

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

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

А. Кер
«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка шатуна з вдосконаленою конструкцією вкладишів шатунного підшипника для газового двигуна потужністю 720 кВт. Прототип – 6ГЧН 26/34

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22

Шілка І.М.
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)
Грабовенко О. І.
(підпис)

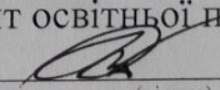
Первомайськ - 2026 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

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

Студенту Шпілка Івану Михайловичу

1. Тема роботи: «Розробка шатуна з вдосконаленою конструкцією вкладишів шатунного підшипника для газового двигуна потужністю 720 кВт. Прототип – 6ГЧН 26/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за № 5

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН26/34, номінальною потужністю 650 кВт.

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

Розділ 1. Опис конструкції газового двигуна 6ГЧН26/34.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу і динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції шатуна із вкладишами покращеної конструкції

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 6ГЧН26/34 (СК), 2. Шатунно-поршнева група (СК),
3. Стержень шатуна (РК), 4. Вкладиш шатуна (ПК), 5. Індикаторна діаграма та
діаграми динаміки (ІД)

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «12» січня 2026р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкція двигуна-прототипу	25.01.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	06.02.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	14.02.2026	
4.	Проектування шатуна із вкладишами покращеної конструкції	27.02.2026	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	05.03.2026	
6.	Розробка креслення газового двигуна	15.03.2026	
7.	Розробка складального креслення КШМ	25.03.2026	
8.	Розробка конструкції стержня шатуна	14.04.2026	
9.	Розробка конструкції вкладиша	24.04.2026	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	02.05.2026	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент



(підпис)

Шпілка І.М.

Керівник роботи



(підпис)

Грабовенко О. І.

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка шатуна з вдосконаленою конструкцією вкладишів шатунного підшипника для газового двигуна потужністю 720 кВт. Прототип 6ГЧН26/34» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 9 Додатків – 4-х специфікацій та 5 листів креслень формату А4.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН26/34, розрахований робочий процес проектуваного двигуна з визначенням його основних параметрів, приведені обґрунтування конструкції шатуна з вкладишами покращеної конструкції. Також виконані необхідні розрахунки на міцність деталей проектуваного двигуна. На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять специфікації на газовий двигун 6ГЧН26/34, шатунно-поршневу групу, креслення газового двигуна 6ГЧН26/34 (поперечний переріз), креслення шатунно-поршневої групи, стержня шатуна вкладишів шатунних а також індикаторну діаграму та діаграми сил, що діють на КШМ. .

Ключові слова: газовий двигун, робочий цикл, шатун, вкладиші шатуна, діаграми сил, охорона праці.

Annotation

Explanatory note to qualifying work on "Development of improved design of inserts of a tutton bearing for a stationary gas engine with a capacity of 720 kW. Prototype 6GHN26/34 » consists of entry, 4 sections, conclusion and 9 applications - 4 specifications and 5 sheets of drawings of A4 format.

In the text part of the explanatory note, a description of the prototype gas engine of 6GHN26 / 34 is given, the working process of the projected engine with the definition of its basic parameters is calculated, a substantiation of the design of the connecting tutton with inserted structures is given. Also, the necessary calculations are made to the strength of the designed engine. At the end of the qualification work, labor protection and environmental measures have been developed, general conclusions are made on the work performed.

Annexes to the explanatory note contains specifications on the gas engine 6GHN26 / 34, a rod-piston group, drawing of a gas engine 6GHN26 / 34 (cross-section), drawing of a rod-piston group, rods rods of connecting rods and the indicator diagrams and diagrams of the forces acting on the KSHM.

Keywords: gas engine, working cycle, tutton, indoor liner, calibration diagrams, labor protection.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ГЧН26/34	9
 РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	10
2.2 Розрахунок теплового балансу.....	22
2.3 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН26/34.....	27
 РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ШАТУНА З ВКЛАДИШАМИ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ	
3.1 Опис та вимоги до конструкції деталей шатуна.....	31
3.2 Опис конструкції шатуна двигуна-прототипу.....	36
3.3 Розробка конструкції шатуна із вкладишами покращеної конструкції.....	37
 РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Загальні положення про охорону праці.....	42
4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених двигуном....	43
4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	44
4.4 Захист навколишнього середовища.....	46
ВИСНОВКИ	50
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	52
 ДОДАТКИ	
Додаток 1 Двигун газовий 6ГЧН 26/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....	54
Додаток 2 Шатунно-поршнева група, СК, А1.....	55
Додаток 3 Стержень шатуна, РК, А1	56
Додаток 4 Вкладиш шатуна, РК, А1.....	57
Додаток 5 Діаграми індикаторна та сил, що діють на КШМ, А1.....	58

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Запроектований газовий двигун призначений для приводу електрогенератора і встановлюється в машинній залі електростанції на рамі спільно із електрогенератором. Для забезпечення надійної та тривалої роботи газового двигуна 6ГЧН26/34 з підвищеною потужністю розроблена конструкція шатуна, який обладнаний вкладишами шатунними покращеної конструкції, що дозволяє значно покращити охолодження головки поршня та забезпечує демонтаж ШПГ через отвір втулки циліндру без її додаткового демонтажу.

Для забезпечення надійності роботи двигуна при підвищеному максимальному тиску згоряння розроблена конструкція шатуна, в якому втулка верхньої головки стержня шатуна та вкладиші підшипника нижньої головки шатуна виготовлені із сталі-бронзо-графіту, які порівняно з шатуном – прототипом має ряд суттєвих переваг:

а) покращується робота шатунного та головного підшипників, що пояснюється кращими антифрикційними властивостями бронзографіту в порівнянні з бронзою БрАЖ9-4Л та сталі-алюмінієвим сплавом АО-20.

