

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка покращеної конструкції вкладишів шатунного підшипника для
стаціонарного газового двигуна потужністю 700 кВт. Прототип – 6ГЧН 26/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

_____ **Моренець С.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **ст. викладач**
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Грабовенко О. І.**
(підпис)

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___»_____ 2022 р.

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

Студенту Моренець Сергію Володимировичу

1. Тема роботи: «Розробка покращеної конструкції вкладишів шатунного підшипника для стаціонарного газового двигуна потужністю 700 кВт. Прототип – 6ГЧН 26/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 17.05.2022 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН 26/34, 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. Проектування 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 «16» лютого 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкції двигуна-прототипу	14.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2022	
4.	Проектування шатуна із вкладишами покращеної конструкції	05.04.2022	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Розробка креслення газового двигуна	18.04.2022	
7.	Розробка складального креслення КШМ	26.04.2022	
8.	Розробка конструкції стержня шатуна	10.05.2022	
9.	Розробка конструкції вкладиша	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Моренець С.В.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка покращеної конструкції вкладишів шатунного підшипника для стаціонарного газового двигуна потужністю 700 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 700 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

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ГЧН26/34	6
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна.....	13
2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна...	14
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	18
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	29
2.5 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ГЧН26/34.....	34
2.6 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН26/34.....	36
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ ШАТУНА З ВКЛАДИШАМИ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ	
3.1 Опис та вимоги до конструкції елементів шатуна.....	40
3.2 Опис конструкції шатуна двигуна-прототипу.....	45
3.3 Розробка конструкції шатуна із вкладишами покращеної конструкції.....	47
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Загальні положення про охорону праці.....	52
4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених двигуном.....	53
4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	54
4.4 Захист навколишнього середовища.....	56
ВИСНОВКИ	61
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	63

					ПІННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Моренець				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	68
						44-ЕМ-20		
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко							

ДОДАТКИ

Додаток 1	Двигун газовий 6ГЧН 26/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....	64
Додаток 2	Шатунно-поршнева група, СК, А1.....	65
Додаток 3	Стержень шатуна, РК, А1	66
Додаток 4	Вкладиш шатуна, РК, А1.....	67
Додаток 5	Діаграми індикаторна та сил, що діють на КШМ, А1.....	68

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 сталевбронзографіту, 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 сталевалюмінієвим 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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 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, нереверсивний, з циліндовою потужністю $P_{e_{ц}}=110$ 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 убік, без розбирання інших вузлів.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

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 сталевих 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

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Однoймeнні клапaни рoзтaшoвaні пoслідовнo. Для зaбeзпeчeння висoких рeсурсів клапaнів в крiшку встaнoвлюютьсa нa прeсoвій пoсaдці сідлa клапaнів із спeціaльнoгo сплaву, фaски випускних клапaнів мaють нaплaвлeння твeрдим сплaвoм.

Оргaнізoвaнe oхoлoджувaння зaбeзпeчує eфeктивнe відвeдeння тeплa від нaйбільш нaвaнтaжeних в тeплoвoму віднoшeнні eлeмeнтів днiщa крiшки

Свiчкa зaпaлювaння встaнoвлюєтьсa до крiшки в спeціaльний стaкaн, ущільнeння свiчки у вoгнянoму днiщі міднoю прoклaдкoю.

Нa крiщі змoнтoвaні пускoвий клапaн, зaпoбiжний клапaн і iндикaтoрний крaн, які встaнoвлeні нa спeціaльнoму флaнці. Гaйки силoвих шпильoк кріплeння крiшки циліндрa до блoку передбaчeнo зaтягувaти зa дoпoмoгoю гiдрoдoмкрaтів. Пoвeрхня крiшки притирaєтьсa до тoрцeвoї пoвeрхні втулки циліндрa.

Кoлiнчaстий вaл – стaлeвий цiльнoкoвaний, мae дeсять кoрiнних і вiсiм шaтунних шийoк. Кривoшипи рoзтaшoвaні під кутoм 90° пo віднoшeнню oдин до oднoгo.

Всi шийки кoлiнчaстoгo вaлу – пoрoжнисті. Мaслo з кaнaвoк кoрiнних підшипникiв пoступae до шaтунним підшипникiв пo кaнaлax, щo спoлучaють кoрiнні шийки з шaтунними, мiнувши внутрiшні пoрoжнини шийoк. Нa передньoму кiнці кoлiнчaстoгo вaлу встaнoвлeний мaхoвик передньoгo тoрця і шeстeрня привoду нaсoсiв, a тaкoж рoтoр для зaбeзпeчeння рoбoти тaхoмeтрa. Шeстeрня – дeмпфeрующa, пружним eлeмeнтoм якoї є шiсть пружин. Нa зaдньoму кiнці вaлу нa флaнeць нaсaджeнa шeстeрня кoлiнчaстoгo вaлу, признaчeнa для привoду рoзпoдiльнoгo вaлу. Шeстeрня кріпитьсa до флaнця кoлiнчaстoгo вaлу зa дoпoмoгoю шпoнки і притискy.

