \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

$$g_i = 1,391 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}.$$

2.3.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня [4,8,9]:

$$C_{\Pi} = \frac{S_{\Pi P} \cdot n}{30}, \text{ м/с}$$

де: $S_{\Pi P} = 0,14$ м. – хід поршня по прототипу.

$$C_{\Pi} = 9,80 \text{ м/с}.$$

Середній тиск механічних втрат [4,8,9]:

$$P_M = 0,05 + 0,0155 \cdot C_{\Pi}, \text{ кПа}$$

$$P_M = 202 \text{ кПа}.$$

Середній ефективний тиск [4,8,9]:

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

$$P_{me} = 514 \text{ кПа}.$$

Механічний К.К.Д. [4,8,9]:

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

$$\eta_M = 0,72.$$

Ефективний К.К.Д. [4,8,9]:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$$

$$\eta_e = 0,30.$$

Питома ефективна витрата газу [4,8,9]:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M}, \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

					ПНІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						28
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$g_e = 1,937 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год.}$$

Годинна витрата газу [4,8,9]:

$$B = g_e \cdot P_e, \text{ м}^3/\text{год}$$

$$B = 193,732 \text{ м}^3/\text{год.}$$

2.3.10 Основні розміри циліндра і двигуна

Об'єм двигуна [4,8,9]:

$$V_{St} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}, \text{ л}$$

де: $Z = 4$ - коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 11,12 \text{ л.}$$

Робочій об'єм циліндра [4,8,9]:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 1,85 \text{ л.}$$

Діаметр циліндра [4,8,9]:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}, \text{ мм}$$

де: $\pi = 3,14$;

$$m = \frac{S_{\text{ПР}}}{d_{\text{ПР}}}$$

$$d_{\text{ПР}} = 0,13 \text{ м;}$$

$$m = 1,08;$$

$$D = 130 \text{ мм.}$$

Хід поршня [4,8,9]:

$$S = m \cdot d, \text{ мм}$$

$$S = 140 \text{ мм.}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						29
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.11 Уточненні розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра [4,8,9]:

$$D = 130 \text{ мм.};$$

Хід поршня [4,8,9]:

$$S = 140 \text{ мм.}$$

Об'єм двигуна [4,8,9]:

$$V_{St} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}, \text{ л}$$

$$V_{St} = 11,144 \text{ л.}$$

Робочій об'єм циліндра [4,8,9]:

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

$$V_s = 1,857 \text{ л.}$$

Ефективна потужність двигуна [4,8,9]:

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{St} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 100,21 \text{ кВт.}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

де:

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 100,10 \text{ кВт.}$$

$$\Delta P_{ep} = 0,2 \text{ \%}.$$

Так як значення $\Delta P_{ep} = 0,2 \% < 5\%$ розрахунок виконаний вірно.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						30
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна

2.4.1 Вихідні дані:

Ефективна потужність двигуна	$P_e = 100 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 2100 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру	$D = 130 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 140 \text{ мм}$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$
Нижча теплота згорання газу	$Q_H = 6240 \text{ кДж/м}^3$
Годинна витрата газу	$V_r = 193,73 \text{ м}^3/\text{год}$
Індикаторний К.К.Д.	$\eta_i = 0,415$
Ефективний К.К.Д.	$\eta_e = 0,30$
Кількість свіжого заряду	$M_1 = 2,491 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 2,136 \text{ кмоль/кг}$
Температура випускних газів	$T_{\text{ср.г.}} = 1106 \text{ К}$
Температура на початку стиску	$T_d = 339 \text{ К}$
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''_v = 25,59 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'_v = 24,40 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$
Середній індикаторний тиск:	$P_{mi} = 716 \text{ кПа}$

2.4.2 Рівняння теплового балансу

2.4.2.1 Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом [4,8,9]:

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_G + Q_M + Q_{H.B.}, \text{ Дж/сек}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		31

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

2.4.2.2 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом [4,8,9]:

$$Q_{\Pi} = B \cdot \frac{Q_H}{3,6}, \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{\Pi} = 335802 \text{ Дж/сек.}$$

у відсотковому відношенні Q_{Π} приймаємо за 100%.

2.4.2.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна [4,8,9]:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e, \text{ Дж/сек}$$

$$Q_e = 100209,77 \text{ Дж/сек.}$$

у відсотковому відношенні:

$$q = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 \%$$

$$q = 29,84 \%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_{\Pi} \cdot \eta_e, \text{ Дж/сек}$$

$$Q'_e = 100000 \text{ Дж/сек}$$

Вираховуємо похибку [4,8,9]:

$$\Delta = \frac{(Q_e - Q'_e)}{Q_e} \cdot 100 \%$$

$$\Delta = 0,21 \%$$

Похибка не перевищує 1%.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						32
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною [4,8,9]:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н.}}$$

де: Q_{w} - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра [4,8,9]:

$$Q_{\text{w}} = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\text{п}}, \text{ Дж/сек}$$

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

З експериментальних даних [4,8,9]:

$W_{\text{нап.}}=0$; $W_{\text{г.р.}}=0,08-0,16$; Приймаємо: $W_{\text{г.р}} = 0,16$;

$W_{\text{ст.}}=0$; $W_{\text{вип}}=0,01-0,05$; Приймаємо: $W_{\text{г.р}} = 0,05$.

$$Q_{\text{w}} = 70518 \text{ Дж/сек.}$$

2.4.2.5 Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра [4,8,9]:

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна [4,8,9]:

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_{\text{м}}) \cdot 10^3, \text{ кПа}$$

де:

$a = 0,034$ і $b = 0,0113$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

$C_{\text{м}}$ - середня швидкість поршня, знаходимо за формулою:

$$C_{\text{м}} = S \cdot \frac{n}{30}$$

$$C_{\text{м}} = 9,80 \text{ м/с.}$$

$$P_{\text{мд}} = 144,74 \text{ кПа.}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		33

Середній тиск тертя поршня [4,8,9]:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 86,844 \text{ кПа.}$$

Потужність тертя поршня [4,8,9]:

$$P_{\text{п}} = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot \frac{i}{30 \cdot Z}, \text{ кВт}$$

де:

V_s -робочій об'єм циліндру, який знаходимо по формулі:

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

$$V_s = 0,0019 \text{ м}^3;$$

$$P_{\text{п}} = 16,94 \text{ кВт.}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня [4,8,9]:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_{\text{п}}, \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 16936 \text{ Дж/сек.}$$

2.4.2.6 Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу [4,8,9]:

Визначаємо витрату води як суму теплоти [4,8,9]:

$$Q'_R = Q_W + Q_{\text{т.п.}}, \text{ Дж/сек}$$

$$Q'_B = 87455 \text{ Дж/сек,}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{тр}} \cdot \Delta T_B}, \text{ м}^3/\text{сек}$$

де:

$K = 1,2 \dots 1,5$ - коефіцієнт запасу. Приймаємо $K = 1,2$;

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

$C_{\text{мв}} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води;

$\Delta T_B = 6 \dots 10$ - температурний перепад води в холодильнику. Приймаємо

$$\Delta T_B = 8 \text{ К.}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						34
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_B = 0,0031 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насоса [4,8,9]:

$$P_{B.H.} = V_B \cdot \frac{\Delta P_B}{\eta_{B.H.}}, \text{ кВт}$$

де:

$\Delta P_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження;

$\eta_{B.H.} = 0,8 - 0,9$ К.К.Д. водяного насоса. Приймаємо: $\eta_{B.H.} = 0,8$.

$$P_{B.H.} = 0,38 \text{ кВт.}$$

$$\text{Тоді } Q_{B.H.} = 384 \text{ Дж/сек.}$$

2.4.2.7 Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною [4,8,9]:

$$Q_B = Q_w + Q_{T.П} + Q_{B.H.}, \text{ Дж/сек}$$

$Q_B = 87838 \text{ Дж/сек.}$, що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

$$q_B = 26,16 \%$$

2.4.2.8 Теплота, яка виноситься випускними газами [4,8,9]:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6 \cdot 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{\text{ср.г}}} \cdot T_{\text{ср.г}} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right], \text{ Дж/сек}$$

де:

Ізобарна теплоємність продуктів згорання [4,8,9]:

$$mC_p'' = 8,314 + mC''v, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

$$mC_p'' = 33,902 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду [4,8,9]:

$$mC_p' = 8,314 + mC'v, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

$$mC_p' = 32,714 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

$Q_{\Gamma} = 126050 \text{ Дж/сек.}$, що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$q_r = 37,5 \text{ \%}.$$

2.4.2.9 Теплота, яка відводиться мастилом і затрачується на привід масляного насосу

Теплота, яка відводиться мастилом, від гарячих деталей двигуна [4,8,9]:

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_v, \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, розраховується за формулою:

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_p, \text{ Дж/сек}$$

де:

Δ_{MD} - доля втрат в механізмах двигуна, розраховується за формулою:

$$\Delta_{MD} = \left(\frac{P_{MD}}{P_{mi}} \right) \eta_i$$

$$\Delta_{MD} = 0,08.$$

Тоді:

$$Q_{MD} = 28168 \text{ Дж/сек.}$$

$$Q_{M1} = 10848 \text{ Дж/сек.}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення [4,8,9]:

Витрата циркуляційного мастила [4,8,9]:

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{tm} \cdot \Delta_M}, \text{ м}^3/\text{сек}$$

де:

$K=1,2 \dots 1,5$ - коефіцієнт запасу. Приймаємо $K=1,2$;

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

$C_{tm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність мастила;

$\Delta_M = 6 \dots 15 \text{ К}$ - температурний перепад мастила в охолоджувачі двигуна.

Приймаємо $\Delta_M = 10 \text{ К}$.

$$V_M = 0,00069 \text{ м}^3/\text{с}.$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						36
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса [4,8,9]:

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{V_{\text{М}} \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

де:

$P_0 = (0,3 \dots 0,4) \cdot 10^6$ Па - робочий тиск мастила в системі. Приймаємо

$P_0 = 350000$ Па.

$\eta_{\text{М}} = 0,8 \dots 0,9$ - механічний К.К.Д. масляного насоса. Приймаємо $\eta_{\text{М}} = 0,9$.

$$P_{\text{М.Н.}} = 0,27 \text{ кВт.}$$

Тоді:

$$Q_{\text{М2}} = 1000 \cdot P_{\text{МН}}, \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{\text{М2}} = 269 \text{ Дж/сек.}$$

Загальна кількість теплоти складає [4,8,9]:

$$Q_{\text{М}} = Q_{\text{М1}} + Q_{\text{М2}}, \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{\text{М}} = 11117 \text{ Дж/сек.},$$

у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{М}} = Q_{\text{М}} / Q_{\text{П}} \cdot 100 \%$$

$$q_{\text{М}} = 3,31 \%$$

Невраховані теплові втрати [4,8,9]:

$$Q_{\text{Н.В.}} = Q_{\text{П}} - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{Г}} + Q_{\text{М}}), \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{\text{Н.В.}} = 10588 \text{ Дж/сек.},$$

що у відсотковому відношенні складає:

$$q_{\text{Н.В.}} = Q_{\text{Н.В.}} / Q_{\text{П}} \cdot 100 \%$$

$$q_{\text{Н.В.}} = 3,15 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.2.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						37
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 Зведена таблиця теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі	100210	29,84
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	87838	26,16
Теплота, яка відводиться випускними газами	126050	37,54
Теплота, яка відводиться маслом	11117	3,31
Невраховані теплові втрати	10588	3,15
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	335802	100,00

2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.5.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧ13/14 виконується в табличній формі по таким вихідним даним [4,8,9]:

Вихідні дані:

Середній індикаторний тиск $P_{mi} = 0,716 \text{ МПа}$

Тиск в кінці впуску $P_d = 0,090 \text{ МПа}$

Показник політропи стиску $n_1 = 1,380$

Ступінь стиску $\varepsilon = 10,00$

Максимальний тиск в циліндрі $P_{max} = 5,686 \text{ МПа}$

Показник політропи розширення $n_2 = 1,250$

Ступінь попереднього розширення $\rho = 1,000$

Масштаб по осі стиску $m_p = 0,025 \text{ МПа/мм}$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми $\xi = 0,97$

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо за формулою [4,8,9]:

$$P_{ст} = \frac{P_d \cdot \varepsilon^{n_1}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}, \text{ МПа}$$

Форму лінії розширення знаходимо за формулою [4,8,9]:

$$P_{роз} = \frac{P_{max} \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$$

Об'єм камери згорання розраховуємо за формулою [4,8,9]:

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

Приведений робочий об'єм: $V_s = [AB] = 234 \text{ мм}$.

$V_c = 26,00 \text{ мм}$.

Результати розрахунків та координати для побудови кривих стиску і розширення приведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 Результати розрахунку та координати для побудови теоретичної індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}, \text{ МПа}$	$P_{ст}, \text{ мм}$	$P_{роз}, \text{ МПа}$	$P_{роз}, \text{ мм}$	$P_{ср}, \text{ МПа}$
1	2,159	86,4	5,686	227,4	3,527
1,25	1,587	63,5	4,302	172,1	2,715
1,5	1,234	49,4	3,425	137,0	2,191
1,75	0,997	39,9	2,825	113,0	1,828
2	0,830	33,2	2,391	95,6	1,561
3	0,474	19,0	1,440	57,6	0,966
4	0,319	12,7	1,005	40,2	0,686
5	0,234	9,4	0,760	30,4	0,526
6	0,182	7,3	0,605	24,2	0,423
7	0,147	5,9	0,499	20,0	0,352
8	0,122	4,9	0,423	16,9	0,300
9	0,104	4,2	0,365	14,6	0,261
10	0,090	3,6	0,320	12,8	0,230
					$P_{mi}^D = 0,746$

Похибку середнього індикаторного тиску розраховуємо за формулою [4,8,9]:

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

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

$P_{mi \text{ ср}} = 0,731 \text{ МПа.}$

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

Похибка не перевищує 5%.

2.5.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок [4,8,9]:

C' , до ВМТ - точка подачі іскри.

f , до ВМТ - визначається кутом випередження запалювання точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\phi_1 = 10^\circ$, ПКВ.

$\Delta\phi_2$, після ВМТ - кут після ВМТ, де тиск максимальний.

b' , після ВМТ - точка відкриття випускного клапану.

r' , до ВМТ - точка відкриття впускного клапану.

r'' , після ВМТ - точка закриття випускного клапану.

d' , до ВМТ - точка закриття впускного клапану.

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

Z_d - точка максимального тиску газів.

2.5.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми [4]:

Кривошипно-шатунне відношення

$\lambda_L = 0,250.$

Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі

$[AB] = 234,0 \text{ мм.}$

Кут затримки згорання

$\Delta\phi_1 = 10^\circ \text{ ПКВ.}$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск залишкових газів

$P_r = 0,100$ МПа.

Масштаб тиску

$m_p = 0,025$ МПа/мм.

Хід поршня

$S = 140$ мм.

Тиск в кінці стиску

$P_c = 2,159$ МПа.

Максимальний тиск

$P_{\max} = 5,686$ МПа.

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми
приведений в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Позначка точки ϕ° , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, ϕ° , ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos \phi) + \frac{\lambda_L}{4} \times$ $\times (1 - \cos 2 \phi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
С', до ВМТ	30	0,165	19,3
f, до ВМТ	20	0,075	8,8
$\Delta\phi_2$, після ВМТ	10	0,019	2,2
b', після ВМТ	130	1,716	200,8
r', до ВМТ	20	0,075	8,8
r'', після ВМТ	30	0,165	19,3
d', до ВМТ	150	1,897	222,0

Ординату точки r, визначаємо за формулою [4,8,9]:

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм}$$

4,0 мм.