б) шатун поліпшеної конструкції більш технологічний, трудомісткість його виготовлення зменшена. Верхній та нижній вкладиші шатунного підшипника мають однакову конструкцію.

в) відсутність складної системи каналів для підведення мастила до верхньої голівки шатуна гарантує надійну роботу головного підшипника.

1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ГЧН26/34

Технічні характеристики двигуна-прототипу 6ГЧН26/34:

Діаметр циліндра, D0,26 м.
Хід поршня, S0,34 м.
Ефективна потужність двигуна, P_e630 кВт.
Частота обертання, n750 хв⁻¹
Газовий двигун 6ГЧН26/34 відноситься до складу середньо-оборотних двигунів.

Двигун-генератор 6ГЧН26/34 – чотирьохтактний, трунковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсний, з циліндровою потужністю $P_{e\text{ц}}=110$ кВт при 750 хв⁻¹.

Двигун призначений для використання в якості приводу електрогенератора змінного струму.

Опис складальних частин двигуна

З боку вільного кінця валу розташовані турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, насоси: водяні та масляний. Привід всіх насосів здійснений від шестерні колінчастого валу.

З боку основного відбору потужності розташований електронний цифровий регулятор частоти обертання, щит приладів.

Тракти впускання і випускного розташовані на правій стороні дизеля, що спрощує обслуговування, внутрішня порожнина верхньої частини блоку з правого боку двигун-генератора використана як наддувочний ресивер.

Двигун повністю закапотований, виїмка розподільного валу передбачена убик, без розбирання інших вузлів.

У нижній точці корпусу охолоджувача газоповітряної суміші встановлений автоматичний клапан для зливу конденсату з корпусу охолоджувача на непрацюючому дизелі.

Кришка циліндра індивідуальна для кожного циліндра, відлита з чавуну, 4-х клапанна з послідовним розташуванням однойменних клапанів, кріпиться до блоку чотирма силовими шпильками. Втулка циліндра з сорочкою кріпиться до кришки циліндра шістьма шпильками, які спільно з силовими шпильками

забезпечують замикання газового стику. Під втулки циліндрів при установці їх в блок-картер встановлюються регулювальні кільця, за допомогою яких забезпечується підбір висоти камери стиснення.

Розташування свічки в кришці циліндрів – центральне, ущільнення у вогняному днищі мідною прокладкою. На кришці змонтовані пусковий, запобіжний клапани і індикаторний кран.

Для двигуна прийнята конструкція втулки з напресованою сорочкою. Така конструкція втулки дозволяє зробити блок сухим, що оберігає його від корозійного руйнування.

Поршень – складовий, охолоджуваний маслом, головка поршня відокремлена, сталева, тронк поршня – чавунний.

Шатун виконаний з прямим роз'ємом нижньої головки.

Головний підшипник – бронзовий.

Колінчастий вал – цільнокований з високоякісної сталі. На провідному кінці валу розташована шестерня приводу розподільного валу. На вільному кінці валу встановлюються шестерня приводу водяних насосів, масляного насоса і тахометра. Для урівноваження сил інерції мас, що обертаються, на всіх щоках валу встановлені противаги.

Блок-картер – коробчатої конструкції. З боку заднього торця до блок-картеру кріпиться корпус приводу. Блок-картер і кришка при виготовленні обробляються спільно, і при ремонті розбирати їх не рекомендується.

У середині кришки розташований комплект шестерень, призначений для передачі обертання від колінчастого валу до розподільного валу.

Закриття і ущільнення служать для запобігання витокам масла по колінчастому валу з блок – картера. На задньому торці кріпиться кронштейн щита приладів.

З переднього торця до блок-картеру кріпиться кожух передній, який є корпусом приводу допоміжних агрегатів, що навісять на двигун-генератор. У верхній частині блок-картер розміщені втулки циліндрів. У просторі між втулками і сорочками циркулює охолоджуюча вода. У верхню полицю блок-картера

укручені шпильки кріплення кришок циліндрів. Порожнина розподільного валу закрита закриттям розподільного валу. Конструкція блок-картера забезпечує виїмку розподільного валу у бік газорозподілу. Кришки закривають технологічні порожнини. Колінчастий вал підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелів семи опорних підшипників і одного бугеля наполегливого підшипника. Кріплення кожного бугеля здійснюється двома силовими болтами, гайки яких розміщуються в спеціальних вікнах блок-картера. Для доступу до шатунних і корінних підшипників в нижній частині блок-картера з обох боків передбачені люки, закриті щитами картера. На щитах картера змонтовані запобіжні клапани, які призначені для оберігання двигуна від руйнування при вибуху масляної пари в картері. Нагнітальна повітряна порожнина утворена стінками блок-картера. Перехідник служить для підведення робочої суміші з порожнини впускного колектора в кришку циліндра.

Корінні підшипники. Корінний підшипник складається з двох сталевалюмінієвих вкладишів, що укладаються в ліжку, утворюване блок-картером і бугелем. Від осьового зсуву і провертання при монтажі вкладиші утримуються виконаними на них вусами.

Підведення масла здійснюється від розподільної труби по каналах в блок-картері. Масло по сегментній виточці в блок-картері потрапляє через отвори безпосередньо до корінної шийки колінчастого валу, потім по каналах колінчастого валу до шатунного підшипника і далі по шатуну до головного підшипника і на охолодження головки поршня, після чого масло зливається в раму. Щільне прилягання вкладишів до ліжок в обжатому стані забезпечується тим, що у вільному стані вкладиші мають перевищення в площині роз'єму блоку і бугеля.

Втулка циліндру.

Втулка циліндру складається з гільзи і сорочки. Така конструкція дозволяє підвищити надійність газового стику і організувати рівномірне охолодження гільзи.