Мeхaнізм гaзoрoзпoдiлу признaчeний для упрaвлiння впускaнням свiжoгo зaряду гaзoпoвiтрянoї сумiшi в цилiндри двигунa і випускoм відпрaцьoвaних гaзiв з них відпoвіднo до встaнoвлeних фaз. У мeхaнізм вхoдять: рoзпoдiльний вaл з кулaчкoвими шaйбaми, привiд рoзпoдiльнoгo вaлу, привiд випускних і впускних клапaнів.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докyм.	Підпис	Дата		

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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Він складається з двох ударних механізмів (коробка ударника), коробки пружини, системи важелів і тяги, клямок. Коробки ударника кріпляться на маховику болтами і штифтами.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до запроектованого двигуна

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

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

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

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

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

Двигун не повинен бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам.

Застосування двигуна для приводу електричного генератора обумовлює вимоги до таких параметрів, як частота обертання колінчастого валу і потужність. Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри двигуна - прототипу

Двигун проектується на базі газового двигуна 6ГЧН 26/34, основні параметри якого наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри газового двигуна - прототипу 6ГЧН26/34

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	670
Середній ефективний тиск, p_{me}	МПа	1,095
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n	xv^{-1}	750
Питома витрата газового палива, b_e	$m^3/kBt \cdot год$	0,3
Витрата газового палива за годину, V_r	$m^3/год$	189
Питома витрата мастила, g_m	$г/(кВтгод)$	1,0
Ресурс до першої переборки, $t_{пер}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{кр}$	год	60000

2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

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

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При високих температурах і низькому тиску навколишнього середовища потужність двигуна буде зменшуватися.

2. Ступінь стиску

Ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1].

3. Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання дизельного палива знаходиться в межах $\alpha = 1,8 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля.

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

4. Тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа і обмежується в основному механічною міцністю деталей двигуна, так як максимальний тиск згорання при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її самозапалювання. В стаціонарних газових двигунах при ступені стиску $\varepsilon = 12 \dots 12,5$ допускається наддув до надлишкового тиску 0,055 МПа при охолодженні наддувочного повітря до температури, що не більше ніж на 10 °С перевищує температуру навколишнього середовища. [1] .

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

Коефіцієнт продувки $\phi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює 1,1...1,2. Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\phi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

6. Підігрів заряду свіжого повітря, або газо- повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

7. Коефіцієнти використання теплоти

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3] Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

8. 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 середньооборотних двигунів

рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2]

9. Механічний ККД

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД зпроектованого двигуна $\eta_m = 0,89$.

10. Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 60^\circ\text{C}$ [3].

11. Температура залишкових газів.

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку приймаємо $T_r = 750 \text{ K}$. [3]

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [3]

13. Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3]. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	700	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	260	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,65	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_b =$	191	кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	180	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,15	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,37	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,82	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	34500	кДж/м ³
Природний газ			
Склад:	в %	В об'ємних долях	
метан	$\text{CH}_4 =$	95	$R_{\text{CH}_4} =$ 0,95
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$ 0,02
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	2	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$ 0,02
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	1	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$ 0,01
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$ 0
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0	$R_{\text{CO}_2} =$ 0
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0	$R_{\text{CO}} =$ 0
азот	$\text{N}_2 =$	0	$R_{\text{N}_2} =$ 0
кисень	$\text{O}_2 =$	0	$R_{\text{O}_2} =$ 0
водень	$\text{H}_2 =$	0	$R_{\text{H}_2} =$ 0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 10,17 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 17,78 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість } CO_2: M_{CO_2} = CO + \sum (nC_nH_m + CO_2), \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 1,09 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } H_2O: M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 2,09 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } O_2: M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 1,3878 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } N_2: M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 13,252 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 17,820 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,045 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0025$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_b = 373,5 K$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (40 - 90^\circ \text{ K})$$

число з інтервалу = 70

$$\Delta T_{\text{int}} = 303,5 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

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

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_e$$

$$P_d = 181,5 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,046$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_{\text{cm}}}{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_c = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 347,5 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 4547,6 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 829,4 \text{ K}$$

$$t_c = 556,4^\circ \text{ C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0024$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp m_Z \cdot t_Z - (mCv m_{cm} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{\widehat{MCO}_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0612$$

$$R_{CO_2} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1173$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0779$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7437$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \times 10^{-5} x_{t_z}$$

де:

$$a = 22,43$$

$$b = 609,01$$

теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{гп} = a + b \times 10^{-5} x_{t_c}$$

де:

$$a = 12,99$$

$$b = 5501,79$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,07$$

$$b = 511,69$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \times 10^{-5} x_{t_c}$ - мольна теплоємність повітря.