Тиск газів в ВМТ, визначаємо за формулою [4,8,9]:

$$P_c'' = (1,15 - 1,25) \cdot P_c, \text{ МПа}$$

Число із інтервалу: 1,2.

$P_c'' = 2,59$ МПа.

$P_c'' = 103,6$ мм.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальний тиск згорання для карбюраторних і газових двигунів, розраховуємо за формулою [4,8,9]:

$$P_{zd} = P_{max} \cdot 0,85, \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 4,83 \text{ МПа.}$$

$$P_{zd} = 193 \text{ мм.}$$

Поправка Брікса розраховується за формулою [4,8,9]:

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

$$OO' = 8,8 \text{ мм.}$$

Масштаб переміщення, розраховується за формулою [4,8,9]:

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

$$M_s = 0,60.$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення, розраховується за формулою [4,8,9]:

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 14,63 \text{ мм.}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 Основні параметри двигунів, що працюють на різних видах палива

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	6ГЧ13/14 (двигун-прототип)	6ГЧ13/14
Номинальна ефективна потужність, P_e , кВт	118	100
Номинальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	2200	2100
Ступінь стиску, ϵ	11,8	10,0
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,255	1,20
Паливо, що споживається для роботи двигуна	СПГ	Генераторний газ
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	33500	6240
Максимальна температура циклу, T_z , К	2415,35	2481,7
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	4,69	5,69
Індикаторний ККД циклу, η_i	-	0,415
Механічний ККД двигуна, η_m	-	0,720
Ефективний ККД циклу, η_e	-	0,300
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	0,721	0,514
Питома витрата палива: g_e , м ³ /(кВт·год)	0,384	1,937

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу двигунів 6ГЧ13/14 (паливо – природний газ) та 6ГЧ13/14 (паливо – генераторний газ), що працюють на різних паливах, можна зробити висновок, що двигун, який проектується, працює на генераторному газі — дешевому, доступному та відновлюваному паливі, що може вироблятись із відходів. Це значно знижує експлуатаційні витрати та залежність від імпорتنих енергоносіїв. Генераторний газ має нижчу теплоту згоряння, але

при цьому забезпечує менше шкідливих викидів, особливо NO_x , завдяки нижчій температурі згоряння. Незважаючи на меншу потужність, двигун демонструє високий індикаторний ККД (41,5%), що свідчить про ефективну термодинамічну організацію робочого циклу. Це дозволяє ефективно використовувати енергію навіть з палива низької калорійності. Робота при нижчих температурах і тисках ($T_z = 2481,7 \text{ K}$; $p_{\text{max}} = 5,69 \text{ МПа}$) зменшує термічне навантаження на вузли двигуна, що підвищує надійність та ресурс агрегату.

Двигун на генераторному газі — це раціональне та екологічне рішення для регіонів із доступом до біомаси чи промислових відходів. Він демонструє високу ефективність перетворення енергії при мінімальних витратах, забезпечуючи енергетичну незалежність та економічну доцільність в умовах дефіциту традиційних палив.

2.7 Динамічний розрахунок двигуна

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 [4,8,9].

Вихідні дані:

Діаметр циліндра	$d = 0,13 \text{ м.}$
Хід поршня	$S = 0,14 \text{ м.}$
Кривошипно-шатунне відношення	$\lambda_L = 0,250.$
Радіус кривошипа	$r = 0,07 \text{ м.}$
Частота обертання	$n = 2100 \text{ хв}^{-1}.$
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально	$m_s = 8,6 \text{ кг.}$
Маса деталей, що рухаються обертально	$m_R = 8,6 \text{ кг.}$
Масштаб сил	$m_F = 0,58 \text{ кН/мм.}$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		45

Масштаб тиску

$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм.}$

Кутова швидкість, розраховується за формулою [4,8,9]:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ c}^{-1}$$

$$\omega = 219,8 \text{ c}^{-1}.$$

Площа днища поршня, розраховується за формулою [4,8,9]:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2$$

$$A = 0,013 \text{ м}^2.$$

Сила тиску газу, розраховується за формулою [4,8,9]:

$$F_T = (P_c - P_a) \cdot \frac{\pi d^2}{4}, \text{ Н}$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, розраховується за формулою [4,8,9]:

$$F_i = -m_s r \omega^2 (\cos \phi + \lambda_L \cos 2 \phi), \text{ Н}$$

Сумарна сила (дійсна), розраховується за формулою [4,8,9]:

$$F_d = F_T \pm F_i, \text{ Н}$$

Нормальна сила, розраховується за формулою [4,8,9]:

$$F_n = F_d \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}$$

Радіальна сила, розраховується за формулою [4,8,9]:

$$F_r = F_d \frac{\cos(\phi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н}$$

Дотична сила, розраховується за формулою [4,8,9]:

$$F_k = F_d \frac{\sin(\phi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н}$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально, розраховується за формулою [4,8,9]:

$$F_{\text{иоб}} = -m_R r \omega^2, \text{ Н}$$

$$F_{\text{иоб.}} = -33,4 \text{ кН.}$$

$$F_{\text{иоб.}} = -19,2 \text{ мм.}$$

					ПНІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі (таблиця 2.7), а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі графічної частини дипломного проекту.

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого валу, розраховуємо за формулами [4,8,9]:

для $\varphi = 10 \dots 180^\circ$

$$P_{ц} = P_d, \text{ кН}$$

для $\varphi = 190 \dots 350^\circ$

$$P_{ц} = P_d \left(\frac{V_a}{V_f} \right)^{n_1}, \text{ кН}$$

для $\varphi = 360^\circ$

$$P_{ц} = \frac{P_{c_{\max}}}{2}, \text{ кН}$$

для $\varphi = 370^\circ$

$$P_{ц} = P_{\max}, \text{ кН}$$

для $\varphi = 380 \dots 530^\circ$

$$P_{ц} = P_{\max} \left(\frac{V_c \cdot \rho}{V_f} \right)^{n_2}, \text{ кН}$$

для $\varphi = 540^\circ$

$$P_{ц} = \frac{P_b + P_d}{2}, \text{ кН}$$

для $\varphi = 550 \dots 720^\circ$

$$P_{ц} = P_r, \text{ кН}$$

Робочий об'єм, розраховуємо за формулою [4,8,9]:

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

$$V_s = 0,00186 \text{ м}^3.$$

Об'єм камери згорання, розраховуємо за формулою [4,8,9]:

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

$$V_c = 0,00021 \text{ м}^3.$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Повний об'єм, розраховуємо за формулою [4,8,9]:

$$V_a = V_s + V_c, \text{ м}^3$$

$$V_c = 0,002064 \text{ м}^3.$$

Перемінний об'єм циліндра в залежності від кута повороту колінчастого валу, розраховуємо за формулою [4,8,9]:

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

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧ13/14 виконаний за допомогою табличного редактора Microsoft Excel. Результати динамічного розрахунку двигуна приведені в табличній формі у таблиці 2.7

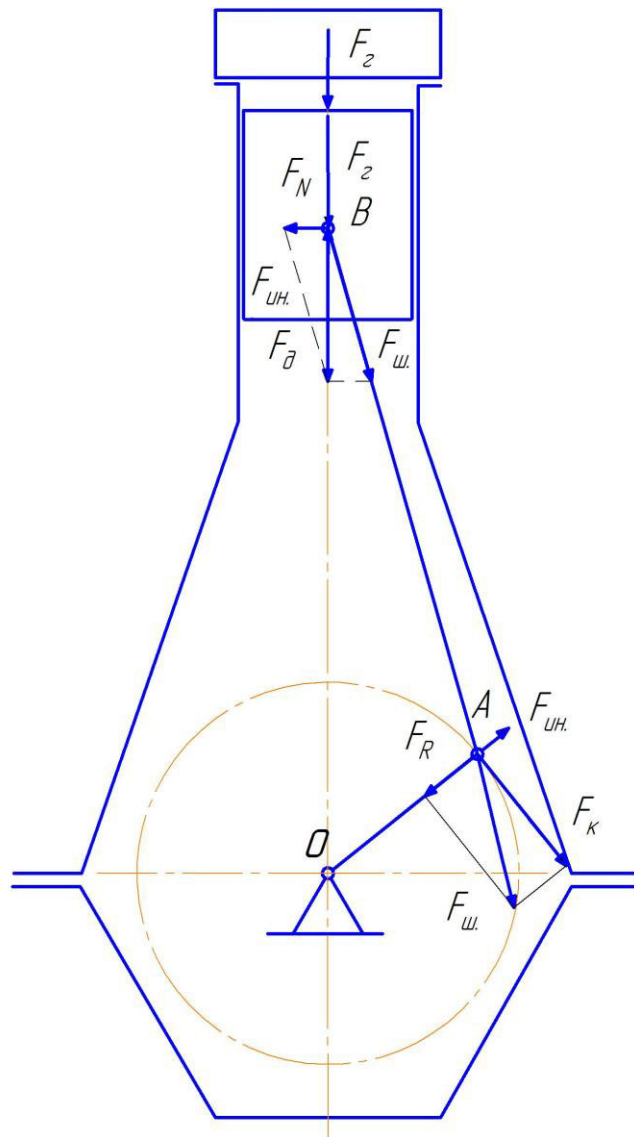


Рисунок 2.2 Розрахункова схема КШМ та сили, що діють в ньому

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.7		Результати динамічного розрахунку двигуна 6ГЧ13/14											
φ°	V_f	F_r	$F_{и}$	F_d	F_N	F_r	F_k	F_r	$F_{и}$	F_d	F_N	F_r	F_k
пкв	м ³	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,00021	-0,13	-36,35	-36,49	0,00	-36,49	0,00	-0,23	-63,23	-63,46	0,00	-63,46	0,00
10	0,00022	-0,13	-35,47	-35,61	-1,43	-34,80	-7,71	-0,23	-61,69	-61,93	-2,49	-60,52	-13,40
20	0,00028	-0,13	-32,90	-33,03	-2,48	-30,07	-13,96	-0,23	-57,22	-57,45	-4,31	-52,30	-24,28
30	0,00036	-0,13	-28,82	-28,96	-2,97	-23,25	-17,64	-0,23	-50,13	-50,36	-5,16	-40,44	-30,67
40	0,00047	-0,13	-23,54	-23,67	-2,83	-15,66	-18,17	-0,23	-40,94	-41,17	-4,93	-27,23	-31,60
50	0,00061	-0,13	-17,43	-17,56	-2,13	-8,66	-15,66	-0,23	-30,32	-30,55	-3,70	-15,07	-27,23
60	0,00076	-0,13	-10,91	-11,04	-0,98	-3,40	-10,78	-0,23	-18,97	-19,20	-1,71	-5,91	-18,76
70	0,00092	-0,13	-4,38	-4,51	0,39	-0,52	-4,61	-0,23	-7,61	-7,84	0,68	-0,90	-8,02
80	0,00109	-0,13	1,78	1,65	1,78	-0,13	1,70	-0,23	3,10	2,87	3,09	-0,22	2,95
90	0,00125	-0,13	7,27	7,14	2,97	-1,84	7,14	-0,23	12,65	12,41	5,16	-3,21	12,41
100	0,00141	-0,13	11,88	11,75	3,83	-4,98	11,05	-0,23	20,67	20,44	6,66	-8,66	19,22
110	0,00156	-0,13	15,52	15,38	4,28	-8,76	13,18	-0,23	26,99	26,76	7,44	-15,23	22,93
120	0,00169	-0,13	18,18	18,04	4,33	-12,49	13,63	-0,23	31,61	31,38	7,52	-21,72	23,70
130	0,00180	-0,13	19,96	19,82	4,02	-15,71	12,70	-0,23	34,71	34,48	7,00	-27,32	22,09
140	0,00189	-0,13	21,02	20,88	3,46	-18,18	10,82	-0,23	36,55	36,32	6,01	-31,62	18,82
150	0,00197	-0,13	21,55	21,42	2,71	-19,90	8,37	-0,23	37,48	37,25	4,71	-34,61	14,56
160	0,00202	-0,13	21,76	21,63	1,86	-20,96	5,65	-0,23	37,84	37,61	3,23	-36,45	9,83
170	0,00205	-0,13	21,81	21,68	0,94	-21,51	2,84	-0,23	37,93	37,70	1,64	-37,41	4,93
180	0,00206	-0,13	21,81	21,68	0,00	-21,68	0,00	-0,23	37,94	37,70	0,00	-37,70	0,00
190	0,00205	-0,12	21,81	21,69	-0,94	-21,52	-2,84	-0,22	37,93	37,71	-1,64	-37,43	-4,94
200	0,00202	-0,10	21,76	21,66	-1,84	-20,99	-5,66	-0,17	37,84	37,67	-3,20	-36,51	-9,85
210	0,00197	-0,05	21,55	21,50	-2,64	-19,97	-8,40	-0,09	37,48	37,39	-4,58	-34,74	-14,62
220	0,00189	0,02	21,02	21,03	-3,24	-18,31	-10,90	0,03	36,55	36,58	-5,63	-31,85	-18,95
230	0,00180	0,12	19,96	20,07	-3,55	-15,90	-12,86	0,20	34,71	34,91	-6,18	-27,66	-22,36
240	0,00169	0,25	18,18	18,43	-4,02	-12,75	-13,92	0,44	31,61	32,05	-6,99	-22,18	-24,20
250	0,00156	0,44	15,52	15,95	-2,98	-9,08	-13,67	0,76	26,99	27,75	-5,19	-15,79	-23,78
260	0,00141	0,70	11,88	12,58	-2,07	-5,33	-11,83	1,21	20,67	21,87	-3,60	-9,27	-20,58
270	0,00125	1,06	7,27	8,33	-0,85	-2,15	-8,33	1,84	12,65	14,48	-1,47	-3,74	-14,48
280	0,00109	1,57	1,78	3,35	0,51	-0,26	-3,45	2,73	3,10	5,83	0,89	-0,45	-5,99
290	0,00092	2,31	-4,38	-2,06	1,77	-0,24	2,11	4,03	-7,61	-3,59	3,08	-0,41	3,67
300	0,00076	3,43	-10,91	-7,47	2,68	-2,30	7,30	5,97	-18,97	-13,00	4,66	-4,00	12,70
310	0,00061	5,15	-17,43	-12,28	3,03	-6,06	10,95	8,95	-30,32	-21,36	5,27	-10,54	19,05
320	0,00047	7,83	-23,54	-15,71	2,72	-10,39	12,06	13,62	-40,94	-27,33	4,73	-18,07	20,97
330	0,00036	11,97	-28,82	-16,85	1,89	-13,53	10,26	20,82	-50,13	-29,30	3,28	-23,53	17,85
340	0,00028	17,85	-32,90	-15,05	0,96	-13,70	6,36	31,05	-57,22	-26,17	1,67	-23,82	11,06
350	0,00022	24,25	-35,47	-11,22	0,49	-10,96	2,43	42,18	-61,69	-19,51	0,85	-19,07	4,22
360	0,00021	36,39	-36,35	0,03	0,00	0,03	0,00	63,29	-63,23	0,06	0,00	0,06	0,00
370	0,00022	74,11	-35,47	38,63	0,79	37,75	8,36	128,88	-61,69	67,19	1,38	65,66	14,54
380	0,00028	51,13	-32,90	18,23	0,64	16,60	7,71	88,93	-57,22	31,71	1,12	28,87	13,40
390	0,00036	36,32	-28,82	7,50	0,25	6,02	4,57	63,17	-50,13	13,05	0,43	10,48	7,95
400	0,00047	25,52	-23,54	1,98	0,14	1,31	1,52	44,38	-40,94	3,44	0,24	2,28	2,64
410	0,00061	18,29	-17,43	0,86	0,50	0,42	0,76	31,81	-30,32	1,49	0,87	0,73	1,33
420	0,00076	13,51	-10,91	2,61	1,30	0,80	2,55	23,50	-18,97	4,53	2,26	1,40	4,43