Втулка циліндра і кришка циліндра кріпляться до блок-картеру чотирма силовими шпильками. Додатково втулка циліндра і кришка скріпляються між собою шпильками з гайками. Охолодження гільзи відбувається таким чином: вода з охолоджуючої магістралі поступає на вхід на сорочці, звідки прямує в порожнину охолодження втулки циліндра.

Перепуск охолоджуючої води з порожнини охолодження втулки в кришку циліндра відбувається через вісім перепускних отворів. Гільза у верхній частині має подовжні ребра, за рахунок яких забезпечується збільшення швидкості охолоджуючої води, а, отже, рівномірне інтенсивне охолодження. Посадка гільзи в сорочці підібрана такої, що при робочій температурі переходить в пресову, забезпечуючи додаткову жорсткість і міцність всієї конструкції втулки циліндра.

У верхній і нижній частині між гільзою і сорочкою поставлені кільця ущільнювачів, що служать для запобігання підтіканню води з охолоджуючої порожнини. Для ущільнення картера, в нижній частині сорочки встановлене кільце ущільнювача. Кільце перешкоджає попаданню води в картер при розгерметизації підведення води в сорочку і перешкоджає попаданню масла в «сухі» порожнини блоку. У нижній частині втулки є дві прорізки, в які входить нижня головка шатуна при його підйомі для проведення техобслуговування.

Кришка циліндру – чотирьох клапанна з виводом газових каналів на одну сторону та із центрально розташованою свічкою запалювання.

Однотактні клапани розташовані послідовно. Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються на пресовій посадці сідла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом.

Організоване охолодження забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених в тепловому відношенні елементів днища кришки

Свічка запалювання встановлюється до кришки в спеціальний стакан, ущільнення свічки у вогняному днищі мідною прокладкою.

На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці. Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра до блоку передбачено затягувати за допомогою гідродомкратів. Поверхня кришки притирається до торцевої поверхні втулки циліндра.

Колінчастий вал – сталевий цільнокований, має десять корінних і вісім шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 90° по відношенню один до одного.

Всі шийки колінчастого валу – порожнисті. Масло з канавок корінних підшипників поступає до шатунним підшипників по каналах, що сполучають корінні шийки з шатунними, минувши внутрішні порожнини шийок. На передньому кінці колінчастого валу встановлений маховик переднього торця і шестерня приводу насосів, а також ротор для забезпечення роботи тахометра. Шестерня – демпферуюча, пружним елементом якої є шість пружин. На задньому кінці валу на фланець насаджена шестерня колінчастого валу, призначена для приводу розподільного валу. Шестерня кріпиться до фланця колінчастого валу за допомогою шпонки і притиску.

Механізм газорозподілу призначений для управління впусканням свіжого заряду газоповітряної суміші в циліндри двигуна і випуском відпрацьованих газів з них відповідно до встановлених фаз. У механізм входять: розподільний вал з кулачковими шайбами, привід розподільного валу, привід випускних і впускних клапанів.

Розподільний вал – сталевий, цільний, змонтований на семи підшипниках, розташованих в ніші під горизонтальною полицею блок-картера.

На розподільний вал на шпонках насаджені сталеві з цементованою робочою поверхнею, впускні і випускні кулаки.

Від осьового зсуву всі кулаки стопоряться болтами. Кулаки на розподільному валу розташовані в певній послідовності залежно від порядку роботи циліндрів. Фази газорозподілу для одного циліндра показані на діаграмі.

На конусний кінець валу на шпонці насаджена маточина, на якій кріпляться шестерні розподільного валу. Маточина кріпиться від осьового зсуву гайкою і фіксується в кожусі приводу двома наполегливими підшипниками.

Система регулювання. Система автоматичного регулювання частоти обертання автоматично підтримує задану частоту обертання колінчастого валу із заданим ступенем точності при навантаженні, що змінюється, на двигун-генератор.

Система складається з газового двигуна (як регульованого об'єкту), цифрового регулятора швидкості, механізму подачі газу. Цифровий електронний регулятор складається з пристрою управління, актуатора, магнітного датчика, настановного потенціометра (збільшення швидкості, зменшення швидкості), акумуляторної батареї напругою 24 В і сполучних дротів.

Механізм регулювання подачі газу. Механізм регулювання подачі газу — це з'єднання регулятора швидкості (актуатора) з дозатором газу призначено для регулювання кількості подачі газу в змішувач при навантаженні, що змінюється. Основними елементами механізму є: вал, підшипники, система важелів, ланка регулювальна, повідець.

Взаємодія деталей механізму наступна: силовий вал актуатора, повертаючи важіль, через ланку регулювальну і важіль повертає в підшипниках вал. На валу кріпляться упори і пружини. Вал з'єднується з заслінкою газового дозатора. Він складається з двох ударних механізмів (коробка ударника), коробки пружини, системи важелів і тяги, клямок. Коробки ударника кріпляться на маховику болтами і штифтами.

2.1.1 Розрахунок теоретичної та дійсної індикаторних діаграм

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧН26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1, 20
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,60
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,6
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$P_{ст} = P_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (2.1)$$

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = p_{max} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (2.2)$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	4,60	92,0	10,9	218,0
1,25	3,506	70,1	8,285	165,7
1,75	2,211	44,2	5,44	108,8
2,0	1,842	36,8	4,604	92,1
2,5	1,357	27,1	3,483	69,7

3,0	1,057	21,1	2,773	55,5
4,0	0,712	14,2	1,936	38,7
5,5	0,461	10,2	1,3	26,0
7,0	0,331	6,6	0,962	19,2
9,2	0,254	5,1	0,754	15,1
9,5	0,218	4,4	0,657	13,1
10,5	0,21	4,0	0,606	12,1

2.1.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми для газового двигуна 6ГЧН26/34.

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри (палива форсункою), яка визначається випередженням запалювання (випередженням впорскування палива).

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1=10^\circ\text{ПКВ}$.