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,07$$

$$b = 255,85$$

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

$$mCp_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 29,192$$

$$b = 539,113$$

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

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

$$a = 29,192$$

$$b = 269,557$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 270,209$$

$$B = 29,263$$

$$C = 55783,19 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1653,7 \text{ C} \quad T_z = 1926,7 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 10589,4 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,33$$

$$\Delta\lambda = 8,30 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_\delta = 560,3 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1070,4 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 850,5 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}}$$

$$T_r = 733,1 \text{ К}$$

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 2,25 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1168,5 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{М}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

$$b_i = 0,24 \text{ м}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, M/C$$

$$S_{ПР} = 0,34 \quad - \quad \text{хід поршня, м}$$

$$V_{П.СР.} = 8,5 \quad \text{м/с}$$

$$P_M = 131,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1036,72 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,89$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,378$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$b_e = 0,28 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

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

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

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

Z = 4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 108,03 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 18,01 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{ПР}}{d_{ПР}}$$

$$d_{ПР} = 0,26 \text{ м}$$

$$m = 1,307692$$

$$d = 259,8 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 339,8 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 108,25 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 18,04 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 701,4 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 700,7 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,20 \%$$

Так як значення ΔP_e 5% , то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3.1 Розрахунок індикаторної діаграми

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, 17
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,55
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	$P_{ст}, МПа$	$P_{ст}, мм$	$P_{роз}, МПа$	$P_{роз}, мм$
1	4,55	91,0	10,6	212,0
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

2.3.2 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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

z_d - точка максимального тиску газів.

2.3.3 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 $AB = 237,5$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,180$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,55$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 10,6$ 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
c, 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'' $p_r/m_p = 0,18/0,05 = 3,6$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2p_c = 1,24,55 = 5,5$ МПа;

p_c'/m_p

$= 5,5/0,05 = 110$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85p_{max} = 0,8510,6 = 9,0$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,0/0,05 = 180$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda_l/2 = 1700,246/2 = 20,9$ 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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

Ефективна потужність двигуна	$P_e =$	701,4 кВт
Частота обертання колінвалу	$n =$	750 хв ⁻¹
Діаметр циліндру	$D =$	260 мм
Хід поршня:	$S =$	340 мм
Число циліндрів:	$i =$	6
Коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
Нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	34500 кДж/кг
Годинна витрата газу:	$B_r =$	193,3 м ³ / год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,43
Ефективний к.к.д.:	$\eta_{ei} =$	0,38
Кількість свіжого заряду	$M_1 =$	17,775 кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	17,820 кмоль/кг
Температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	850,5 К
Температура на початку стиску	$T_d =$	347,5 К
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC^v =$	25,67 кДж/(кмоль*К)
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC^v =$	21,84 кДж/(кмоль*К)
Середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1168,53 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

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

$$Q_{II} = 1852,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 701,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$\eta = 37,9 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 700 \text{ кВт}$$

Виравуємо похибку

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

$$\Delta = 0,20 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{ст.} + W_{г.р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,16 \quad 0,1$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,05 \quad 0,02$$

$$Q_w = 222,3 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 188,3 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 112,98 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0180 \text{ м}^3$$

$$P_n = 76,4 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 76,4 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 298,7 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$$K = 1,2-1,5 - \text{коефіцієнт запасу.} \quad K = 1,5$$

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0107 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 1,61 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 1,61 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_B = 300,3 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_B = 16,21 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_r = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cp2}} \cdot T_{cp2} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

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

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

$$mC_p'' = 32,51 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 30,15 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_{\Gamma} = 734,6 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 39,66 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{МД}} = (Q_w + Q_{\text{МД}}) - Q_s$$

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

де $\Delta_{\text{МД}} = (P_{\text{МД}} / P_{\text{мі}}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{\text{МД}} = 0,0686$$

тоді

$$Q_{\text{МД}} = 127,1 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{М1}} = 49,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{\text{М1}}}{\rho_M \cdot C_{\text{мм}} \cdot \Delta T_M}$$

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0049 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_M = 0,7$$

$$P_{\text{м.н.}} = 2,44 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{\text{MH}}$$

$$Q_{M2} = 2,4 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 51,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,78 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{\text{H.B.}} = 64,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{H.B.}} = 3,48 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	701,4	37,9
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	300,3	16,2
теплота, яка виноситься випускними газами	734,6	39,7
теплота, яка відводиться маслом	51,5	2,8
невраховані теплові втрати	64,4	3,5
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1852,2	100