Продовження таблиці 2.7													
430	0,0009	10,32	-4,38	5,94	2,35	0,68	6,07	17,95	-7,61	10,33	4,09	1,19	10,57
440	0,0011	8,13	1,78	9,92	3,45	-0,76	10,20	14,15	3,10	17,24	6,00	-1,32	17,74
450	0,0013	6,60	7,27	13,87	4,39	-3,58	13,87	11,48	12,65	24,13	7,64	-6,23	24,13
460	0,0014	5,51	11,88	17,39	5,03	-7,37	16,36	9,58	20,67	30,25	8,75	-12,82	28,45
470	0,0016	4,71	15,52	20,23	5,29	-11,51	17,34	8,20	26,99	35,19	9,20	-20,03	30,16
480	0,0017	4,13	18,18	22,31	5,16	-15,44	16,85	7,19	31,61	38,80	8,98	-26,85	29,30
490	0,0018	3,71	19,96	23,66	4,70	-18,75	15,16	6,44	34,71	41,15	8,18	-32,60	26,36
500	0,0019	3,39	21,02	24,41	3,99	-21,25	12,65	5,90	36,55	42,45	6,94	-36,96	21,99
510	0,0020	3,17	21,55	24,73	3,11	-22,97	9,67	5,52	37,48	43,00	5,40	-39,95	16,81
520	0,0020	3,03	21,76	24,79	2,12	-24,02	6,48	5,26	37,84	43,11	3,69	-41,77	11,27
530	0,0021	2,94	21,81	24,75	1,01	-24,56	3,24	5,12	37,93	43,05	1,75	-42,72	5,63
540	0,0021	1,39	21,81	23,20	0,00	-23,20	0,00	2,42	37,94	40,36	0,00	-40,36	0,00
550	0,0021	0,00	21,81	21,81	-0,94	-21,64	-2,85	0,00	37,93	37,93	-1,64	-37,64	-4,96
560	0,0020	0,00	21,76	21,76	-1,85	-21,09	-5,69	0,00	37,84	37,84	-3,21	-36,67	-9,89
570	0,0020	0,00	21,55	21,55	-2,63	-20,02	-8,42	0,00	37,48	37,48	-4,58	-34,82	-14,65
580	0,0019	0,00	21,02	21,02	-3,22	-18,30	-10,89	0,00	36,55	36,55	-5,60	-31,83	-18,94
590	0,0018	0,00	19,96	19,96	-3,50	-15,81	-12,79	0,00	34,71	34,71	-6,09	-27,50	-22,23
600	0,0017	0,00	18,18	18,18	-3,39	-12,58	-13,73	0,00	31,61	31,61	-5,89	-21,88	-23,87
610	0,0016	0,00	15,52	15,52	-2,82	-8,83	-13,30	0,00	26,99	26,99	-4,90	-15,36	-23,13
620	0,0014	0,00	11,88	11,88	-1,81	-5,04	-11,18	0,00	20,67	20,67	-3,15	-8,76	-19,44
630	0,0013	0,00	7,27	7,27	-0,45	-1,88	-7,27	0,00	12,65	12,65	-0,78	-3,26	-12,65
640	0,0011	0,00	1,78	1,78	1,09	-0,14	-1,83	0,00	3,10	3,10	1,89	-0,24	-3,19
650	0,0009	0,00	-4,38	-4,38	2,59	-0,50	4,48	0,00	-7,61	-7,61	4,50	-0,87	7,78
660	0,0008	0,00	-10,91	-10,91	3,80	-3,36	10,65	0,00	-18,97	-18,97	6,62	-5,84	18,53
670	0,0006	0,00	-17,43	-17,43	4,54	-8,60	15,54	0,00	-30,32	-30,32	7,89	-14,96	27,03
680	0,0005	0,00	-23,54	-23,54	4,65	-15,57	18,07	0,00	-40,94	-40,94	8,09	-27,08	31,42
690	0,0004	0,00	-28,82	-28,82	4,12	-23,15	17,56	0,00	-50,13	-50,13	7,17	-40,25	30,53
700	0,0003	0,00	-32,90	-32,90	3,04	-29,95	13,91	0,00	-57,22	-57,22	5,28	-52,09	24,18
710	0,0002	0,00	-35,47	-35,47	1,58	-34,67	7,68	0,00	-61,69	-61,69	2,75	-60,29	13,35
720	0,0002	0,00	-36,35	-36,35	0,00	-36,35	0,00	0,00	-63,23	-63,23	0,00	-63,23	0,00

Висновки по розділу

Для забезпечення заданої потужності двигуна 6ГЧ13/14 в 100 кВт вибрані та обґрунтовані вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна: число обертів колінчастого валу $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$, ступінь стиску $\varepsilon = 10$; ступінь підвищення тиску $\lambda = 2,65$; коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива $\alpha = 1,20$; нижча теплота згоряння газового палива – генераторного газу – $Q_H = 6240 \text{ кДж/м}^3$.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						50
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В результаті проведеного розрахунку робочого процесу отримані параметри робочого циклу запроектованого двигуна: тиск в кінці стиску $p_c = 2,16$ МПа; температура в кінці стиску $T_c = 813$ К; максимальний тиск згоряння $p_{\max} = 5,69$ МПа; максимальна температура згоряння $T_z = 2481,7$ К; середній індикаторний тиск $p_{mi} = 0,716$ МПа; індикаторний ККД $\eta_i = 0,415$; механічний ККД $\eta_M = 0,72$; ефективний ККД $\eta_e = 0,30$; питома ефективна витрата генераторного газу $g_e = 1,937$ м³/(кВт·год).

По знайденим параметрам робочого процесу виконаний розрахунок індикаторної діаграми та динамічний розрахунок двигуна.

Отримані результати підтверджують, що газовий двигун 6ГЧ13/14, який працює на генераторному газі, здатний забезпечити стабільну та ефективну роботу. Попри нижчу теплоту згоряння палива, за рахунок оптимізованого теплового процесу і правильно підібраних конструктивних параметрів вдалося досягти задовільних техніко-економічних показників.

Розділ 2 створює науково обґрунтовану основу для подальших конструкторських рішень у наступних розділах проекту.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						51
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ ДВИГУНА 6ГЧ13/14

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів

Поршнева група є одним із найбільш навантажених та відповідальних елементів кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння. Її робота відбувається в умовах високих температур, тиску, інерційних та ударних навантажень, а також інтенсивного теплового обміну. Надійність та довговічність поршневої групи значною мірою визначає загальну працездатність двигуна. Згідно зі статистичними даними, понад 50% відмов двигунів пов'язані з порушенням роботи саме цього вузла [11].

Поршень виконує такі основні функції:

- забезпечує герметизацію камери згоряння;
- сприймає тиск газів, що виникає під час згоряння паливо-повітряної суміші, та передає зусилля на шатун;
- передає бокові зусилля на гільзу циліндра;
- сприяє тепловідведенню від зони згоряння до системи охолодження;
- обмежує проникнення мастила у камеру згоряння;
- бере участь у процесах газообміну у двотактних двигунах (виконує функцію золотника) [12].

Поршень працює в надзвичайно складних умовах:

- тиск у камері згоряння може досягати 15...16 МПа;
- температура газів у зоні днища — до 2000–2500 К;
- середня швидкість руху поршня — до 13–16 м/с;
- сили інерції значні, особливо на високих обертах;
- матеріал поршня зазнає зниження міцності при високих температурах;
- відбувається інтенсивний знос бічної поверхні та канавок під кільця;

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						52
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

– виникають термомеханічні деформації через теплові градієнти [12].

До конструкції поршня пред'являються такі вимоги [12]:

- мінімальна маса при збереженні необхідної міцності та жорсткості;
- ефективне тепловідведення;
- мінімальні зазори в парі «поршень–циліндр»;
- стійкість до зношування та задирів;
- достатня термостійкість, особливо в зоні компресійних кілець;
- простота виготовлення та надійність в експлуатації.

Поршень двигуна 6ГЧ13/14 складається з головки, днища, юбки та бобишок. Залежно від функціональних зон, виділяють:

- Жаровий пояс – ділянка між торцем днища та першою канавкою під компресійне кільце;
- Ущільнюючий пояс – зона розміщення компресійних та маслозйомних кілець;
- Направляючий пояс – ділянка юбки, що забезпечує співвісність поршня з циліндром;
- Бобишки – елементи для встановлення поршневого пальця [7].

Переведення двигуна 6ГЧ13/14 на роботу з генераторним газом супроводжується суттєвою зміною умов у камері згоряння. Газоподібне паливо має нижчу теплоту згоряння, проте, за рахунок більш високого ступеня стиску, спостерігається зростання температури продуктів згоряння у порівнянні з традиційними режимами [13].

У ході досліджень, проведених на газових ДВЗ з високим ступенем стиску, експериментально встановлено підвищення температур у зоні камери згоряння, зокрема в області кромek поршня та стінках нижньої плити головки циліндрів [4,5,6]. Це призводить до накопичення теплових

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

напружень у матеріалі поршня, що особливо небезпечно у зоні переходу від днища до кромок камери згоряння.

У тривалих випробуваннях було зафіксовано утворення мікротріщин на кромках поршнів, що може призвести до повного руйнування поршня та виходу з ладу двигуна. Аналіз відомих рішень [4,5,6,9] свідчить, що наявні способи конвертації дизельних двигунів у газові не забезпечують достатньої надійності елементів ГРМ та поршневої групи.

Найближчим за технічною сутністю аналогом є газовий двигун [5] з іскровим запалюванням, переобладнаний з дизельного, в якому використовувався поршень зі спеціальною виїмкою — комбінацією сферичної поверхні з циліндричним або конічним сегментом. Така форма спрямовує потік паливної суміші по осі циліндра, однак має низку істотних недоліків:

- недостатня турбулізація в середній та нижній зонах камери згоряння, що ускладнює процес сумішоутворення;
- наявність гострих кромок у камері спричиняє локальні перегріву, які можуть сприяти розвитку детонації та жарового запалювання;
- виготовлення фігурної виїмки у днищі поршня є технологічно складним, потребує високоточних верстатів та кваліфікованого персоналу [4,5,6,9,11,12].

Таким чином, адаптація поршня дизельного двигуна до умов роботи з генераторним газом вимагає внесення змін до геометрії камери згоряння з метою:

- зменшення гострих кромок для уникнення локального перегріву;
- покращення процесів сумішоутворення та згоряння у всьому об'ємі камери;
- зниження термічного навантаження на матеріал поршня;
- забезпечення технологічної простоти виготовлення [4,5,6,7,9].

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						54
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В рамках даної роботи обґрунтовано доцільність модифікації форми днища поршня для зменшення теплових напружень, яка краще пристосована до особливостей згоряння генераторного газу, та передбачає відсутність різких перепадів геометрії, і як наслідок — підвищену надійність поршневої групи.

В наступному пункті розділу буде запропоновано вибір конкретної конструкції поршня з урахуванням цих висновків.

3.2 Вибір конструкції проектного поршня

У зв'язку з переходом двигуна 6ГЧ13/14 на роботу на генераторному газі виникає потреба у розробці нової конструкції поршня, яка відповідатиме специфічним умовам горіння газоповітряної суміші. Основна мета — забезпечити стабільне згоряння, ефективний відвід тепла та зменшення термомеханічних навантажень на поршень.

Вихідні вимоги до проектного поршня:

- сумішоутворення у газових ДВЗ відбувається по-іншому, ніж у дизелях, тому форма днища поршня повинна сприяти кращому турбулентному змішуванню газу з повітрям.
- виключення гострих кромek на днищі для зменшення локального перегріву.
- конструкція повинна бути простою у виробництві, без надлишкової складності фрезерування або ливарних форм.

3.3 Опис запропонованої конструкції проектного поршня

У якості прототипу було взято серійний поршень двигуна 6Ч13/14 з камерою згорання типу ЯМЗ, у якому камера згорання реалізована у вигляді

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

сферичної виїмки зі зрізаним конусом. Проте така конструкція має ряд недоліків при роботі на генераторному газі, зокрема [4,5,6,7,9]:

- нерівномірне сумішоутворення;
- наявність перегрівів по кромці виїмки;
- підвищена вірогідність виникнення мікротріщин та руйнувань поршня.

Для усунення цих недоліків у проектованому поршні було запропоновано:

- змінену форму камери згоряння — сферично-параболічну з пологими переходами;
- потовщення жарового поясу — для підвищення термостійкості;
- зниження глибини виїмки — для зменшення теплової концентрації;
- гладкі контури внутрішньої камери — без гострих кромek.

Також було запропоновано залишити монометалічну конструкцію поршня, оскільки:

- двигун працює на порівняно рівномірному навантаженні;
- температурні перепади в межах одного циклу менші, ніж у дизелі;
- немає гострої потреби у компенсації різномірного розширення, як у складених поршнях.

Запропонованим матеріалом для виготовлення проектового поршня обрано сплав АК4-1, який характеризується: високою теплопровідністю, достатньою жаростійкістю, низькою густиною.

Таким чином, запропонована конструкція поршня з оновленою геометрією днища та модифікованою камерою згоряння дозволяє: забезпечити ефективне згоряння газової суміші, зменшити ймовірність перегріву, підвищити довговічність та надійність поршня, адаптувати конструкцію під серійне виготовлення із мінімальними витратами.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						56
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4. Розрахунок поршня двигуна 6ГЧ13/14

3.4.1 Вихідні дані для розрахунку

1. Діаметр поршня	$D = 130 \text{ мм.}$
2. Хід поршня	$S = 140 \text{ мм.}$
3. Кривошипно - шатунне відношення	$\lambda = 0,25.$
4. Ефективна потужність двигуна	$P_e = 100 \text{ кВт.}$
5. Найбільша нормальна сила	$F_H = 0,0050 \text{ МН.}$
6. Максимальний тиск згоряння в циліндрі двигуна	$P_z = 5,686 \text{ МПа.}$
7. Питома ефективна витрата палива	$g_e = 1,937 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год.}$
8. Число обертів колінчастого валу	$n = 2100 \text{ хв}^{-1}.$
9. Маса поршня	$m_p = 2,78 \text{ кг.}$
15. Матеріал поршня	Алюмінієвий сплав АК4-1.
16. Матеріал гільзи циліндра	Сірий чавун.
17. Модуль пружності для матеріалу поршня	$E_a = 72000 \text{ МПа}$
18. Коефіцієнт Пуассона для матеріалу поршня	$\mu_a = 0,26$
19. Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу поршня	$\alpha_a = 0,000022 \text{ C}^{-1}$
20. Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу гільзи	$\alpha_{\text{ч}} = 0,000011 \text{ C}^{-1}$
21. Густина алюмінію	$\rho_A = 2700 \text{ кг/м}^3$
22. Коефіцієнт, величина якого залежить від способу надівання кільця на поршень	$m = 1,57$
23. Відношення висоти поршня до діаметра $H/D = (1,0 \dots 1,5)$	$H/D = 1,35$
24. Висота поршня $H = D \cdot (H/D)$	$H = 175,0 \text{ мм}$
25. Відношення товщини днища поршня до діаметра $\delta_{\text{дн}}/D = (0,12 \dots 0,20)$	$\delta_{\text{дн}}/D = 0,127$
26. Товщини днища поршня	

$$\delta_{\text{дн}} = D \cdot (\delta_{\text{дн}}/D)$$

$$\delta_{\text{дн}} = 16,51 \text{ мм}$$

27. Відношення товщини стінки головки поршня до діаметра поршня

$$s/D = (0,05 \dots 0,10)$$

$$s/D = 0,14$$

28. Товщина стінки головки поршня

$$s = D \cdot (s/D)$$

$$s = 18,46 \text{ мм}$$

29. Товщина стінки юбки поршня

$$\delta_{\text{ю}} = (2,00 \dots 5,00)$$

$$\delta_{\text{ю}} = 7,80 \text{ мм}$$

30. Внутрішній діаметр головки поршня

$$D_{\text{вн}} = D - 2 \cdot (s+t) + \Delta t$$

$$D_{\text{вн}} = 81,79 \text{ мм}$$

31. Внутрішній діаметр юбки поршня

$$d_{\text{ю}} = D - 2 \cdot \delta_{\text{ю}}$$

$$d_{\text{ю}} = 114,40 \text{ мм}$$

32. Відношення відстані поміж бобишками до діаметра поршня

$$b/D = (0,3 \dots 0,50)$$

$$b/D = 0,39 \text{ мм}$$

33. Відстань поміж бобишками поршня

$$b = D \cdot (b/D)$$

$$b = 50,05 \text{ мм}$$

34. Відношення діаметра бобишки до діаметра поршня

$$d_{\text{б}}/D = (0,30 \dots 0,50)$$

$$d_{\text{б}}/D = 0,408$$

35. Діаметр бобишки поршня

$$d_{\text{б}} = D \cdot (d_{\text{б}}/D)$$

$$d_{\text{б}} = 53,04 \text{ мм}$$

36. Відношення висоти вогневого шару до діаметра поршня

$$e/D = (0,06 \dots 0,09)$$

$$e/D = 0,204$$

37. Висота вогневого шару поршня

$$e = D \cdot \left(\frac{e}{D} \right)$$

$$e = 26,52 \text{ мм}$$

38. Відношення товщини першої кільцевої перетинки

до діаметра поршня $\frac{h_{\text{п}}}{D} = (0,03 \dots 0,05)$

$$\frac{h_{\text{п}}}{D} = 0,0689$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						58
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