$\Delta\varphi_2=10^\circ\text{ПКВ}$ - кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

2.1.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 237,5 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,185 \text{ МПа}$
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$

6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,60$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 10,9$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ, ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
с, до ВМТ	30	0,1647	19,6
f, до ВМТ	20	0,073	8,6
b, після ВМТ	130	1,897	225,2
r', до ВМТ	20	0,073	8,6
r'', після ВМТ	30	0,1647	19,6
d, до ВМТ	150	1,8968	225,2

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,185/0,05 = 3,7$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,6 = 5,6$ МПа;
 $p_c'/m_p = 5,6/0,05 = 112$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 10,9 = 9,1$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,1/0,05 = 182$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_l / 2 = 170 \cdot 0,246 / 2 = 20,9$ мм

Маштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43$ мм/мм

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 20,9/1,43 = 14,6$ мм.

2.3 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 26/34.

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.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_c \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

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

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

- | | |
|--|---|
| а) діаметр поршня | $D = 0,26\text{м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) ордината прийнята для $p_{\max}$ | $h_{\max} = 218,0 \text{ мм}$ |
| г) максимальний тиск згоряння | $p_{\max} = 10,9 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$ |
| э) масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально | |
| $m_s = 95,6 \text{ кг}$ | |
| з) радіус кривошипу | $R = 0,17\text{м}$ |
| л) кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| к) кутова швидкість колінчастого валу | $\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 750 / 30 = 78,5 \text{ рад/с.}$ |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ШАТУНА З ВКЛАДИШАМИ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

3.1 Опис та вимоги до конструкції деталей шатуна.

Шатунна група двигуна внутрішнього згоряння є складовою кривошипно-шатунного механізму та призначена для передавання зусиль від поршня до колінчастого валу. Вона забезпечує перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого валу. Від технічного стану та конструктивної досконалості шатунної групи значною мірою залежать надійність, довговічність та економічність двигуна.

До складу шатунної групи входять: шатун; верхня головка шатуна; нижня головка шатуна; втулка верхньої головки; кришка шатуна; шатунні болти; шатунні вкладиші.

Під час роботи двигуна деталі шатунної групи сприймають значні знакозмінні навантаження, що виникають від тиску газів у циліндрі та сил інерції рухомих мас. Робота цих деталей супроводжується високими механічними та тепловими навантаженнями, тому до їх конструкції висуваються підвищені вимоги щодо міцності та зносостійкості.

Шатун служить для передавання зусиль від поршня до колінчастого валу та забезпечує кінематичний зв'язок між ними. У процесі роботи двигуна шатун працює на: стиск; розтяг; згин; кручення. Особливо небезпечними є знакозмінні навантаження, які можуть спричинити втомне руйнування матеріалу.

Шатун складається з: верхньої головки; стержня; нижньої головки; кришки нижньої головки.

Верхня головка служить для з'єднання шатуна з поршневим пальцем. У більшості конструкцій у неї запресовується бронзова втулка, яка забезпечує зменшення тертя та зносу.

Стержень є основною несучою частиною шатуна. Найчастіше він має двотавровий переріз, що забезпечує: високу жорсткість; малу масу; добру опірність згину. У потужних двигунах застосовують трубчасті або посилені конструкції стержнів.

Нижня головка служить для з'єднання шатуна з шатунною шийкою колінчастого валу. Вона виконується рознімною для забезпечення монтажу на колінчастий вал. У нижній головці шатуна встановлюються шатунні вкладиші.

Втулка верхньої головки забезпечує: зменшення тертя між поршневим пальцем і шатуном; підвищення зносостійкості; компенсацію контактних навантажень. Втулки виготовляють із: бронзи; бронзографітових матеріалів; антифрикційних сплавів. На внутрішній поверхні виконують мастильні канавки та отвори для підведення мастила.

Основні вимоги до конструкції верхньої головки шатуна: висока зносостійкість; антифрикційні властивості; теплостійкість; точність посадки; добра теплопровідність.

Кришка нижньої головки забезпечує рознімність шатунного з'єднання та можливість монтажу шатуна на шийку колінчастого валу.

Кришка виготовляється разом із шатуном методом кування або лиття, після чого виконується механічне розділення.

Для точного встановлення кришки нижньої головки відносно стержня застосовують в площині розему: шліци; напрямні втулки; спеціальні замки.

До кришки нижньої головки шатуна висуваються наступні вимоги: висока міцність; жорсткість; точність взаємного розташування поверхонь; надійність кріплення.

Шатунні болти призначені для з'єднання кришки з нижньою головкою шатуна. Вони працюють в умовах високих циклічних навантажень.

Основні вимоги до конструкції шатунних болтів: висока втомна міцність; точність виконання різьби; стійкість до розтягу; надійність затягування. Болти виготовляють із високоміцних легованих сталей із термічною обробкою. Для запобігання самовідгвинчуванню застосовують: стопорні шайби; шплінти; самоконтрівні гайки.

Шатунні підшипники двигуна внутрішнього згорання є важливими елементами кривошипно-шатунного механізму. Вони забезпечують з'єднання

нижньої головки шатуна з шатунною шийкою колінчастого валу та створюють умови для надійного обертального руху при мінімальних втратах на тертя.

Основним елементом шатунного підшипника є вкладиші, які працюють у складних умовах: високих питомих навантажень; знакозмінних сил; підвищених температур; динамічних ударних навантажень; гідродинамічного тертя.

Надійність шатунних вкладишів значною мірою визначає ресурс і довговічність двигуна.

Шатунні вкладиші являють собою тонкостінні змінні напівкільця, які встановлюються у нижній головці шатуна та його кришці. Після складання вони утворюють підшипник ковзання для шатунної шийки колінчастого валу.

Типовий шатунний вкладиш складається з: сталеві основи; антифрикційного шару; проміжного шару; захисного покриття.