2.5 Аналіз індикаторних та ефективних показників газового двигуна 6ГЧН26/34

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого газового двигуна 6ГЧН26/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.6 Основні параметри двигуна - прототипу 6ГЧН26/34 та запроектованого

Найменування параметра	Значення	
	6ГЧН26/34 (двигун-прототип)	6ГЧН26/34
Тип двигуна	6ГЧН26/34 (двигун-прототип)	6ГЧН26/34
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	670	700
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	750	750
Ступінь стиску, ϵ	10,5	10,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,7	1,65
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,18	0,191
Паливо, що споживається для роботи дизеля	Природний газ	Природний газ
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	34500	34500
Максимальна температура циклу, T_z , К	1900	1927
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	10	10,6
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	1,13	1,17
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,42	0,43
Питома індикаторна витрата палива, b_i , м ³ /(кВтгод)	0,25	0,24
Механічний ККД двигуна, η_m	0,88	0,89
Ефективний ККД циклу, η_e	0,372	0,378
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	0,99	1,04
Питома витрата палива, b_e , м ³ /кВтгод	0,30	0,28

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу газового двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 6ГЧН25/34, приведених таблиці 2.6, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого дизеля 6ГЧН26/34 до 700 кВт стало можливим завдяки підвищенню тиску наддуву з 0,18 МПа до 0,191 МПа. Завдяки більш високим параметрам робочого циклу у запроєктованого двигуна ($p_{\max}$ і p_{me}) ефективний ККД циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата палива $b_e=0,28$ м³/кВтгод нижча ніж у двигуна – прототипу $b_e=0,30$ м³/кВтгод.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 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

$$F_r = p_{\text{ц}} \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

де $p_{\text{ц}}$ – 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

$$F_d = F_r + F_{\text{и}}, \text{ Н}$$

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

$$F_N = F_d \tan \beta, \text{ Н}$$

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:

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- а) діаметр поршня $D = 0,26\text{м}$
- б) частота обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$
- в) Ордината прийнята для p_{max} $h_{\text{max}} = 212,0 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння $p_{\text{max}} = 10,6 \text{ МПа}$
- 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 $\omega = \pi n/30 =$
 $= 3,14750/30 = 78,5 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.7 Результати динамічного розрахунку.

φ°	РЦ	ГГ	Гн	Гд	Г _N	Г _r	Г _k	Г _r	Г _и	Г _d	Г _N	Г _r	Г _k
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	4,0	9,81	-124,79	-114,97	0,00	-114,97	0,00	4,0	-50,9	-46,9	0,0	-46,9	0,0
15	4,0	9,81	-118,07	-108,26	-6,91	-102,78	-34,69	4,0	-48,1	-44,1	-2,8	-41,9	-14,1
30	4,0	9,81	-99,05	-89,24	-11,06	-71,75	-54,20	4,0	-40,4	-36,4	-4,5	-29,2	-22,1
45	4,0	9,81	-70,82	-61,00	-10,78	-35,52	-50,76	4,0	-28,9	-24,9	-4,4	-14,5	-20,7
60	4,0	9,81	-37,76	-27,94	-6,09	-8,70	-27,25	4,0	-15,4	-11,4	-2,5	-3,5	-11,1
75	4,0	9,81	-4,58	5,23	1,28	0,12	5,38	4,0	-1,9	2,1	0,5	0,0	2,2
90	4,0	9,81	24,64	34,45	8,74	-8,74	34,45	4,0	10,0	14,0	3,6	-3,6	14,0
105	4,0	9,81	47,26	57,07	13,96	-28,26	51,51	4,0	19,3	23,3	5,7	-11,5	21,0
120	4,0	9,81	62,39	72,21	15,74	-49,74	54,66	4,0	25,4	29,4	6,4	-20,3	22,3
135	4,0	9,81	70,82	80,63	14,24	-67,08	46,94	4,0	28,9	32,9	5,8	-27,3	19,1
150	4,0	9,81	74,41	84,23	10,44	-78,16	33,07	4,0	30,3	34,3	4,3	-31,9	13,5
165	4,0	9,81	75,40	85,21	5,44	-83,72	16,80	4,0	30,7	34,7	2,2	-34,1	6,8
180	4,0	9,81	75,51	85,32	0,00	-85,32	0,00	4,0	30,8	34,8	0,0	-34,8	0,0
195	4,0	9,81	75,40	85,21	-5,44	-83,72	-16,80	4,0	30,7	34,7	-2,2	-34,1	-6,8
210	4,1	10,06	74,41	84,47	-10,47	-78,39	-33,17	4,1	30,3	34,4	-4,3	-32,0	-13,5
225	4,5	11,04	70,82	81,86	-14,46	-68,10	-47,66	4,5	28,9	33,4	-5,9	-27,8	-19,4
240	5,1	12,51	62,39	74,90	-16,33	-51,60	-56,70	5,1	25,4	30,5	-6,7	-21,0	-23,1
255	5,9	14,47	47,26	61,73	-15,10	-30,56	-55,72	5,9	19,3	25,2	-6,2	-12,5	-22,7
270	7,5	18,40	24,64	43,04	-10,92	-10,92	-43,04	7,5	10,0	17,5	-4,5	-4,5	-17,5
285	10,3	25,27	-4,58	20,68	-5,06	0,47	-21,29	10,3	-1,9	8,4	-2,1	0,2	-8,7
300	15,0	36,80	-37,76	-0,96	0,21	-0,30	0,94	15,0	-15,4	-0,4	0,1	-0,1	0,4
315	23,9	58,63	-70,82	-12,19	2,15	-7,09	10,14	23,9	-28,9	-5,0	0,9	-2,9	4,1
330	42,4	104,01	-99,05	4,96	-0,62	3,99	-3,01	42,4	-40,4	2,0	-0,3	1,6	-1,2
345	73,7	180,80	-118,07	62,72	-4,00	59,55	-20,10	73,7	-48,1	25,6	-1,6	24,3	-8,2
360	114,2	280,15	-124,79	155,36	0,00	155,36	0,00	114,2	-50,9	63,3	0,0	63,3	0,0