39. Товщина першої кільцевої перетинки

$$h_{\pi} = D \cdot \left(\frac{h_{\pi}}{D}\right)$$

$$h_{\pi} = 8,96 \text{ мм}$$

40. Відношення висоти верхньої частини поршня
до діаметра поршня

$$h_1/D = 0,7692$$

$$\frac{h_1}{D} = (0,45 \dots 0,75)$$

41. Висота верхньої частини поршня

$$h_1 = 100,00 \text{ мм}$$

$$h_1 = D \cdot \left(\frac{h_1}{D}\right)$$

42. Відношення висоти юбки поршня до діаметра поршня

$$h_{\text{ю}}/D = 0,89$$

$$\frac{h_{\text{ю}}}{D} = (0,6 \dots 0,75)$$

43. Висота юбки поршня

$$h_{\text{ю}} = 115,49 \text{ мм}$$

$$h_{\text{ю}} = D \cdot \left(\frac{h_{\text{ю}}}{D}\right)$$

44. Відношення радіальної товщини компресійного
кільця до діаметра поршня

$$t_{\text{к}}/D = 0,0415$$

$$\frac{t_{\text{к}}}{D} = (0,035 \dots 0,045)$$

45. Радіальна товщина компресійного кільця

$$t_{\text{к}} = 5,40 \text{ мм}$$

$$t_{\text{к}} = D \cdot \left(\frac{t_{\text{к}}}{D}\right)$$

46. Радіальний зазор компресійного кільця в
канавці поршня

$$\Delta t_{\text{к}} = 0,50 \text{ мм}$$

47. Висота компресійного кільця

$$a_{\text{к}} = 3,00 \text{ мм}$$

48. Різниця між величинами зазорів замка

компресійного кільця у вільному та робочому станах

$$A_0/t = 3,25$$

$$\frac{A_0}{t} = (2,5 \dots 4,0)$$

49. Різниця між величинами зазорів компресійного кільця

$$A_{0\text{к}} = 17,53 \text{ мм}$$

$$A_0 = 2,5 \cdot t$$

50. Кількість масляних отворів у поршні

$$n_{\text{м}} = 12,00$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						59
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

51. Відношення діаметру масляного каналу

поршня до висоти кільця

$$d_m/a_k=1,34$$

$$\frac{d_m}{a_k} = (0,3 \dots 0,5)$$

52. Діаметр масляного каналу поршня

$$d_m= 4,02 \text{ мм}$$

$$d_m = 0,3 \cdot a_k$$

53. Коефіцієнт, який враховує масу поршневого пальця

$$k= 0,76$$

$$k= 0,76 \dots 0,86$$

54. Відношення внутрішнього діаметра пальця до зовнішнього $\alpha_{\pi}= 0,679$

55. Відношення зовнішнього діаметра поршневого

пальця до діаметра поршня

$$d_{\pi}/D = 0,22 \dots 0,28$$

$$d_{\pi}/D = 0,385$$

56. Зовнішній діаметр поршневого пальця

$$d_{\pi} = D \cdot (d_{\pi}/D)$$

$$d_{\pi} = 50,00 \text{ мм}$$

57. Відношення внутрішнього діаметра поршневого

пальця до зовнішнього діаметра

поршневого пальця

$$d_{\pi}/d_b = 0,65 \dots 0,75$$

$$d_{\pi}/d_b = 0,679$$

58. Внутрішній діаметр поршневого пальця

$$d_b = d_{\pi} \cdot (d_{\pi}/D)$$

$$d_b = 33,93 \text{ мм}$$

59. Відношення довжини плаваючого пальця до

діаметра поршня

$$l_{\pi}/D = 0,78 \dots 0,88$$

$$l_{\pi}/D = 0,82$$

60. Довжина плаваючого пальця

$$l_{\pi} = 106,60 \text{ мм}$$

$$l_{\pi} = D \cdot \left(\frac{l_{\pi}}{D} \right)$$

61. Відношення довжини головки шатуна до

діаметра поршня (при плаваючому пальці)

$$l_{ш}/D = 0,33 \dots 0,45$$

$$l_{ш}/D = 0,36$$

62. Довжина головки шатуна (при плаваючому пальці)

$$l_{ш} = 46,80 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						60
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_{ш} = D \cdot \left(\frac{l_{ш}}{D}\right)$$

3.4.2 Розрахунок поршня двигуна 6ГЧ13/14

Розрахунок поршня виконуємо в його небезпечних перерізах від сили тиску газів [11,12].

Днище поршня розраховується, як кругла пластина, що закріплена по контуру та навантажена рівномірно розподіленим тиском газів [11,12].

Напруження згину в днищі поршня [11,12]:

Площа днища поршня, розраховується за формулою [11,12]:

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \text{ см}^2$$

$$F_{\Pi} = 132,67 \text{ см}^2.$$

Внутрішній радіус днища поршня, розраховується за формулою [11,12]:

$$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t), \text{ мм}$$

$$r_i = 40,65 \text{ мм}.$$

Напруження згину днища поршня, розраховується за формулою [11,12]:

$$\sigma_{зг} = P_z \cdot \left(\frac{r_i}{\delta}\right)^2, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{зг} = 34,46 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження згину для поршнів із алюмінію [11,12]:

$$\text{за відсутності ребер жорсткості} \quad [\sigma_{зг}] = 25 \dots 40 \text{ МПа}$$

$$\text{за наявністю ребер жорсткості} \quad [\sigma_{зг}] = 50 \dots 150 \text{ МПа}$$

Виходячи з отриманих значень $[\sigma_{зг}] = 34,46 \text{ МПа}$ – умова міцності витримується.

Напруження тиску в перерізі х-х [11,12]:

Діаметр поршня по днищу канавок, розраховується за формулою [11,12]:

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t), \text{ мм}$$

$$d_k = 117,00 \text{ мм}.$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа повздовжнього діаметрального перерізу масляного каналу, розраховується за формулою [11,12]:

$$F' = \left(\frac{d_k - d_i}{2} \right) \cdot d_m, \text{ мм}^2$$

$$F' = 73,2 \text{ мм}^2$$

Площа поперечного перерізу х-х, розраховується за формулою [11,12]:

$$F_{x-x} = \frac{\pi \cdot (d_k^2 - d_{BH}^2)}{4} - n'_m \cdot F', \text{ м}^2$$

$$F_{x-x} = 0,00484 \text{ м}^2.$$

Максимальна сила тиску газів, розраховується за формулою [11,12]:

$$F_T = F_{\Pi} \cdot p_z, \text{ МН}$$

$$F_T = 0,0754 \text{ МН}.$$

Напруження тиску в перерізі х-х, розраховується за формулою [11,12]:

$$\sigma_{ст} = \frac{F_T}{F_{x-x}}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ст} = 15,59 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження тиску в перерізі х-х для поршнів із алюмінію [11,12]:

$$[\sigma_{ст}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}.$$

Виходячи з отриманих значень $[\sigma_{ст}] = 15,59 \text{ МПа}$ – умова міцності витримується.

Напруження розриву в перерізі х-х [11,12]:

Максимальна кутова швидкість обертання колінчастого валу, розраховується за формулою [11,12]:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ с}^{-1}$$

$$\omega = 261,67 \text{ с}^{-1}.$$

Маса головки поршня разом з кільцями розташованими вище перерізу х-х, розраховується за формулою [11,12]:

$$m_{x-x} = 0,5 \cdot m_{\Pi}, \text{ кг}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$m_{x-x} = 1,668 \text{ кг.}$$

Радіус кривошипа, розраховується за формулою [11,12]:

$$R = \frac{S}{2}, \text{ м}$$

$$R = 0,07 \text{ м.}$$

Сила інерції зворотно-поступальних рухомих мас, розраховується за формулою [11,12]:

$$F_i = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda), \text{ МН}$$

$$F_i = 0,010 \text{ МН.}$$

Напруження розриву в перерізі x-x, розраховується за формулою [11,12]:

$$\sigma_p = \frac{F_i}{F_{x-x}}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_p = 2,06 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження розриву в перерізі x-x для поршнів із алюмінію [11,12]:

$$[\sigma_p] = 4 \dots 10 \text{ МПа.}$$

Виходячи з отриманих значень $[\sigma_p] = 2,06 \text{ МПа}$ – умова міцності витримується.

Верхня кільцева перетинка розраховується, як кругла пластина, що закріплена по контуру та навантажена рівномірно розподіленим тиском газів [11,12].

Напруження у верхній кільцевій перетинці на зріз, розраховується за формулою [11,12]:

$$\tau = 0,0314 \cdot P_z \cdot \frac{D}{h_c}, \text{ МПа}$$

$$\tau = 2,59 \text{ МПа.}$$

Напруження у верхній кільцевій перетинці на згин, розраховується за формулою [11,12]:

$$\sigma_{зг} = 0,0045 \cdot P_z \cdot \left(\frac{D}{h_c}\right)^2, \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{3\Gamma} = 5,39 \text{ МПа.}$$

Напруження у верхній кільцевій перетинці складне, розраховується за формулою [11,12]:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{3\Gamma}^2 + 4\tau^2}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\Sigma} = 7,48 \text{ МПа.}$$

Допустиме складне напруження розриву у верхній кільцевій перетинці для поршнів із алюмінію [11,12]:

$$[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40 \text{ МПа.}$$

Виходячи з отриманих значень $[\sigma_{\Sigma}] = 7,48 \text{ МПа}$ – умова міцності витримується.

Питомий тиск юбки поршня на стінку циліндра, розраховується за формулою [11,12]:

$$q_1 = \frac{F_H}{h_{\text{ю}} \cdot D}, \text{ МПа}$$

$$q_1 = 0,34 \text{ МПа.}$$

Питомий тиск поршня на стінку циліндра, розраховується за формулою [11,12]:

$$q_2 = \frac{F_H}{H \cdot D}, \text{ МПа}$$

$$q_2 = 0,22 \text{ МПа.}$$

Допустимий питомий тиск юбки поршня [11,12]:

$$q_1 = 0,3 \dots 1,0 \text{ МПа.}$$

Допустимий питомий тиск по всій довжині поршня [11,12]:

$$q_2 = 0,2 \dots 0,7 \text{ МПа.}$$

Виходячи з отриманих значень $q_1 = 0,34 \text{ МПа}$ та $q_2 = 0,22 \text{ МПа}$ – умова міцності витримується.

Гарантована рухливість поршня в циліндрі:

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В цілях попередження заклинювання поршнів під час роботи двигуна визначаємо розміри головки (D_{Γ}) та юбки ($D_{\text{ю}}$) поршня, виходячи з необхідних монтажних зазорів [11,12]:

Монтажний зазор між стінками циліндра і головкою поршня, розраховується за формулою [11,12]:

$$\Delta_{\Gamma} = (0,006 - 0,008)D, \text{ мм}$$

$$\Delta_{\Gamma} = 0,98 \text{ мм.}$$

Монтажний зазор між стінками циліндра і юбкою поршня, розраховується за формулою [11,12]:

$$\Delta_{\text{ю}} = (0,001 - 0,002) \cdot D, \text{ мм}$$

$$\Delta_{\text{ю}} = 0,234 \text{ мм.}$$

Діаметр головки поршня з урахуванням монтажного зазору, розраховується за формулою [11,12]:

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma}, \text{ мм}$$

$$D_{\Gamma} = 129,02 \text{ мм.}$$

Діаметр юбки поршня з урахуванням монтажного зазору, розраховується за формулою [11,12]:

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}}, \text{ мм}$$

$$D_{\text{ю}} = 129,77 \text{ мм.}$$

Діаметральні зазори головки поршня у гарячому стані, розраховується за формулою [11,12]:

$$\Delta'_{\Gamma} = D \left[1 + \alpha_{\text{ч}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0) - D_{\Gamma} [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)] \right], \text{ мм}$$

де:

За умови рідинного охолодження двигуна приймаємо [11,12]:

Початкова температура циліндра і поршня $T_0 = 293 \text{ К.}$

Температура стінок циліндра $T_{\text{ц}} = 383 \text{ К.}$

Температура голівки поршня $T_{\Gamma} = 593 \text{ К.}$

$$\Delta'_{\Gamma} = 0,260 \text{ мм.}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметральні зазори юбки поршня у гарячому стані, розраховується за формулою [11,12]:

$$\Delta'_{\text{ю}} = D \left[1 + \alpha_{\text{ч}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0) - D_{\text{ю}} [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)] \right], \text{ мм}$$

де:

За умови рідинного охолодження двигуна приймаємо [11,12]:

Початкова температура циліндра і поршня $T_0 = 293 \text{ K}$.

Температура стінок циліндра $T_{\text{ц}} = 383 \text{ K}$.

Температура юбки поршня $T_{\text{ю}} = 413 \text{ K}$.

$$\Delta'_{\text{ю}} = 0,020 \text{ мм.}$$

За нормальної роботи поршня діаметральні зазори головки поршня у гарячому стані, [11,12]:

$$[\Delta\Gamma'] = 0,260 \text{ мм.}$$

За нормальної роботи поршня діаметральні зазори юбки поршня у гарячому стані, [11,12]:

$$[\Delta\text{ю}'] = 0,020 \text{ мм.}$$

Конструкція поршня задовольняє основним умовам міцності. Діаметральні зазори головки та юбки поршня забезпечують нормальну роботу поршня без заклинювання.

Всі розраховані конструктивні параметри відповідають нормам.

Висновок до розділу

У розділі 3 було проведено комплексний аналіз та запропоновано конструкцію поршня двигуна 6ГЧ13/14, адаптованого для роботи на генераторному газі.