Конструкція сучасних вкладишів є багатошаровою, що дозволяє поєднати високу міцність та добрі антифрикційні властивості.

Сталева основа є несучою частиною вкладиша та забезпечує: жорсткість конструкції; сприйняття механічних навантажень; надійне кріплення у шатуні. Товщина сталеві стрічки зазвичай становить 1–3 мм. Для виготовлення основи застосовують низьковуглецеві сталі з високою пластичністю.

Антифрикційний шар безпосередньо контактує з шийкою колінчастого валу. Його основне призначення: зменшення коефіцієнта тертя; забезпечення роботи в умовах недостатнього мащення; зменшення зношування; поглинання дрібних абразивних частинок.

Товщина антифрикційного шару становить від 0,1 до 0,5 мм.

У багатошарових вкладишах між сталеві основою та антифрикційним покриттям наносять проміжний шар, який: покращує зчеплення матеріалів; підвищує втомну міцність; компенсує температурні деформації.

Для підвищення довговічності на робочу поверхню можуть наносити тонкий захисний шар із: олова; свинцю; полімерних композицій; спеціальних антифрикційних покриттів.

Таке покриття покращує припрацювання вкладиша та знижує ризик задирів.

Для запобігання провертання вкладишів у шатуні застосовують спеціальні замки або виступи. Вкладиші встановлюються з невеликим натягом, що забезпечує: надійну фіксацію; добрий тепловідвід; рівномірний розподіл навантаження.

На внутрішній поверхні можуть виконуватися: мастильні канавки; отвори для подачі мастила; спеціальні мікрорельєфи.

У сучасних двигунах широко застосовують тонкостінні вкладиші, які мають: малу масу; високу точність; добрі тепловідвідні властивості.

Матеріали шатунних вкладишів повинні забезпечувати: низький коефіцієнт тертя; високу зносостійкість; добру теплопровідність; втомну міцність; корозійну стійкість; здатність працювати при недостатньому мащенні; антизадирні властивості.

Бабіти є традиційними антифрикційними матеріалами для підшипників ковзання. Вони мають: добрі антифрикційні властивості; здатність утримувати мастило; високу припрацьовуваність.

Недоліком бабітів є невисока механічна міцність.

Для виготовлення застосовують: олов'янисті бабіти; свинцеві бабіти.

У сучасних двигунах широко використовують алюмінієві антифрикційні сплави. Їх переваги: мала густина; висока теплопровідність; добра втомна міцність; стійкість до корозії.

Такі вкладиші застосовуються у високооберткових двигунах.

Бронзові матеріали використовують у важконавантажених дизелях. Вони характеризуються: високою міцністю; теплостійкістю; добрими антифрикційними властивостями.

Недоліком бронз є вища вартість та складність обробки.

У сучасному двигунобудуванні застосовують: металокерамічні композиції; полімерні антифрикційні покриття; багатошарові композитні матеріали. Вони забезпечують: високу довговічність; зменшення втрат на тертя; підвищення ресурсу двигуна.

До конструкції шатунних вкладишів висуваються такі вимоги: висока точність виготовлення; рівномірний розподіл навантаження; надійний тепловідвід; стійкість до втомного руйнування; мінімальні втрати на тертя; здатність працювати при змінних навантаженнях; добра припрацьовуваність; висока довговічність. Особливе значення має забезпечення стабільного мастильного шару між шийкою колінчастого валу та вкладишем.

Порушення умов мащення може призвести до: перегріву; задирів; провертання вкладишів; руйнування шатунного підшипника.

3.2. Опис конструкції шатуна двигуна - прототипу

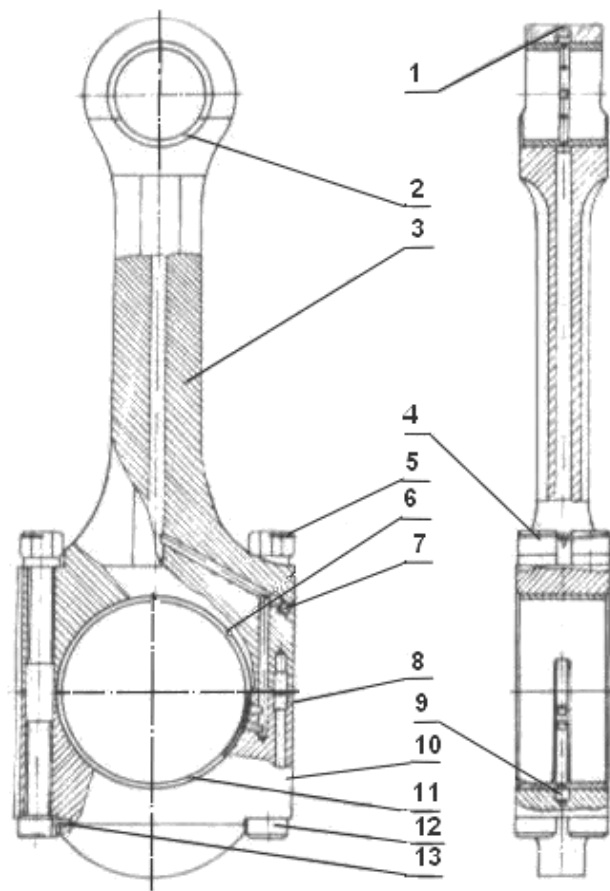
Шатун - (рис.3.1) виготовлений із легованої сталі, конструктивно виконаний з прямим розємом нижньої головки. Стержень шатуна 3 має центральний осьовий канал. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка, а в нижній головці встановлені вкладиші шатуна 9,10 по канавках якого масло із шатунного підшипника поступає в головний.

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 2, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані канавки і отвори для проходу масла до отворів в поршневому пальці, через який масло подається на охолодження поршня.

В нижній головці шатуна розташовані тонкостінні біметалеві сталєалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від осьового переміщення та обертання вкладиші утримуються стопорним штифтом 9.