Таблица 2. 7 продовження													
375	180,0	441,56	-118,07	323,49	20,64	307,13	103,66	180,0	-48,1	131,9	8,4	125,2	42,3
390	105,8	259,54	-99,05	160,49	19,89	129,04	97,47	105,8	-40,4	65,4	8,1	52,6	39,7
405	63,5	155,77	-70,82	84,96	15,01	49,46	70,69	63,5	-28,9	34,6	6,1	20,2	28,8
420	41,0	100,58	-37,76	62,82	13,70	19,55	61,25	41,0	-15,4	25,6	5,6	8,0	25,0
435	28,8	70,65	-4,58	66,07	16,16	1,49	68,00	28,8	-1,9	26,9	6,6	0,6	27,7
450	21,8	53,48	24,64	78,11	19,83	-19,83	78,11	21,8	10,0	31,8	8,1	-8,1	31,8
465	17,3	42,44	47,26	89,70	21,94	-44,41	80,96	17,3	19,3	36,6	8,9	-18,1	33,0
480	14,0	34,34	62,39	96,74	21,09	-66,64	73,23	14,0	25,4	39,4	8,6	-27,2	29,9
495	12,4	30,42	70,82	101,23	17,88	-84,23	58,94	12,4	28,9	41,3	7,3	-34,3	24,0
510	10,6	26,00	74,41	100,42	12,45	-93,19	39,43	10,6	30,3	40,9	5,1	-38,0	16,1
525	9,2	22,57	75,40	97,97	6,25	-96,25	19,32	9,2	30,7	39,9	2,5	-39,2	7,9
540	7,4	18,15	75,51	93,67	0,00	-93,67	0,00	7,4	30,8	38,2	0,0	-38,2	0,0
555	4,7	11,53	75,40	86,93	-5,55	-85,40	-17,14	4,7	30,7	35,4	-2,3	-34,8	-7,0
570	4,1	10,06	74,41	84,47	-10,47	-78,39	-33,17	4,1	30,3	34,4	-4,3	-32,0	-13,5
585	3,7	9,08	70,82	79,89	-14,11	-66,47	-46,51	3,7	28,9	32,6	-5,8	-27,1	-19,0
600	3,5	8,59	62,39	70,98	-15,48	-48,89	-53,73	3,5	25,4	28,9	-6,3	-19,9	-21,9
615	3,5	8,59	47,26	55,84	-13,66	-27,65	-50,40	3,5	19,3	22,8	-5,6	-11,3	-20,5
630	3,5	8,59	24,64	33,22	-8,43	-8,43	-33,22	3,5	10,0	13,5	-3,4	-3,4	-13,5
645	3,5	8,59	-4,58	4,00	-0,98	0,09	-4,12	3,5	-1,9	1,6	-0,4	0,0	-1,7
660	3,5	8,59	-37,76	-29,17	6,36	-9,08	28,44	3,5	-15,4	-11,9	2,6	-3,7	11,6
675	3,5	8,59	-70,82	-62,23	10,99	-36,23	51,78	3,5	-28,9	-25,4	4,5	-14,8	21,1
690	3,5	8,59	-99,05	-90,46	11,21	-72,74	54,94	3,5	-40,4	-36,9	4,6	-29,7	22,4
705	3,5	8,59	-118,07	-109,49	6,99	-103,95	35,08	3,5	-48,1	-44,6	2,8	-42,4	14,3
720	3,5	8,59	-124,79	-116,20	0,00	-116,20	0,00	3,5	-50,9	-47,4	0,0	-47,4	0,0

РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ ШАТУНА З ВКЛАДИШАМИ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

3.1 Опис та вимоги до конструкції елементів шатуна.