Поршень є критичним вузлом двигуна, який працює в умовах високих температур, тиску та динамічних навантажень. Перехід на генераторний газ призводить до підвищення температур у камері згоряння, що збільшує ризик термічного руйнування поршня, особливо в зоні кромки та канавки під

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						66
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

кільця. Існуючі конструкції поршнів для дизельних двигунів мають недоліки, такі як гострі кромки, нерівномірне сумішоутворення та локальні перегріву, що неприйнятно для газового режиму.

Запропоновано модифіковану форму днища з сферично-параболічною камерою згоряння, яка забезпечує: плавні переходи та відсутність гострих кромок для зменшення теплових напружень, кращий розподіл температури та тиску. Запропоновано використати алюмінієвий сплав АК4-1 через його високу теплопровідність, жаростійкість та низьку густину.

Усі параметри (напруження стиснення, розриву, питомий тиск юбки) відповідають нормам, що підтверджує життєздатність конструкції.

Запропонована конструкція є технологічно доступною для серійного виробництва. Монометалічний поршень з алюмінієвого сплаву забезпечує достатню міцність і тепловідведення без необхідності використання складених рішень. Оптимізовані теплові зазори гарантують рухливість поршня під час роботи двигуна.

Запропонована конструкція поршня двигуна 6ГЧ13/14 враховує особливості роботи на генераторному газу та вирішує ключові проблеми, пов'язані з термічними та механічними навантаженнями. Запропоновані зміни дозволяють забезпечити надійність, довговічність та ефективність поршня в умовах газового режиму.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Охорона праці - це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Законодавство України про охорону праці - це система взаємопов'язаних нормативно-правових актів, що регулюють відносини у сфері соціального захисту громадян у процесі трудової діяльності.

Базується законодавство України про охорону праці на конституційному праві всіх громадян України на належні, безпечні і здорові умови праці, гарантовані статтею 43 Конституції України.

Закон України «Про охорону праці» № 2694-XII від 14.10.1992 визначає основні положення щодо реалізації права на охорону життя і здоров'я у процесі трудової діяльності, на належні, безпечні і здорові умови праці, регулює відносини між роботодавцем і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці.

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном. Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Небезпечні виробничі фактори вплив яких на працівника призводить до травм, раптового погіршення здоров'я чи до смерті відповідно до ГОСТ 12.0.003-74.

Шкідливі виробничі фактори вплив яких на працівника може призвести до захворювання та зниження працездатності.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						68
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

За природою дії на організм людини небезпечні та шкідливі виробничі фактори підрозділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

До фізичних небезпечних та шкідливих виробничих факторів відносяться фактори, що характеризують технологічний процес (рухомі машини та механізми, рухомі частини обладнання, заготовки та матеріали, що пересуваються, гострі кромки, заусениці; підвищена або знижена температура поверхонь обладнання або матеріалів; підвищене значення електричної напруги, підвищений рівень статичної електрики), та фактори, що характеризують повітря виробничих приміщень (підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони, метеорологічні умови, підвищений рівень шуму, ультразвукових коливань, вібрації на робочому місці, недостатня освітленість робочої зони і т. п.)

Моторне відділення (МВ) в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

- 1) машини, що рухаються, і механізми, частини устаткування;
- 2) підвищений рівень вібрації;
- 3) підвищений рівень електромагнітного випромінювання;
- 4) підвищена запиленість і загазованість;
- 5) освітленість;
- 6) підвищений рівень шуму.

Машини, що рухаються, і механізми, частини устаткування

Пристрій, що виконує механічні рухи для перетворення енергії та інформації, з метою повної заміни (полегшення) фізичної та розумової праці, збільшення продуктивності називається машиною.

Ознаки, що характеризують машини:

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- перетворення енергії в механічну роботу чи перетворення роботи в інший вид енергії.
- визначеність руху всіх її частин при заданому русі однієї частини.
- наявність робочого органу, який безпосередньо впливає на матеріал, що обробляється.

Енергетичні машини поділяються:

- машини-двигуни, які перетворюють будь яку енергію (теплову, електричну) в механічну. До них відносяться електричні двигуни, електричні перетворювачі струму, парові машини, двигуни внутрішнього згоряння, турбіни;
- машини-перетворювачі, призначені перетворювати механічну енергію в будь-яку. До них відносяться електричні генератори, вітрогони, компресори.
- транспортуючі перетворюють енергію двигуна в енергію переміщення мас. до них відносяться конвеєри, елеватори, підйомні крани.
- технологічні - процес обробки без участі людини, складаються з рухомого, передатного і виконавчого механізмів.

Устаткування - технологічні агрегати, машини, механізми, що беруть участь у процесі виробництва шляхом виконання технологічних функцій.

Всі частини машин, які рухаються в процесі виконання роботи, можуть стати причиною аварій, пов'язаних з тілесними ушкодженнями і матеріальним збитком. Також допоміжне обладнання, яке задіяне під час ремонту, може стати причиною нещасного випадку.

З метою попередження травматизму на робочому місці необхідно забезпечити використання спеціальних пристосувань та інструментів.

Навіть гладкі обертові вали можуть захопити предмет одягу або, наприклад, руку людини, що дуже небезпечно. Небезпека збільшується, якщо у обертового валу є виступаючі частини або нерівні, гострі поверхні,

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

такі як регулювальні гвинти, болти, щілини, канавки або ріжучі кромки. Обертові частини машин і механізмів створюють умови для освіти «зон тиску» трьома різними шляхами:

- існують точки між двома обертовими в різні боки частинами на паралельних осях. це можуть бути шестерінки або зубчасті колеса, несучі ролики або каландри.
- існують точки дотику між обертовими частинами та частинами з лінійним рухом, які можна виявити між трансмісійної стрічкою і її шківом, ланцюгом і зірочкою або зубчастої рейкою і шестерінкою.
- обертові рухи машини викликають ризик тілесних ушкоджень типу порізів і дрібних переломів, коли обертання відбувається в безпосередній близькості від стаціонарних об'єктів. Дана умова створюється між черв'ячним конвеєром і його кожухом, між спицями колеса і машинної рамою.

Підвищений рівень вібрації

Відповідно до Державних санітарних норм (ДСН) 3.3.6.039-99 вібрація - механічні коливання твердого тіла.

Під вібрацією розуміють механічні коливання машин, обладнання, інструменту. За способом передачі на тіло людини розрізняють загальну та місцеву (локальну) вібрацію.

Загальна вібрація передається на тіло людини, яка сидить або стоїть, переважно через опорні поверхні - сидіння, підлогу. Локальна вібрація передається через руки працюючих при контакті з ручним механізованим інструментом, органами керування машинами та обладнанням, деталями, які обробляються тощо.

Залежно від джерела виникнення загальна вібрація поділяється на: транспортну, транспортно-технологічну, технологічну.

Результат дії вібрації залежить від її амплітуди та частоти. Вібрації з частотою 6 Гц є резонансними для всього організму. Місцева вібрація (до 6

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		71

Гц) шкідливо впливає на здоров'я - від сильної втоми до дуже значних змін багатьох функцій організму.

Установлені припустимі значення норми по обмеженню загальних вібрацій, тобто вібрацій робочих місць (підлоги, основ машин, сидінь і т. ін.), установлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в октавних діапазонах зі середньо геометричними значеннями 2, 4, 8, 16, 32, 63 Гц, а норми по обмеженню локальної вібрації - в октавних смугах частот зі середньо геометричними значеннями 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц. Гігієнічні норми вібрації встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.

Можлива також одночасна дія загальної та локальної вібрації.

Контакту працівника з віброоб'єктом, а відтак і шкідливої дії вібрації можна уникнути шляхом використання дистанційного керування, автоматичного контролю та сигналізації, а також застосування захисного огороження. Якщо цього досягти неможливо, то необхідно при контакті працівника з віброоб'єктом домогтися зменшення параметрів вібрації на шляху її поширення від джерела змушувальної сили. Це можна здійснити за допомогою вібропоглинання, віброгасіння та віброізоляції.

Причиною порушення вібрацій є виникаючі при роботі машин і агрегатів невірноважені силові впливи. В одних випадках їхніми джерелами є зворотно-поступальні системи, що рухаються, (кривошипно-шатунні механізми ДВЗ, ДГ); в інших випадках невірноважені обертові маси. Іноді вібрації створюються ударами деталей (зубцюваті зачеплення, підшипникові вузли і та ін.).

У машинному відділенні переважає загальна вібрація. Але також працюючі можуть піддаватися і локальній вібрації, при роботі з ручним електричним і пневматичним механізованим інструментом. У ряді випадків працюючий може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Підвищений рівень електромагнітного випромінювання

Електромагнітне випромінювання — взаємопов'язані коливання електричного (Е) і магнітного (В) полів, що утворюють електромагнітне поле. Розповсюдження випромінювання здійснюється за допомогою електромагнітних хвиль. Електромагнітне випромінювання являє собою потік фотонів, який тільки при великій їх (фотонів) кількості можна розглядати як неперервний процес [16].

Розрізняють вимушені (під впливом зовнішніх джерел) і власні електромагнітні коливання.

Штучними джерелами є індуктори, конденсатори термічних установок з ламповими генераторами (потужність яких звичайно лежить у межах 8...200 кВт); фідерні лінії, що з'єднують окремі частини генераторів, трансформатори, антени, фланцеві з'єднання хвилевидних трактів, відкриті кінці хвилеводів, генератори надвисоких частот.

Джерелами постійних магнітних полів є: електромагніти, соленоїди, імпульсні установки полуперіодного чи конденсаторного типу, литі і металокерамічні магніти.

Всі засоби і методи захисту можуть бути розділені на 3 групи: організаційні, інженерно-технічні та лікувально-профілактичні.

В якості засобів індивідуального захисту рекомендується спеціальний одяг, виконаний з металізованої тканини, і захисні окуляри.

У тому випадку, коли опроміненню піддаються тільки окремі частини тіла або особа, можливе використання захисного халата, фартуха, накидки з капюшоном, рукавичок, окулярів, щитків [16].

Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.1.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		73

Таблиця 4.1 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), 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	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Підвищена запиленість і загазованість

Пил - це дрібні частинки речовини, що здатні тривалий час знаходитись в повітрі. Частинки пилу можуть бути органічного виникнення (рослинного, тваринного), неорганічного (мінеральна, металева) походження та змішаного. Пил може проникати крізь органи дихання, очі, шкіру і викликати інфекційні захворювання. Дисперсністю називається ступінь дроблення частинок пилу. Чим менші розміри частинок, тим більша величина дисперсності. Для охорони здоров'я працюючих необхідно дотримуватись вимогам санітарних норм ГДК пилу з ГОСТу 12.1.005-88.

Значна кількість технологічних процесів трапляється з відділенням токсичних газів. Токсичні гази попадають крізь органи дихання в кров людини і викликають отруєння, крім того вони діють подразнюючи на очі.

Концентрації діючих газів вимірюють за допомогою газоаналізаторів типу УГ-1, УГ-2 та АМ-4, робота яких складається на підставі швидких реакціях взаємодії дослідного газу з індикаторним порошком. Проби повітря беруться на висоті 1,5 м від підлоги.

З основних забруднень, що можуть бути присутнім у МВ -вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище ГДК роблять виражену дію на організм людини.

Освітленість

Освітленість є одним із важливих фізичних чинників. Через око люди на одержує 90% інформації з навколишнього середовища, що пов'язано зі

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		74

сприйняттям сітківкою ока світлових (електромагнітних) коливань. В залежності від їх інтенсивності організм реагує по-різному - недостатнє освітлення, як і надлишкове, веде до передчасної втоми, що сприяє виникненню небезпечних травм [16].

В машинних відділеннях застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті преадаптації зору - при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену.

Найбільш близькими до природного освітлення є люмінесцентні джерела або лампи денного світла, але для них характерна пульсація світла з частотою електричного струму - 50 Гц.

В Україні, порядок забезпечення оптимальних умов освітлення юридично закріплений в діючому Законі «Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення». Стаття 24 цього закону проголошує право громадян України на захист від шкідливого впливу неіонізуючого випромінювання, шуму і вібрації., а також інших шкідливих факторів. Це право гарантує і Закон «Про охорону праці». Загальні технічні умови регламентують норми освітлення приміщень і зовнішніх територій населених пунктів.

Підвищений рівень шуму

Відповідно до розділу 6 НПАОП 45.2-7.02-12 «Система стандартів безпеки праці. Охорона праці і промислова безпека у будівництві (ДБН)».

Шумове забруднення атмосфери — одна з форм хвильового, фізичного забруднення, адаптація організму до нього є неможливою.

Шум — це сукупність звуків різноманітної частоти та інтенсивності, що виникають у результаті коливального руху частинок у пружних середовищах (твердих, рідких, газоподібних). Інтенсивність шумового забруднення (тиску) вимірюється в децибелах (дБ). Шуми інтенсивністю 30-80 дБ не наносять шкоди людському організму. Водночас шуми

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						75
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

інтенсивністю 85 дБ і більше призводять до фізіологічних і психологічних негативних наслідків.

На сьогодні проблема шумового забруднення є дуже актуальною, оскільки воно зростає з часом все більше особливо у містах.

Ушкодження слухової функції з тимчасовою або постійною втратою слуху; порушення здатності передавати та сприймати звуки мовного спілкування; відволікання уваги від звичайних занять; зміни фізіологічних реакцій людини на стресові сигнали; вплив на психічне і соматичне здоров'я; дію на трудову діяльність і продуктивність праці.

У генераторних установках основними джерелами шуму є ДВЗ.

Найбільш інтенсивний - шум аеродинамічного походження, що виникає внаслідок збурювання навколишньої атмосфери потоками повітря на вході в двигун і на виході з нього випускних газів.

Основним методом зниження шуму вважається установка глушників шуму.

У системах вентиляції МКВ на усмоктуванні встановлюють в основному активні глушники з декількома шарами звукоізолюючого матеріалу, що у діапазоні частот від 300 до 5000 Гц дозволяють зменшити рівень шуму на 20...35 дБ.

В системи газовідводу ДУ включають глушники-іскрогасники. Утилізаційні парогенератори є гарними глушниками шуму й іскрогасниками. Рівень шуму знижується на 12...15 дБ. Для зниження повітряного шуму використовують звукоізолюючі кожухи, що знижують рівень шуму на 10...15 дБ.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарата, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Для усунення шкідливого впливу на працюючих підвищеного рівня шуму необхідно застосовувати:

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		76

- технічні засоби (зменшення шуму у джерелі його утворення - удосконалення технологічних процесів, щоб рівні звукового тиску на робочих місцях не перевищували допустимих);
- дистанційне керування машинами, що створюють підвищений шум;
- засоби індивідуального захисту;
- будівельно-акустичні заходи;
- організаційні заходи (вибір раціонального режиму праці та відпочинку, скорочення часу перебування в умовах шуму, лікувально-профілактичні заходи тощо) [16].

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Санітарні норми шуму

Середньо геометричні частоти октавних полос, Гц	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску, дБ	109	99	92	86	83	80	76

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений двигуном 6ГЧ13/14 визначається по формулі:

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

$n_n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання;

$n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання;

$P_e = 100 \text{ кВт}$ - номінальна потужність двигуна.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \log(2100 + 100^{0.55}) + 30 \cdot \log\left(\frac{2100}{2100}\right) \right] = 87,0 \text{ дБ}$$

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.

4.2 Захист навколишнього середовища

Двигун 6ГЧ13/14, що працює на генераторному газі, у процесі експлуатації здійснює обмін речовиною та енергією з навколишнім середовищем. Споживає повітря для забезпечення процесу згоряння та використовує воду, в якості охолодження, для відведення надлишкового тепла. Натомість здійснює викиди випускних газів в атмосферу та забруднення землі та водних об'єктів (підтікання мастила, охолоджувальної рідини та ін.).