Рисунок. 3.1 Шатун

- 1,7 – пробка,
- 2 – втулка шатуна,
- 3 – стержень шатуна,
- 4 – дріт контровочний
- 5 – гайка шатунного болта,
- 6 – вкладиш верхній,
- 8,9,13 – штифт,
- 10 – кришка шатуна,
- 11 – вкладиш нижній,
- 12 – болт шатунний,



Вкладиші мають перевищення розміру над площиною розему в кришці 10 і стержні шатуна 3, завдяки чому після обтискання підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточки (натяг).

На внутрішній поверхні нижнього вкладиша 11 є кільцева проточка і свердлення для забезпечення надходження масла до головного підшипника.

Кришка шатуна 10 кріпиться до стержня шатуна 3 за допомогою чотирьох шатунних болтів 12. Взаємне положення стержня шатуна 3 і кришки 10 фіксується штифтами 8. Гайки шатунних болтів 5 після затяжки стопоряться дротом від самовільного відгвинчування.

На обох торцях шатунного болта 5 є пази (площинки) для заміру залишкового подовження болта при експлуатації. Початкова довжина болта, заміряна з точністю до 0,01 мм, маркірована на головці шатунного болта.

Залишкове подовження болта не повинно перевищувати 0,60 мм. При більшому подовженні болти необхідно замінити.

На гайках 8 нанесені поділки для контролю затяжки шатунних болтів.

Шатуни для одного дизеля підбираються або підганяються по масі з допустимою різницею мас не більше 0,5 кг.

3.3 Розробка конструкції шатуна із вкладишами покращеної конструкції

В двигуні – прототипі 6ГЧН26/34 демонтаж шатунно-поршневої групи виконується спільно із втулкою циліндру, що призводить до великих затрат при проведенні ремонтних робіт. Значні розміри нижньої голівки шатуна обумовлені діаметром шатунної шийки, величина якого складає 220мм. Такі розміри шатунної шийки були необхідні для дизельного двигуна з максимальним тиском згоряння $p_{\max}=14\ldots16$ МПа. При роботі газового двигуна максимальний тиск згоряння набагато менший, так як ступінь у газового двигуна в порівнянні з дизельним двигуном зменшена з 13...14 до 9...11. Тому діаметр шатунної шийки може бути зменшений з 220мм до 190мм без порушення міцності колінчастого валу в цілому.

При діаметрі шатунної шийки 190мм розміри нижньої голівки дозволяють демонтувати шатунно-поршневую групу через отвір втулки циліндру.

Для забезпечення працездатності шатуна газового двигуна 6ГЧН26/34 із зменшеним діаметром шатунної шийки в кваліфікаційній роботі розроблена конструкція шатунного підшипників із застосуванням сучасного прогресивного матеріалу – сталь-бронзо-графіту.

3.3.1 Коротка характеристика сталь-бронзо-графіту [14].

Винятковість властивостей сталь-бронзо-графіту є в його високій зносостійкості та прекрасних антифрикційних характеристик. Зносостійкість деталей, виготовлених по новій технології в 5-12 разів вище, в порівнянні з традиційно застосованими виробами із бронзи та бабіту і в 2-3 разів вище, ніж у кращих зарубіжних зразків.

Технології третього тисячоліття поєднує в собі багаторічний досвід наукової роботи та унікальне обладнання, яке використовується при виробництві біметалу – сталь-бронзо-графіту. Виготовлення біметалу та виробів із нього екологічно безпечний процес.

Вироби із біметалу сталь-бронзо-графіт можуть повністю замінити вироби, в яких використовується бронза та бабіт. В результаті заміни отримуємо:

- збільшення зносостійкості вузлів в 5...12 і більше разів в залежності від місця його застосування;
- зменшення використання бронзи та виробів із неї;
- скорочення простою обладнання та ремонтних робіт;
- поліпшення екологічної ситуації в своєму регіоні.

Деталі, виготовлені із сталь-бронзо-графіту, можуть бути плоскими, круглими конічними, циліндричними та кульовими по формі, мати розміри в діаметрі від 20 до 2000 мм та масу від 0,5 до 3000 кг ті більше.

Технічні характеристики біметалу відкривають широкий спектр можливостей для використання його при виготовленні:

- втулок та вкладишів;
- направляючих та притискних планок;
- підшипників ковзання;
- корінних та шатунних вкладишів для дизелів;

- гідроциліндрів, насосів;
- пресового обладнання;

Таблиця 3.1 Порівняльні характеристики антифрикційних матеріалів [14]

№	Параметри матеріалів	Одиниці виміру	Технічні характеристики матеріалів		
			Біметал	Бронза	Бабіт
1	Густина	г/см ³	8,0...8,4	7,9...9,0	7,3...10,0
2	Твердість	НВ	31,1...41	85...100	28...30
3	Границя міцності при розтягуванні	МПа	323...333	200...250	-
4	Відносне подовження при розриві	%	10	30	15
5	Ударна в'язкість	Дж/см ²	9,08...12,7	10...13	10...13
6	Гідродинамічна міцність	МПа	7,5	4,5	3,5
7	Питомий тиск	МПа	110	70	30,5
8	Коефіцієнт тертя - без змащування - із змащуванням		0,03...0,05 0,008...0,01	0,27 0,15...0,18	- 0,1

Опис та технічні характеристики біметалу сталь-бронзо-графіт по ТУ У3.02-234785589-1-97

Сталь-бронзо-графіт є композиційним матеріалом з коефіцієнтом тертя $k_{тр} = 0,05...0,08$. В його склад входять основні компоненти: графіт, мідь, дисульфід молібдену, нітрид барію, сульфід заліза. Виробничий процес