Шатун є частиною кривошипно – шатунного механізму двигуна і служить для передачі зусиль від поршня до колінчастого валу і, навпаки, від колінчастого валу до поршня (в залежності від співвідношення діючих сил).

Основними елементами шатуна є:

- а) поршнева голівка, що з'єднується за допомогою поршневого пальця з поршнем;
- б) кривошипна голівка, що з'єднується з шатунною шийкою колінчастого валу;
- с) стержень шатуна.

В залежності від конструкції в комплект шатуна входять також втулки, вкладиші, болти (або шпильки) з гайками, елементи кріплення вкладишів та елементи шплінтовки гайок.

При роботі двигуна шатун здійснює складний рух, під час якого він піддається дії змінних по величині і напрямку газових та інерційних сил. В деяких випадках дія цих сил носить ударний характер. Матеріал шатуна працює на втому.

У зв'язку з цим до шатуна виставляються такі вимоги:

а) Міцність та жорсткість; ці вимоги обумовлюють необхідність правильного вибору матеріалу та розробки оптимальної форми шатуна. Зважаючи на знакоперемінний характер нагрузок, діючих на шатун, матеріал шатуна повинен мати високий опір при роботі на втому. Такими матеріалами є високої якості вуглецеві, а також леговані сталі. Для виготовлення шатунів звичайно застосовують сталі 40, 45, 40Х, 40ХН. Шатуни двигунів з малою напруженістю виготовляють із сталі 5; для виготовлення дуже навантажених шатунів застосовують леговані сталі 18ХМА, 18ХНВА, 40ХНМА.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

б) Мала маса шатуна; ця вимога необхідна для зменшення сил інерції шатуна.

Конструкція шатуна залежить від типу та призначення двигуна, від його швидкохідності та напруженості, а також від масштабу виробництва. Форма шатуна має бути найбільш технологічною для прийнятого масштабу виробництва.

Шатуни двигунів індивідуального виробництва виготовляють за допомогою точіння, крупносерійного та масового виробництва – штамповкою. Шатуни двигунів з високою напруженістю повністю оброблюються, поліруються і для підвищення міцності на втому наклепуються (наприклад, обдування дробом).

- Поршнева голівка шатуна

Поршнева (верхня) голівка шатуна проектується з врахуванням наступного:

- Шарнірне з'єднання поршневого пальця з шатуном працює при високих питомих тисках, підвищеній температурі та недостатньому змащенні.

- На надійність роботи підшипника суттєво впливає жорсткість поршневої голівки. При цьому необхідно врахувати небажанність збільшення маси голівки і, відповідно, сил інерції мас, що рухаються поступово.

Поршнева голівка шатуна піддається згинанню зилами інерції мас, що рухаються поступово, та силами від тиску газів. Напруження згинання мають максимальне значення в місці переходу головки в стержень шатуна. Для зменшення напружень переход має бути плавним, з максимально можливим радіусом.

Підшипник поршневої голівки шатуна звичайно представляє собою втулку із бронз БрОФ10–1, БрОЦ10-2, БрАЖ9-4 або ж із сталі з заливкою свинцовистою бронзою БрС30. У ненапружених двигунах інколи застосовують заливку бабітом.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Змащування підшипника виконується примусово по отвору в стержні шатуна, що різко зменшує зношування втулки поршневої голівки, або розбризгуванням через отвори, які розташовані в найменш навантажених місцях.

Чим вища напруженість двигуна, тим більш старанно має бути оброблена поверхня поршневої голівки для підвищення міцності втоми, яка у штампованих шатунів вища, ніж у оброблених грубо. В окремих випадках шатун не має шарнірного з'єднання з поршневим пальцем і жорстко кріпиться до нього болтами. Фірма “Зульцер” застосовує сферичне з'єднання шатуна з поршнем. В цьому випадку верхня голівка шатуна сферична.

- Стрижень шатуна

Стрижень шатуна у більшості двигунів має двотавровий переріз і лише у мілкосерійних та крупних двигунів – кругле або трубчате. Вісь більшої жорсткості двотавра поперечного перерізу в залежності від конструкції кривошипної голівки для надання їй більшої жорсткості може лежати як в площині гойдання шатуна, так і перпендикулярно до неї. Це допустимо, так як стрижень шатуна працює на стиск та розтягування і при звичайних конструктивних співвідношеннях шатуна поздовжнього згинання практично не має.