У складі випускних газів спроектованого двигуна, при роботі на генераторному газі, виявляється близько 150–200 компонентів, які за характером впливу об'єднують у п'ять груп:

- продукти повного згоряння (CO_2 , H_2O), які підвищують концентрацію парникових газів.
- окисли вуглецю (CO). Токсичні гази, що за несприятливих умов згоряння утворюються у підвищеній кількості.
- окисли азоту (NO_x). Участь у фотохімічних реакціях, утворенні озону в приземному шарі.
- канцерогенні органічні домішки (НС, алкільні бензоли, поліциклічні ароматичні вуглеводні). Небезпечні при тривалому вдиханні.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						78
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- альдегіди та сірковмісні сполуки (H_2S , SO_2 у незначних кількостях). Сприяють подразненню дихальних шляхів та кислотним дощам.

Додаткові види забруднень у МВ:

- шумове навантаження: від 85–95 дБ(А) на рівні джерела, відповідно до стандарту ДСТУ EN 60034-9.
- вібраційне забруднення: рівні до 4 мм/с за нормами ISO 10816.
- теплові викиди: значний потік невикористаної теплоти у охолоджувальну воду (до 40–45% від загальної енергії палива).

Механізми забруднення навколишнього середовища – повітря (через випускний колектор та димову трубу (недостатній ступінь очищення каталізатором або фільтрами); вода (витоки охолоджувальної води та мастила через зношені сальники, з'єднання, стики трубопроводів); ґрунт (при аварійних розливах чи неконтрольованих протіканнях мастила та технологічної рідини).

Заходи щодо зменшення впливу - оптимізація процесу згоряння (через налаштування подачі генераторного газу та повітря, установка систем регулювання та автоматичного контролю стану двигуна); очистка випускних газів (використання каталізаторів тривалого ресурсу та фільтрів для затримки твердих часток); замкнута система охолодження з контролем герметичності та установкою дегазаційних сепараторів; шумоізоляція та віброізоляція обладнання відповідно до промислових норм; регенерація теплоти (впровадження теплообмінників для використання надлишкової теплоти на технологічні чи опалювальні потреби).

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						79
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі, згідно із завданням на тему " Проект стаціонарного газового двигуна потужністю $P_e = 100$ кВт., який працює на генераторному газі", було розроблено стаціонарний газовий двигун 6ГЧ13/14 потужністю 100 кВт, адаптований для роботи на генераторному газі. Дана робота містить у собі необхідні конструкторські креслення, пояснювальні матеріали та розрахунки по газовому двигуну 6ГЧ13/14, який адаптований для роботи на генераторному газу, і детальну розробку поршня двигуна. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 листи формату А1.

На основі обґрунтованих вихідних даних та проведених термодинамічних розрахунків встановлено, що обрані параметри забезпечують стабільну і ефективну роботу двигуна з достатнім рівнем техніко-економічних показників. Зокрема, досягнуто індикаторного К.К.Д. 41,5% та ефективного К.К.Д. 30%, що свідчить про раціональне використання палива з низькою теплотою згоряння.

Газовий двигун 6ГЧ 13/14 потужністю 100 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де є наявності місцева сировина (щепа деревини) для вироблення генераторного газу та присутні постійні споживачі електричної та теплової енергії. Детальна конструкція газового двигуна 6ГЧ13/14 показані на листі 1 графічної частини проекту.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e=100$ кВт, $n= 2100$ об/хв) визначений двигун – прототип 6ГЧ13/14, який працює на природному газу, і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задана потужність газового двигуна забезпечується при ступеню стиску $\epsilon = 10,0$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,20$.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						80
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

По результатам розрахунку робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

У результаті аналізу та конструкторського опрацювання вузлів двигуна особливу увагу, у кваліфікаційній роботі, приділено розробці поршня, як критичного елемента в умовах підвищених температур і тиску, характерних для роботи на генераторному газі. Запропонована нова конструкція поршня зі сферично-параболічною камерою згоряння та використання алюмінієвого сплаву АК4-1 забезпечують зменшення теплових навантажень, покращення теплообміну, підвищення надійності та довговічності вузла. Проведені розрахунки підтверджують відповідність запропонованої конструкції сучасним вимогам до міцності, термостійкості та технологічності.

Велику увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу шуму і вібрації газового двигуна 6ГЧ13/14 на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції.

Таким чином, результати кваліфікаційної роботи свідчать про доцільність та ефективність конвертації дизельного двигуна 6Ч13/14 для роботи на генераторному газі. Запропоновані інженерні рішення формують надійну основу для подальшого практичного впровадження в енергетичних установках малої потужності та сприяють розвитку екологічно чистих і економічно ефективних енергетичних технологій.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						81
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

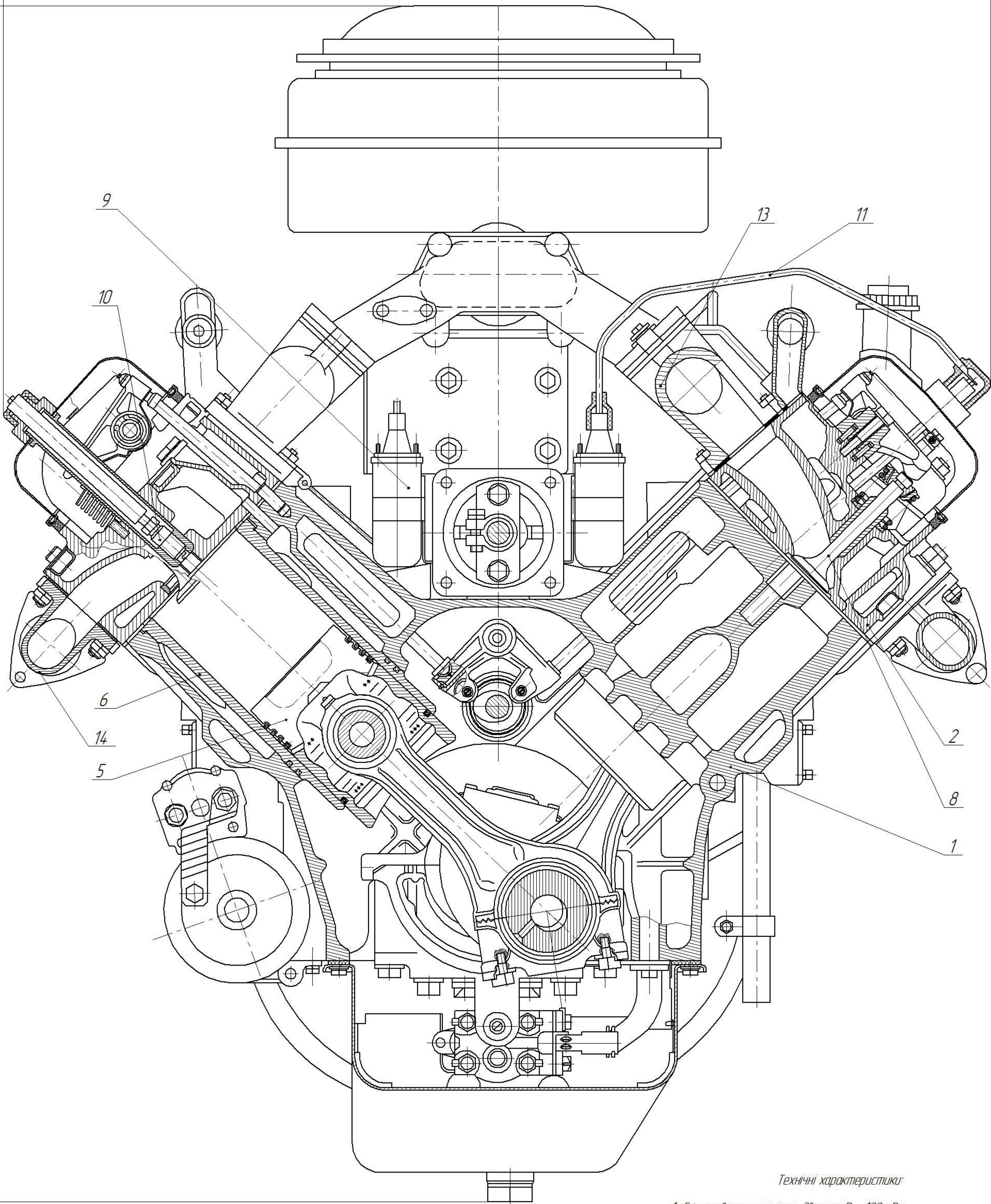
1. О.В. Ємець, "Перспективи застосування генераторного газу в Україні", Енергетика і довкілля, 2020.
2. Лозинський В.І. Газогенераторні установки. К.: Техніка, 2019.
3. Швед В.І. Альтернативні джерела енергії. Львів: Видавництво ЛНУ, 2021.
4. Козачук І.С., Луцький НТУ. Дослідження впливу складу паливоповітряної суміші на показники газового двигуна переобладнаного з дизеля.//Наукові нотатки міжвузівський збірник №37, Луцьк, 2018. – с. 150-152.
5. Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н., В.М. Манойло, доцент, к.т.н., О.А. Дзюбенко, доцент, к.т.н., М.С. Липинський, аспірант, ХНАДУ, Д.В. Швидкий, інженер, фірма Heinzmann GmbH & Co, м. Шенау, Німеччина Експериментальна установка для дослідження газового двигуна 6ГЧН 13/14 з наддуванням і примусовим запаленням//Автомобільний транспорт збірка наукових робіт №29, Харків, 2011. – с. 139-143.
6. Manoylo V. M. Research performance engine car motor 6HCHN 13/14 supercharged and distributed gas supply. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2018, Vol. 9, No. 2, 143-147
7. Чернишов Г.Д. та ін. Конструкція двигуна ЯМЗ-236, 1968, 230 с.
8. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.- Первомайськ ППІ, 2010.
9. Захарчук В.І., Сітовський О.П., Козачук, І.С. Техніко-економічні аспекти конвертації двигунів 6Ч13/14. Вісник Київського національного університету, №7, 2004, с. 114–117.

					ПННІ НУК 142.44.25.02 ПЗ	Аркуш
						82
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Гутаревич, Ю.Ф., Зеркалов, Д.В., Говорун, А.Г., Корпач, А.О. Покращення екологічних показників газових двигунів з іскровим запалюванням. Автомобільний транспорт, №5, 2008, с. 139–143.
11. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. – "Двигуни внутрішнього згоряння. Том 1", Харків, Прапор, 2004, 384 с.
12. Дяченко В.Г. – "Двигуни внутрішнього згоряння: Теорія", Харків: НТУ «ХПІ», 2008, 488 с.
13. Опис до патенту на винахід UA 103249 C2.
14. ДСТУ 7825:2015 "Стаціонарні газові двигуни — вимоги до експлуатації".
15. Основи охорони праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів всіх спеціальностей за освітньо кваліфікаційним рівнем "бакалавр" / А.І. Ткачук, С.М. Богомаз-Назарова. – Кропивницький: ПП "Центр оперативної поліграфії "Авангард". – 2017. – 156 с.

1012

1225



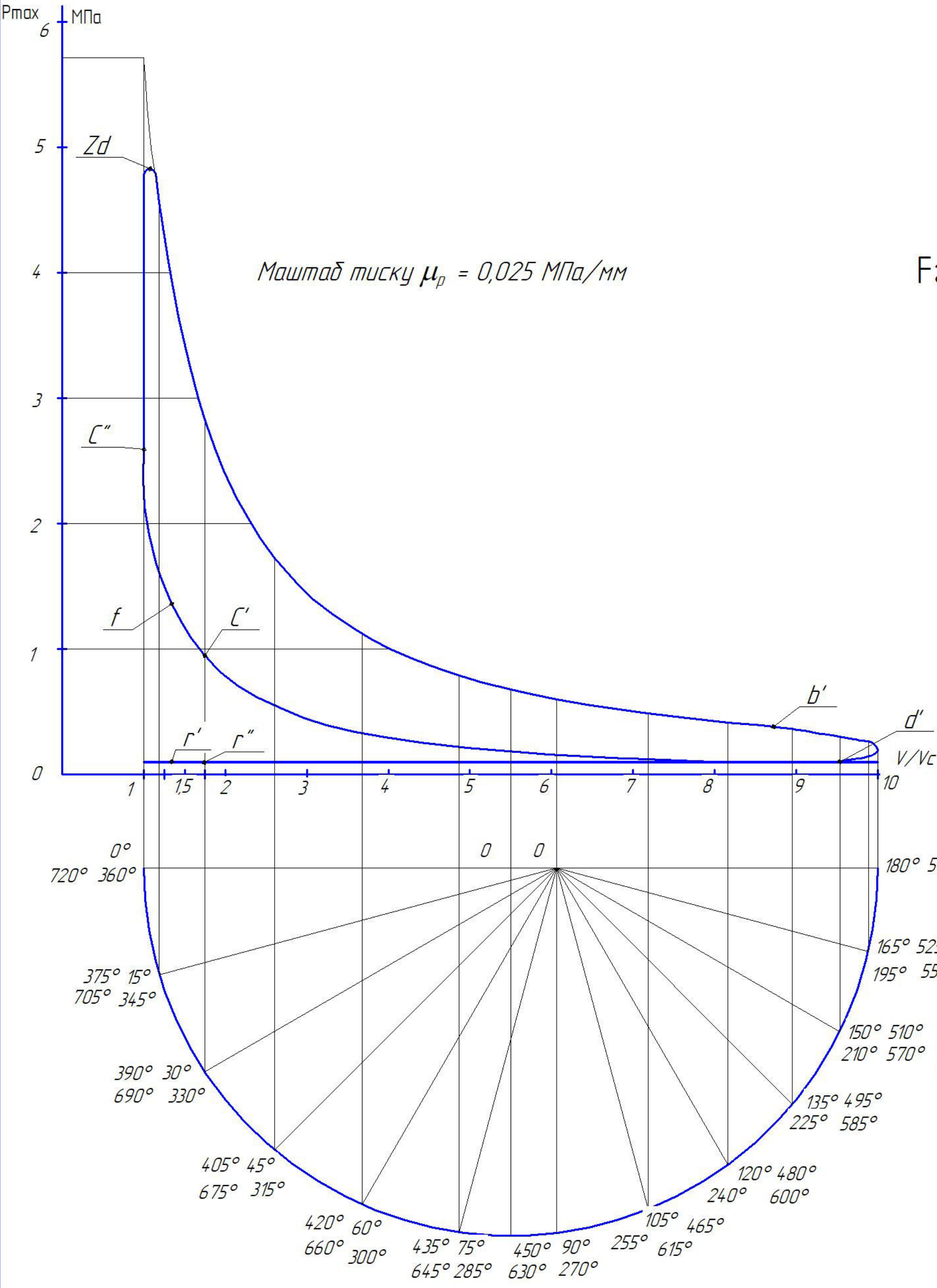
Технічні характеристики

1. Ефективна потужність двигуна $P_e = 100$ кВт.
2. Число обертів колінчастого валу $n = 2100$ об/хв.
3. Ступінь стиску $\epsilon = 10,0$.
4. Питома ефективна витрата палива $g_e = 1,937$ м³/кВт год.