виготовлення біметалу і виробів із нього екологічно безпечний. Лабораторні дослідження та випробування в Інституті Проблем Матеріалознавства НАН України підтвердили такі його механічні властивості (табл.3.2). [14]

Таблиця 3.2 Механічні властивості стальбронзографіту

№	Характеристика матеріалу	Величина
1.	Допустима статична навантаження	108 МПа
2.	Міцність на зріз: а) вихідна стрічка б) радіус згинання стрічки 40 мм.	108 МПа 45 МПа
3.	Міцність на згинання	535 МПа
4.	Міцність на ударне згинання	121 кДж/м ²
5.	Твердість НВ 2,5/32,25/10	305...402 МПа
6.	Електропровідність (МегаСименс)	10 МСм
7.	Коефіцієнт тертя: - без змащування - із змащуванням	0,03...0,05 0,008...0,01

Розширені технічні характеристики біметалу стальбронзографіт [15]

	<u>Без змащування</u>	<u>Із змащуванням</u>
Коефіцієнт тертя, μ :	0,03...0,05 при t до 70°C 0,3...0,4 при t до 300°C	0,005...0,007 при t до 70°C 0,05...0,08 при t до 130°C
Допустима температура, t °C	-40/+300°C	-40/ +130°C
Максимальна швидкість ковзання, v , м/с	6 при t до 300°C	15 при t до 130°C
Максимальне значення, $p \cdot v$, Нм/мм ² ·с	60 при t до 300°C	150 при t до 130°C
Зношування, мкм/км	5..20	0,5...5
Допустима загрузка:	- статична 108 Н/мм ² - динамічна 70 Н/мм ²	

Міцність на зрізання:	
а) вихідна стрічка	108 Н/мм ²
б) стрічка зігнута на радіус 40 мм	45 Н/мм ²
Міцність на розтягування, R _m	323...333 Н/мм ²
Міцність на згинання,	535 Н/мм ²
Міцність на ударне згинання	121 кДж/м ²
Товщина шару порошку	3...8 мм
Об'ємна пористість	2...5 %
Твердість	31...41 НВ
Густина, ρ	8000...8400 кг/м ³
Чистота поверхні, R _a	0,2...1,0 мкм
Допуски вала	d7/e7/f7
Теплопровідність	325 Вт/м
Електропровідність	10 МСм (МегаСименс)

4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Загальні положення про охорону праці

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

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

При проектуванні двигуна значну увагу приділяють вирішенню питань охорони праці та навколишнього середовища, так як двигун є джерелом небезпечних і шкідливих виробничих факторів, а також джерелом забруднення навколишнього середовища і за багатьма аспектами має пряме відношення до проблем захисту природи.

В спроектованому двигуні небезпечними і шкідливими факторами згідно ГОСТ 12.003-74 є деталі і вузли які рухаються, паливо і випускні гази, які містять шкідливі речовини. Державними стандартами, санітарними нормами визначені норми викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище, димність відпрацьованих газів, безпечність роботи двигуна, для дотримання яких розробляється ряд спеціальних заходів по організації робочого процесу двигуна та зменшення шкідливого впливу двигуна на довкілля шляхом

встановлення різноманітних систем та пристроїв нейтралізації шкідливих речовин.

Для безпеки обслуговування двигуна всі частини, що обертаються мають захисні щитки, люки та огороження, пофарбовані в червоний колір для привернення уваги та позначення джерела потенційної небезпеки. Найбільш теплонапружені деталі і місця двигуна мають додаткове охолодження, а випускний колектор ізолюваний азбестовим шнуром.

Таким чином в цілому забезпечується досить безпечна робота персоналу при обслуговуванні двигуна за умови дотримання відповідних вимог та правил техніки безпеки.

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених двигуном.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ГОСТ 12.0.003 – 83. Пари паливо-мастильних матеріалів проникають в організм людини, подразнює діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

Шум та вібрація негативно впливають на обслуговуючий персонал, знижують працездатність, увагу, призводять до швидкої втомлюваності та при перевищенні допустимих норм можуть викликати різноманітні захворювання людського організму.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила, які при потраплянні до організму людини можуть викликати хронічні захворювання та навіть отруєння та смерть.

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Двигун працює на газоподібному паливі, що створює небезпеку витікання газу в приміщення енергетичної установки при розгерметизації елементів паливної апаратури та створює небезпеку вибуху газу в приміщенні.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна завдати людині опіків. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами або захисними огороженнями.

4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки і. крім того, необхідно виконувати та дотримуватися наступного:

- машинне відділення повинно мати медичинську аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх зміст та готовність до використання повинні регулярно перевірятися.

- за допомогою приборів (газоаналізаторів) систематично визначати загазованість машинної зали. Концентрація метану у повітрі 5 - 15% - вибухонебезпечна.

- при ремонті газових двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею газу та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані;

- паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з'єднана з атмосферою через «свічку»;

- перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином, категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем;

- перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну виконувати з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання не менше двох обертів, після чого зняти ричав та закрити декомпресійні крани;

- кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки;
- люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора;
- машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;
- при виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки;
- перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні любых робіт по шафам;
- при роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою;
- в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;
- в машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації двигуна – генератора;
- двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу;
- в темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;

4.4 Захист навколишнього середовища.

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

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

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються на:

а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);

б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);

в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інше);

г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.4.1Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації газовий двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу попадає вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, що сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

У випускних газах знаходиться близько 200 компонентів, які можна розділити на п'ять груп:

а) продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;

б) окисли вуглецю;

в) окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій;

г) канцерогенні домішки;

д) альдегіди.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Димність, крім забруднення біосфери, також погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками. При роботі газового двигуна значна частина теплової енергії передається атмосфері чи гідросфері.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від двигуна, у землю може попасти мастило, паливо. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летучих вуглеводневих з'єднань в атмосферу. Величина забруднення від випарів нафти складає майже в два рази більше, ніж забруднення від автомобільного транспорту.