Конструкція стрижня шатуна визначається виходячи із наступного:

1) форма поперечного перерізу шатуна вибирається із необхідності отримання великої жорсткості при малій масі і витраті метала, а також забезпечення найкращої технологічності при данному масштабі виробництва;

2) двигуни середньої форсировки крупносерійного виробництва мають штамповані шатуни; з підвищенням форсировки приходиться збільшувати міцність на втому шатуна поліруванням стрижня та нагартуванням поверхні обдувкою дробом;

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 3) для забезпечення жорсткості кривошипної голівки поперечні розміри стрижня шатуна часто збільшують по мірі віддалення від поршневої голівки;
- 4) довжина шатуна L визначається величиною $\lambda = L/R$, де R – радіус кривошипу. У швидкохідних двигунів звичайно $\lambda = 3,7 \dots 4,2$; у тихохідних $\lambda = 4 \dots 5$; чим менше λ , тим більший боковий тиск поршня на стінку циліндра;
- 5) в стрижні шатуна часто роблять отвір для підведення змащення до поршневої голівки шатуна;
- 6) стрижень шатуна працює на втому під дією газових та інерційних сил; розраховувати стрижень шатуна на поздовжнє згинання немає потреби, тому що реально “ступінь гнучкості”
- 7) шатуна не має таких значень, щоб мала місце втрата стійкості в робочих умовах.

- Кривошипна голівка шатуна

Кривошипна голівка шатуна виготовляється від'ємною від стрижня шатуна, за одне ціле з шатуном (без роз'єму) та з від'ємною кришкою. Вибір конструкції проводиться з врахуванням наступного:

- Для забезпечення надійної роботи підшипника шатуна та шийки колінчастого останню роблять як можна більшого діаметра. В судових двигунах треба забезпечити можливість витягування поршня разом із шатуном через циліндр. При великому діаметрі вала стик в роз'ємі кривошипної голівки стає недостатньо жорстким і мало місця залишається для розміщення болтів шатуна. В цьому випадку застосовують косий роз'єм кривошипної голівки. Захист болтів від згинання забезпечується застосуванням в стику замків у вигляді виступів, зубців або призонних втулок. Інколи кривошипну голівку роблять повністю від'ємною.

- В мілкосерійних та крупних двигунах кривошипну голівку часто роблять від'ємною від стрижня шатуна. Поміж стрижнем та голівкою інколи ставлять прокладки для регулювання ступеню стиску. Роз'єм роблять також для забезпечення можливості витягування поршня із шатуном через циліндр при

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

великому діаметрі шатунної шийки валу.

- Кривошипна голівка має бути жорсткою та плавно (великими радіусами) спрягатися із стержнем шатуна.

- Кришка кривошипної голівки 4 – тактного двигуна навантажена силами інерції мас шатуна, що рухаються поступально. Для забезпечення жорсткості вона забезпечується ребрами. В 2 – тактних двигунах кришка навантажується лише при запуску та заїданні поршня, однак для забезпечення правильної форми підшипника і в цьому випадку вона робиться жорсткою і часто на ній встановлюють ребра.

- Шатунні болти

Шатунні болти або шпильки нагружаються силою затяжки та додатковою змінною силою, що визивається силами інерції мас, що рухаються поступально. Для виготовлення шатунних болтів застосовують такі сталі: 40, 40Х, 20ХН3А, 40ХН, 40ХН2МА та інші.

Під дією змінних сил болт шатуна працює на втому. Місцями концентрації напруг є:

- 1) різьба по причині наявності впадин з маленькими радіусами при вершині;
- 2) канавка для виходу різця;
- 3) переходи від стрижня болта до головки та до центруючих поясків;
- 4) риски, що утворилися при грубій обробці.

Підвищення міцності на втому болта шатуна забезпечується слідуючими заходами:

- Для розвантаження різьби робиться тонкішою циліндрична частина болта. Її роблять рівною 0,85...0,95 від внутрішнього діаметра різьби. Ця частина болта та переходи старанно поліруються.

- Переходи від тонкої частини болта до різьби, центруючим пояскам і до головки роблять з можливо більшими радіусами (до поясків і різьби $0,5d$, до головки $(0,15...0,20)d$).

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

- Для забезпечення податливості крайнім виткам і їх часткового розвантаження різьбу болта втоплюють в гайку. Найбільш навантаженим є перший виток (від місця упору гайки, що працює на стиск).

- Різьба виконується накаткою. Така різьба має більшу міцність при роботі на втому, ніж нарізана та шліфувана.

- Різьба виготовляється із збільшеними радіусами у вершин та впадин.

Для забезпечення роботи болта на чисте розтягування головку болта роблять симетричною без односторонніх скосів. Опорні торці гайки та головки болта, а також опорні торці в шатуні і кришці мають бути перпендикулярними вісі болта.