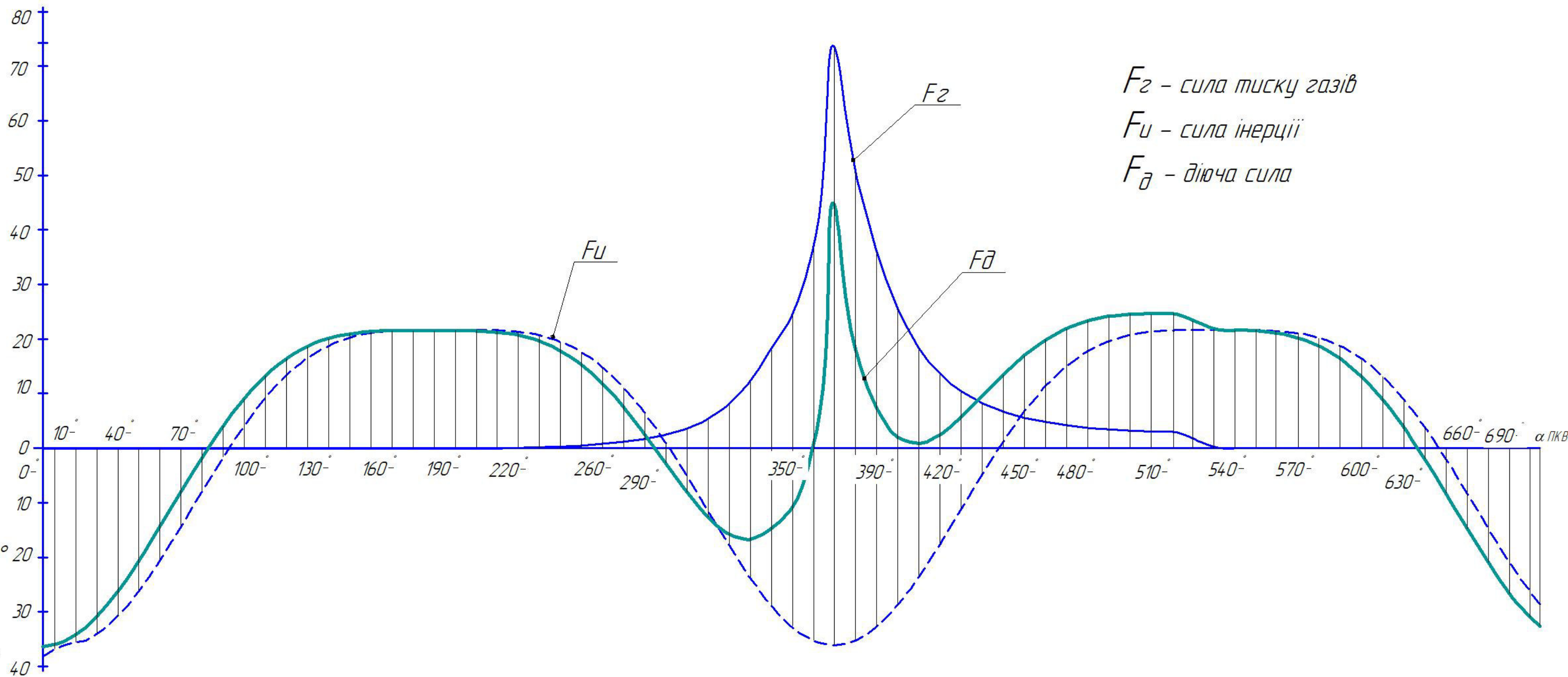
Технічні вимоги

1. Використовувати паливе – генераторний газ.
2. Використовувати мастило – Addinol MG 40-EXTRA SYNTH SAE 40.
3. Використовувати тосол – А-40 ТУ-6-02-731-86.
4. Розміри для довідок.

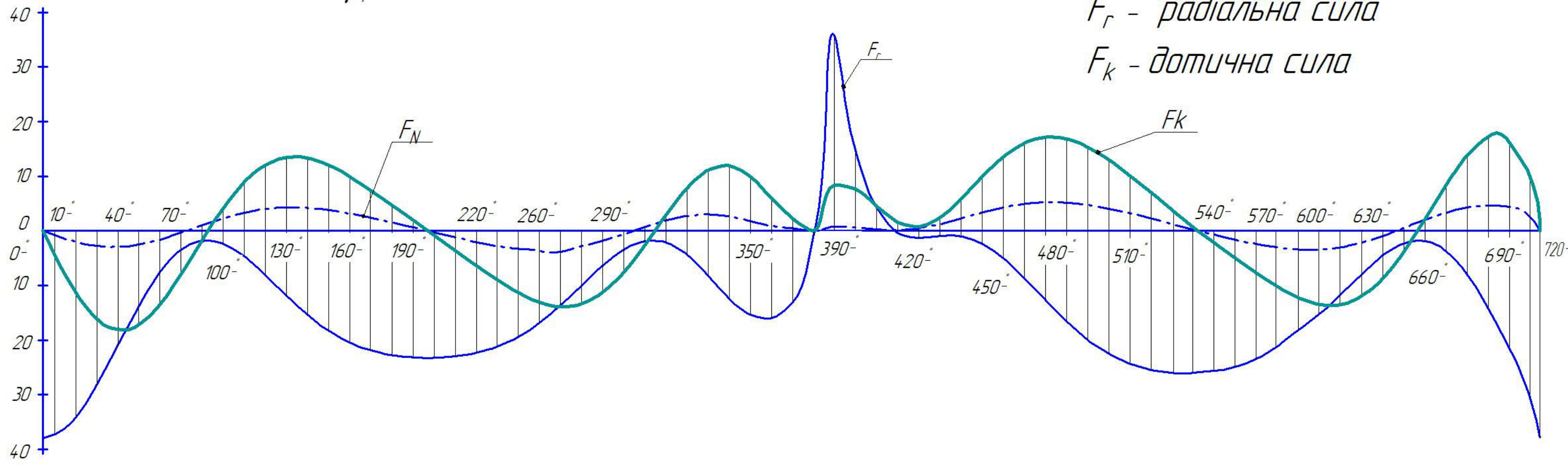
				ПННІ НУК 14.244.25.02.10.00 СК			
Зм.	Арх.	№ док.	Підпис	Дата	Двигун 6ГЧ 13/14		
					Лит	Маса	Масштаб
Розроб.	Білобров К.О.				Н	1130	1:2
Перев.	Доценко С.М.				Арх.		
Технік.	Доценко С.М.				Арх.		
Значил.	Доценко С.М.				Арх.		
Нконтр.	Доценко С.М.				Арх.		
Затв.	Негребенко В.В.				Арх.		
Поперечний розріз					44-ЕМ-23		
Копіював					Формат А1		



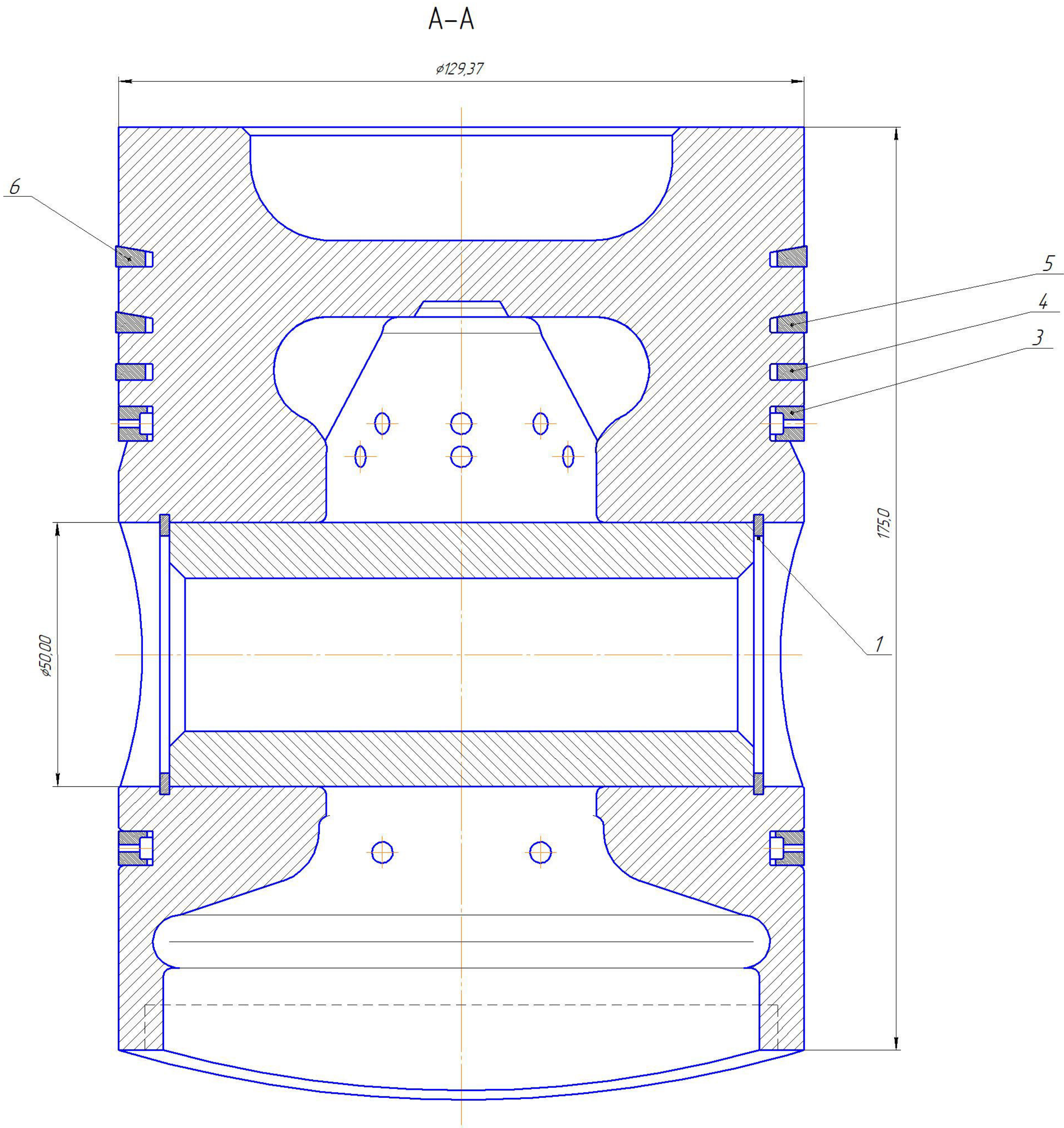
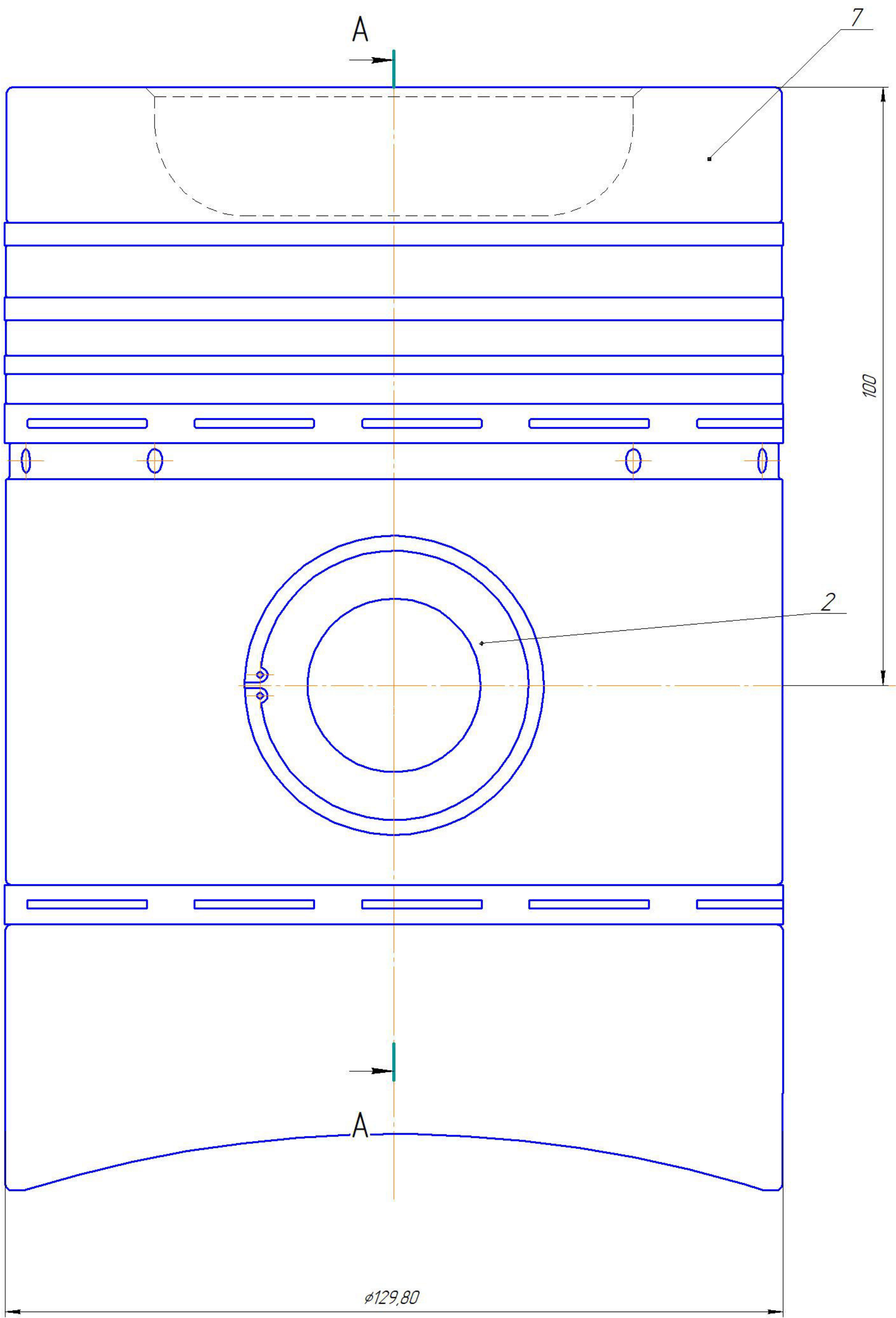
$F_z, F_u, F_{\bar{\theta}}, \text{кН}$ Маштаб сили $\mu_F = 0,575$ кН/мм