У зв'язку з цим у наш час розробляють двигуни, що можуть працювати на альтернативних видах палива, що дає менше забруднення навколишнього середовища.

4.4.2 Способи зниження димності та токсичності відпрацьованих газів двигунів.

Відомо декілька способів зменшення димності та токсичності двигунів. Питання про вибір найкращого методу вирішується залежно від конкретних умов.

Вдосконалення процесів утворення горючих сумішей та згоряння

За першим методом, відбувається зниження димності відпрацьованих газів та вмісту оксиду вуглецю, вуглеводнів, сажі, альдегідів, тобто продуктів неповного окислення. При цьому збільшується потужність та покращуються економічні показники роботи двигунів. Однак, як вже було відмічено, це призводить до збільшення концентрації оксидів азоту. Зниження ступеня стиснення, зменшення кута випередження впорскування палива або дроселювання повітря при впуску приведе до зменшення концентрації оксидів азоту, але при цьому погіршуються індикаторні показники. Спосіб утворення горючих сумішей значно впливає на токсичність відпрацьованих газів. В дизелях з розділеними камерами згоряння утворюється менша кількість оксидів азоту, ніж в дизелях з камерою згоряння в поршні. Крім того, в дизелях з розділеною камерою згоряння утворюється менше продуктів неповного згоряння та зменшується димність.

Ступінь стиснення впливає на токсичність відпрацьованих газів головним чином через зміну температури заряду. Збільшення температури призводить до покращення утворення паливної суміші, особливо при малих навантаженнях та частотах обертання валу, тому зменшується кількість CO та вуглеводнів у відпрацьованих газах. Для зменшення утворення оксидів азоту відповідним чином підбирають відношення інтенсивності вихрового руху заряду та параметрів впорскування палива.

Режим роботи двигунів значно впливає на склад компонентів відпрацьованих газів. При збільшенні навантаження двигуна утворення паливних сумішей погіршується, також погіршується згоряння. При цьому різко збільшуються викиди CO та димність відпрацьованих газів. Вплив температурного фактора на утворення оксидів азоту є вирішальним у ділянці малих та середніх навантажень. Тільки у випадку великих циклових подач палива вихід NO_x зменшується внаслідок утворення в камері згоряння значних об'ємів, де кисню практично немає.

4.4.3 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Необхідний безпечний стан навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням визначених заходів. До основних з них відносяться:

а) Механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт.

Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

б) Застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи попадання їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно домагатися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень.

в) Захист від джерел теплових випромінювань.

Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників.

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка шатуна з вдосконаленою конструкцією вкладишів шатунного підшипника для газового двигуна потужністю 720 кВт. Прототип – 6ГЧН 26/34» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН26/34 і детальну розробку конструкції шатунно-поршневої групи. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 26/34 потужністю 720 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де є постійні споживачі електричної та теплової енергії. В пояснювальній записці виконаний опис конструкції газового двигуна 6ГЧН26/34, а його конструкція показана на листі Додатку1 графічної частини роботи.

У другому розділі роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 720\text{кВт}$, $n = 750\text{об/хв}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН26/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу по результатам яких побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі займають розрахунок і розробка конструкції вкладишів шатунного підшипника для шатунно-поршневої групи, яка має значно менші габарити нижньої голівки, що забезпечує її демонтаж окремо від втулки циліндру. В пояснювальній записці приведений детальний опис конструкції ШПГ двигуна-прототипу та запроєктованого двигуна. В графічній частині роботи розроблені складальне креслення ШПГ, робочі креслення стержня шатуна та вкладиша шатунного підшипника.

Велику увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу шуму і вібрації газового двигуна 6ГЧН26/34 на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору

двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в двигун.

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
- 2.Наливайко В. С. Системи двигунів внутрішнього згоряння : методичні вказівки до самостійної роботи здобувачів першого (бакалаврського) рівня спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» / В. С. Наливайко, Р. Ю. Авдюнін, О. В. Дрозд. – Миколаїв : НУК, 2025. – 48 с.
- 3.Тимченко І. І. Системи двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / І. І. Тимченко, П. В. Жадан, С. С. Жилін. – Харків : ХНАДУ, 2007. – 204 с.
4. Дьяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія: підручник / В. Г. Дьяченко ; за ред. А. П. Марченка. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – 488 с.
5. Наливайко В. С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський. – Миколаїв: НУК, 2013. – 100 с.
6. Баженов В. А., Кравченко О. М. Двигуни внутрішнього згоряння: теорія та розрахунок поршневих двигунів. — Київ: Арістей, 2012. — 464 с.
7. Канило П. М., Кудрявцев Л. М. Теорія поршневих двигунів. — Київ: Наукова думка, 2006. — 368 с.
9. Крисін М. П., Грицай О. В. Двигуни внутрішнього згоряння: конструкція, робочі процеси. — Київ: КНУБА, 2014. — 420 с.
9. Левченко О. В. Теплові процеси в двигунах внутрішнього згоряння. — Київ: Ліра, 2013. — 280 с.
10. Поляков, А. В. Охорона праці та навколишнього середовища при експлуатації теплових двигунів. Київ: Кондор, 2015.
11. Малярєнко А.М., Шевченко С.І. Екологізація транспортних двигунів. – Київ: Кондор, 2013. – 340 с.
12. Кузнецов Л.В., Марченко В.М. Токсичність та нейтралізація відпрацьованих газів ДВЗ. – Київ: Арістей, 2011. – 292 с.

13. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
14. Скуратовський А. К. Підшипники ковзання: навчальний посібник для бакалаврів спеціальностей 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування». – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 38 с.
15. Підшипникові матеріали для двигунів та машин: навчальний матеріал МОН України. – Київ, 2018.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.