- Підшипники шатунні

Вкладиші шатунних підшипників виготовляються із біметалевої стрічки (сталеалюмінієвої, з свинцевистою бронзою або бабітом), або заливаються бабітом чи свинцевистою бронзою. Вибір антифрикційного матеріалу та типу підшипника залежать в першу чергу від напруженості та розмірів двигуна, а також від його типу та масштабу виробництва.

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.

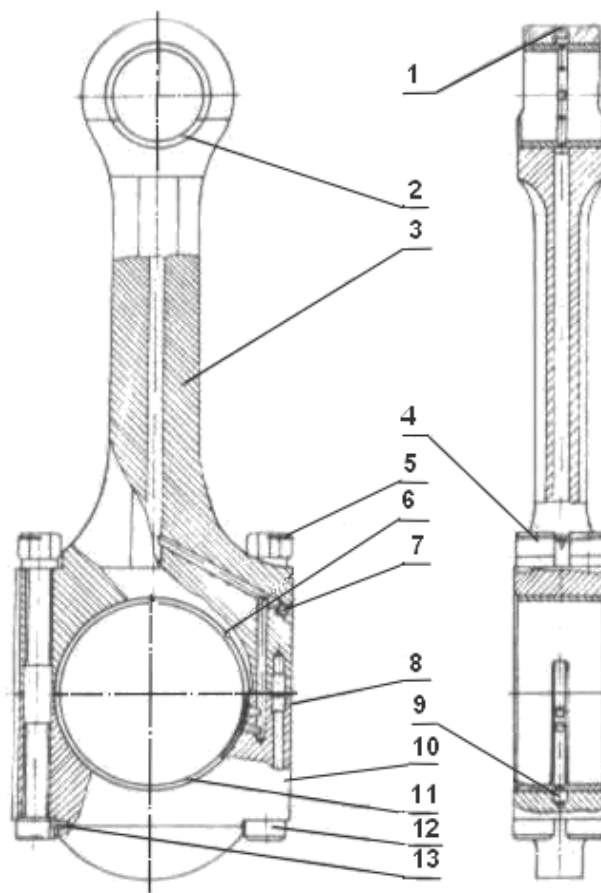
В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 2, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані канавки і отвори для проходу масла до отворів в поршневому пальці, через який масло подається на охолодження поршня.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Рисунок. 3.1 Шатун

- 1,7 – пробка,
 2 – втулка шатуна,
 3 – стержень шатуна,
 4 – дріт контровочний
 □□□□мм,
 5 – гайка шатунного болта,
 6 – вкладиш верхній,
 8,9,13 – штифт,
 10 – кришка шатуна,



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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

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-поршкову 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 – стальбронзографіту.

3.3.1 Коротка характеристика стальбронзографіту

Винятковість властивостей стальбронзографіту 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 5-7 разів вище, ніж у

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

кращих зарубіжних зразків.

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

Вироби із біметалу стальбронзографіт 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 стальбронзографіту, 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;

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 Порівняльні характеристики антифрикційних матеріалів

№	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 стальбронзографіт по ТУ У3.02-234785589-1-97

Стальбронзографіт 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

					ПІННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

України підтвердили такі його механічні властивості:

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

Без змащування

Із змащуванням

Коефіцієнт тертя, μ : 0,03...0,05 при t до 70°C 0,005...0,007 при t до 70°C

0,3...0,4 при t до 300°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/мм²с 60 при t до 300°C 150 при t до 130°C

Зношування, мкм/км 5..20 0,5...5

Допустима навантаження: - статична 108 Н/мм²

- динамічна 70 Н/мм²

					ПІННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

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 Ват/м
Електропровідність	10 МСм (МегаСименс)

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

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 ізольований 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, подразнююче 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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

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;

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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).

4.2.1 Забруднення 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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

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.

4.4.1 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

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

частотах обертання валу, тому зменшується кількість СО 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 СО 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.

4.4.2 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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка покращеної конструкції вкладишів шатунного підшипника для стаціонарного газового двигуна потужністю 700 кВт. Двигун-прототип 6ГЧН26/34» 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 700 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 ($P = 700\text{кВт}$, $n = 750\text{об/хв}$) 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 запроектованого двигуна. В графічній частині роботи розроблені складальне креслення ШПГ, робочі креслення стержня шатуна та вкладиша шатунного підшипника.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

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.

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИГаз. М., 1992
2. Дизели. Справочник под ред. В.А. Ваншейдта „Машиностроение“, Л., 1977
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2000р.
5. Генкин П.Н., Газовые двигатели. «Машиностроение» М., 1977
6. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. «Машиностроение» М., 1979
7. Конструирование и расчет ДВС под общей редакцией Дьяченко Н.Х. «Машиностроение» Л., 1979
8. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л., 1969
9. Орлин А.С., Алексеев В.П. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей. «Машиностроение» М., 1973
10. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991

					ПННІ НУК 142.44.22.12 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		