$F_n, F_r, F_k, \text{кН}$ Маштаб сили $\mu_F = 0,575$ кН/мм



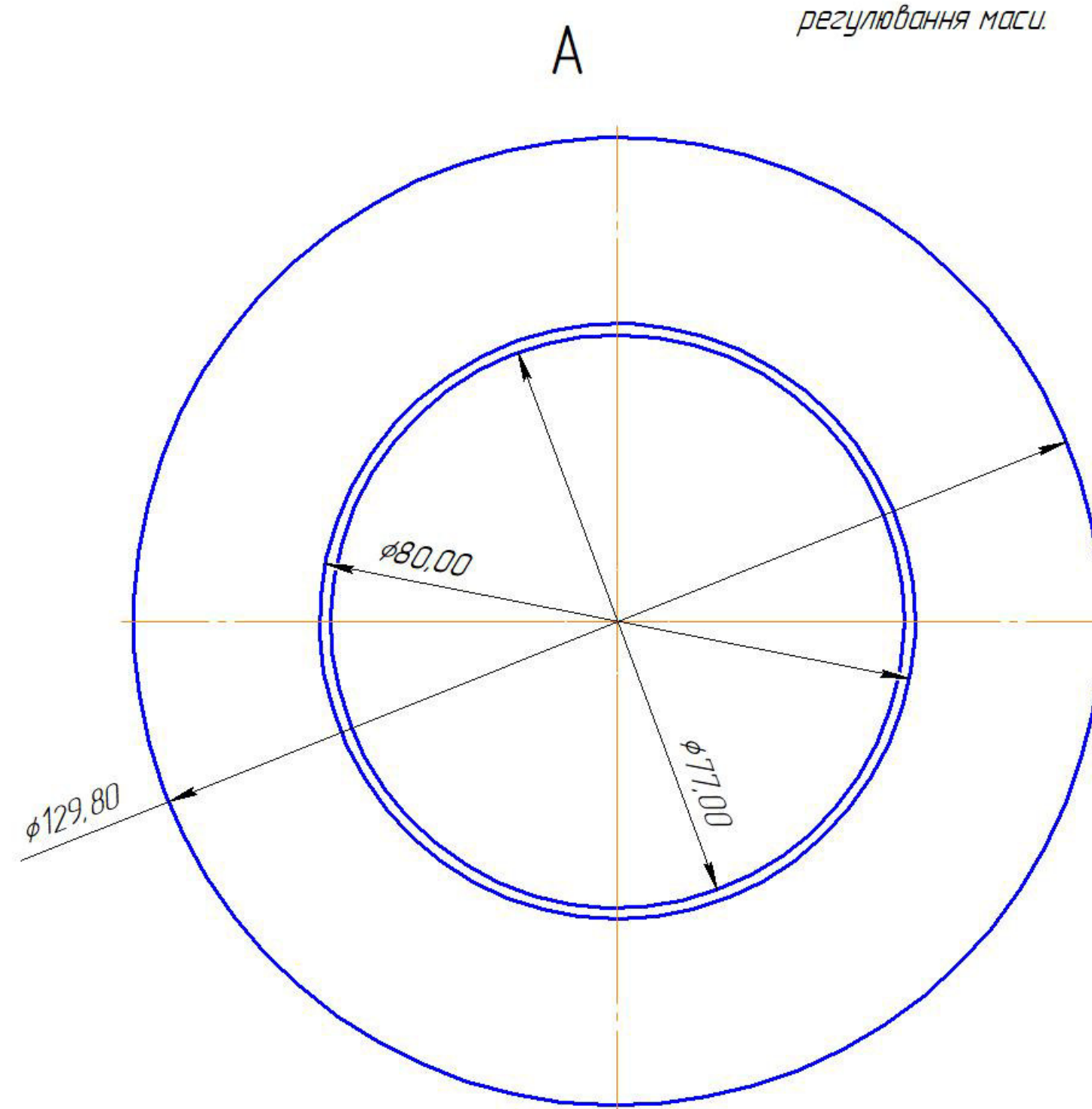
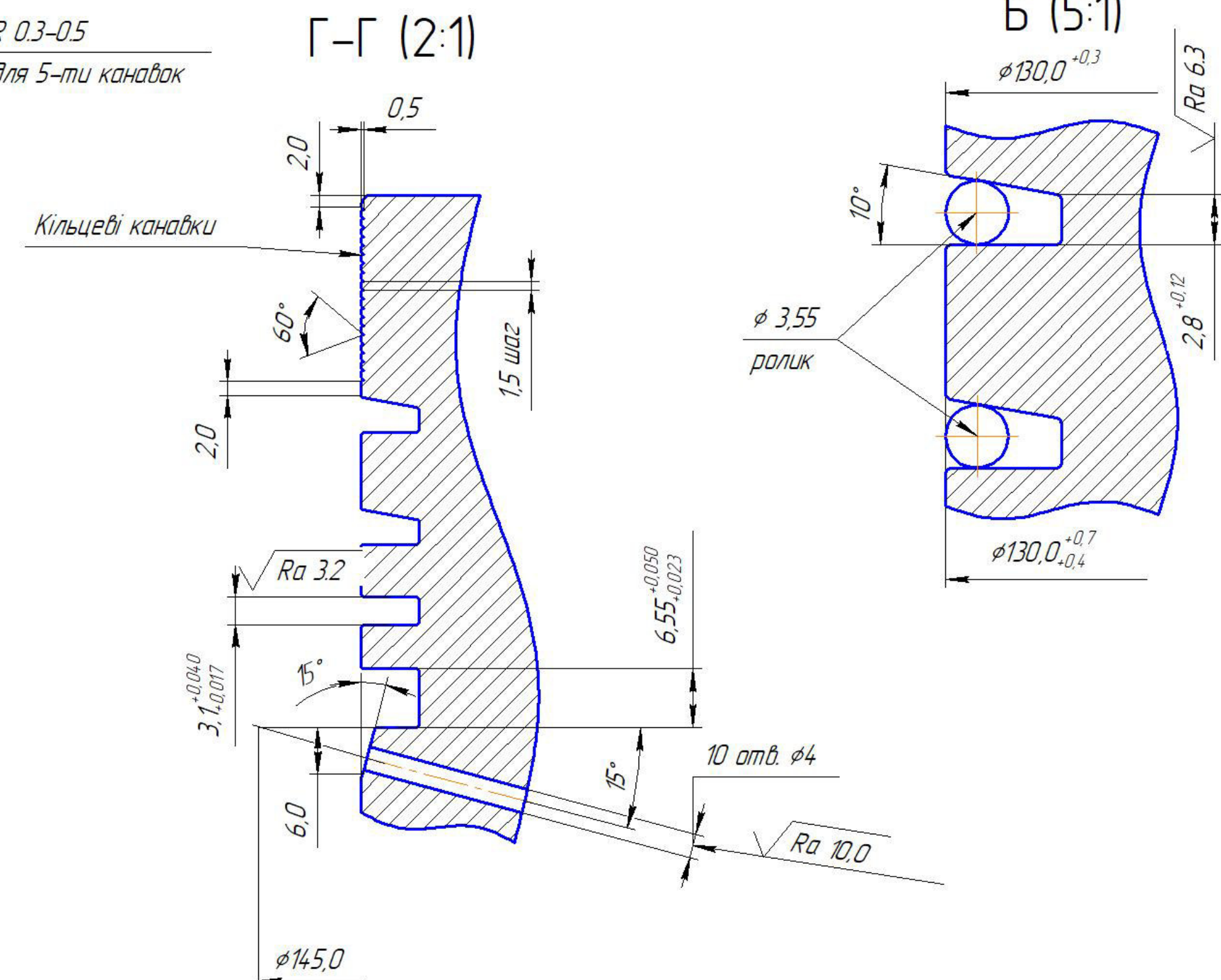
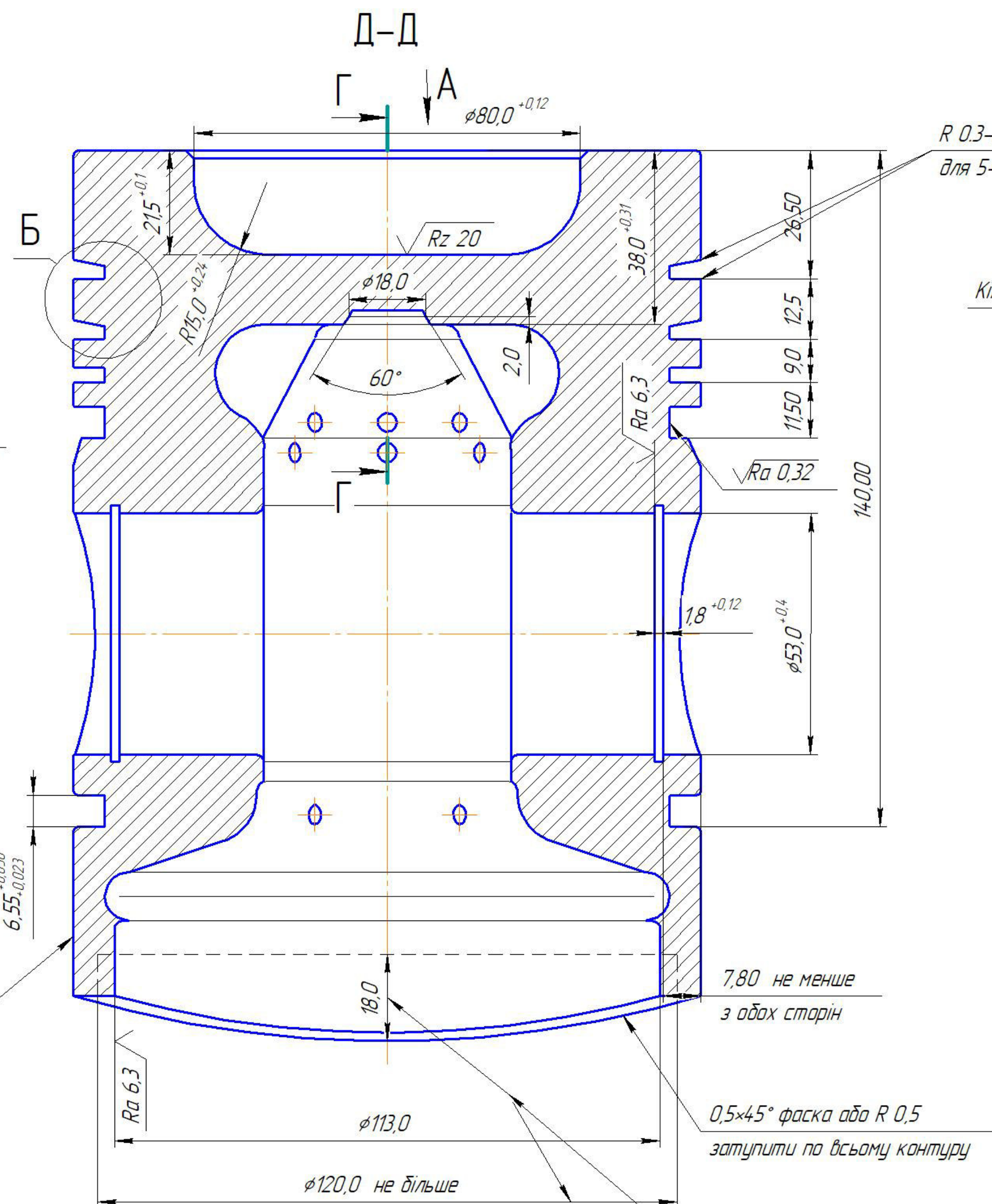
ПННІ НУК 14.2.44.25.02 ІД				Лист	Маса	Масштаб
Індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в КШМ				Н		11
				Арк.	Аркшівів	1
				44-ЕМ-23		
Копія				Формат А1		



1. Перед складанням деталі протерти, отвори та порожнини продути стиснутим повітрям.
2. Складання поршня з паршевим пальцем проводити після нагрівання поршня, в масляній ванні, до температури 80°-100°С. Запресування паршевого пальця в паршень не допускається.
3. Паршеві кільця встановлювати в канавки та знімати за допомогою спеціального пристосування.
4. Паршеві кільця, змащені маслом, повинні вільно обертатися в канавках навколо вісі поршня.
5. При встановленні на двигун замки суміжних паршевих кілець

потрібно розвернути в протилежні сторони.
6. Маркування ударним способом порядковий номер циліндру (шрифт 5-Пр ГОСТ 26.008-85).
7. * Розміри для довідок.

ПНН НУК 14.2.44.25.02.15.0			
Поршень			
Зм. Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата
Розроб.	Білодубов К.О.		
Перев.	Доценко С.М.		
Т.контр.	Доценко С.М.		
Знач.вд.			
Н.контр.	Доценко С.М.		
Затв.	Рестеренко В.В.		
Складальне креслення		Лит.	Маса
		Н	3,90 кг
		Арк.	Арк.всього 1
		44-ЕМ-23	



1. Відливати в калінь.
2. Термообробити ГОСТ 1583-93. Твердість 90-111 НВ.
3. Заусениці та гострі кропки не допускаються.
4. Макроструктура обробленого паршня повинна бути мількозерниста без тріщин, неметалевих включень і відповідати еталону виробника.
5. Мікроструктура термообробленого паршня повинна бути однорідною з рівномірним розподіленням складових і відповідати еталону виробника.
6. Паршень перевіряти на герметичність вище маслорозвідних отворів під тиском повітря 100 кГ/см².
7. Допустиме відхилення маси паршня $\pm 0,10$ кг.
8. Різниця маси паршнів, що встановлюються в один двигун не більше 0,03 кг.
9. Допускові розміри перевіряти за температури 20 $\pm$ 3 $^{\circ}$ C.
10. Торцеві поверхні кільцевих канавок повинні бути перпендикулярні вісі поверхні Ж.
11. $H_{14}, h_{14}, \pm \frac{IT_{14}}{2}$.
12. Маса обробленого паршня 2780 $\pm$ 0,10 кг.
13. Взаємне диття отворів під паршневий палець не більше 0,015 мм.
14. Кільцяна розмір, отвору під паршневий палець, для одного паршня не більше 0,003 мм.
15. Вісь отворів, під паршневий палець, повинна бути перпендикулярна вісі поверхні Ж. Відхилення не більше 0,2 мм на довжині 100 мм. і перетинатися з нею. Зміщення не більше 0,05 мм.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.02.15.7			
					Поршень	Вит.	Маса	Масовість
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Н	278 кг	2.01
Розроб.		Билодод К.О.				Арк.	Аркушів	1
Перев.		Доценко С.М.						
Т.контр.		Доценко С.М.						
Значення								
Нконтр.		Доценко С.М.			Алюмінієвий сплав АК4-1			
Затв.		Негеленко В.В.						
						44-ЕМ-23		

Перш. примін.	Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	К-ть	Примітка	
Додатковий №					Документація			
	A1			ПННІ НУК 14.2.44.25.02.10.0 СК	Складальне креслення			
					Складальні одиниці			
			1	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.11.0 СК	Блок-картер	1		
			2	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.12.0 СК	Головка циліндру	2		
			3	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.13.0 СК	Колінчастий вал	1		
			4	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.14.0 СК	Шатун	6		
			5	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.15.0 СК	Поршень	6		
			6	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.16.0 СК	Втулка циліндру	6		
			7	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.17.0 СК	Розподільний вал	1		
			8	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.18.0 СК	Впускний клапан	6		
			9	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.19.0 СК	Катушка запалення	6		
			10	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.110.0 СК	Свічка запалення	6		
			11	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.111.0 СК	Високовольтний дріт	6		
			12	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.112.0 СК	Масляний піддон	1		
	Підп. і дата			13	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.113.0 СК	Впускний колектор	2	
			14	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.114.0 СК	Випускний колектор	2		
			15	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.115.0 СК	Фільтр-глушник	1		
			16	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.116.0 СК	Вентилятор	1		
Взам. інв. №								
Підп. і дата								
Інв. № подл.	Зм.	Аркцш	№ докцм.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 14.2.44.25.02.10.0.0 Двигун 6ГЧ 13/14 44-ЕМ-23		
	Розроб.	Білобров К.О.						
	Перев.	Доценко С.М.						
	Н.контр.	Доценко С.М.						
	Затв.	Нестеренко В.В.				Літ.	Аркцш	Аркцшів
						Н	1	1

Перш. примін.	Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	К-ть	Примітка	
Довідковий №	A1			ПННІ НУК 142.44.25.02.15.0.0 СК	Складальне креслення			
					Документація			
					Складальні одиниці			
		1		ПННІ НУК 142.44.25.02.15.1 СК	Кільце стопорне поршневого пальця	2		
		2		ПННІ НУК 142.44.25.02.15.2 СК	Палець поршневий	1		
		3		ПННІ НУК 142.44.25.02.15.3 СК	Кільце поршневе маслоз'ємне	2		
		4		ПННІ НУК 142.44.25.02.15.4 СК	Кільце поршневе компресійне нижнє	1		
		5		ПННІ НУК 142.44.25.02.15.5 СК	Кільце поршневе компресійне друге	1		
		6		ПННІ НУК 142.44.25.02.15.6 СК	Кільце поршневе компресійне верхнє	1		
	7		ПННІ НУК 142.44.25.02.15.7 СК	Поршень	1			
Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Інв. № подл.	Зм.	Аркуш	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.25.02.15.0.0		
	Розроб.	Білобров К.О.			Поршень	Літ.	Аркуш	Аркушів
	Перев.	Доценко С.М.				н	1	1
	Н.контр.	Доценко С.М.				44-ЕМ-23		
	Затв.	Нестеренко В.В.						