

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2023 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Аналіз впливу зміни виду палива на ефективні показники 4-тактного дизельного двигуна потужністю 300 кВт з удосконаленням системи мащення. Прототип 6ГЧН 19/23.

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22з
_____ ***Шмалько А.Г.***
(підпис)

Керівник роботи:
доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Нестеренко В.В.***
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Мета роботи - дослідження індикаторних та ефективних показників газодизельного двигуна при зміні виду палива.

Завданням роботи є розрахунок робочого процесу газодизельного двигуна аналітичним методом. Визначення впливу виду палива на ефективні та індикаторні показники двигуна, що проектується, в порівнянні з двигуном-прототипом.

Об'єкт дослідження – газовий двигун 6ГЧН 19/23 потужністю 330кВт при 1000 хв^{-1} .

Під час виконання кваліфікаційної роботи було розраховано робочий процес газодизельного двигуна, тепловий баланс та обчислено сили, що діють в КШМ.

При конструюванні системи мащення було проведено аналіз існуючих систем мащення та конструкцій масляних насосів. Серед можливих варіантів було обрано систему мащення з «сухим» картером та шестеренний масляний насос. Система мащення з «сухим» картером була обрана через те, що при такій системі змащення, коли маслосбірник цистерна розташована поза картера, масло не відчуває вплив від дії гарячих відпрацьованих газів і менше забруднюється продуктами згоряння палива. Шестеренний масляний насос було обрано нами через те, що він простий в конструкції та експлуатації, а також відносно дешевий. Було проведено розрахунок системи мащення, в якому визначено площі фільтруючих поверхонь фільтрів тонкого та грубого очищення, а також циркуляційну подачу масла та площу поверхні теплообміну кожухотрубного теплообмінника. При розрахунку масляного насоса визначено його циркуляційну подачу, конструктивні особливості зубчастих коліс та потужність, яка використовується на його привід. Розраховано вал насоса на кручення та визначено його мінімально допустимий діаметр.

Велику увагу в даній кваліфікаційній роботі приділено охороні навколишнього довкілля та охороні праці. В ході виконання даного розділу дипломної роботи був проведений аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які виникають при роботі двигуна.

Також було зроблено огляд техніки безпеки та протипожежного захисту при експлуатації двигуна. Були запропоновані заходи, щодо зниження рівня шуму та вібрації при роботі двигуна. Рекомендовано заходи для зниження токсичності відпрацьованих газів та захисту навколишнього середовища.

Abstracts.

The aim of the study is to investigate the indicator and effective performance of a gas-diesel engine when changing the type of fuel.

The task of the work is to calculate the working process of a gas-diesel engine by the analytical method. Determining the effect of fuel type on the efficiency and indicator performance of the engine under design in comparison with the prototype engine.

The object of study is a gas engine 6GCHN 19/23 with a capacity of 330 kW at 1000 min^{-1} .

During the qualification work, the working process of the gas-diesel engine, the heat balance were calculated and the forces acting in the CMM were calculated.

When designing the lubrication system, we analyzed existing lubrication systems and oil pump designs. Among the possible options, a dry crankcase lubrication system and a gear oil pump were selected. The dry crankcase lubrication system was chosen because with this lubrication system, when the oil collecting tank is located outside the crankcase, the oil is not affected by hot exhaust gases and is less contaminated by fuel combustion products. We chose the gear oil pump because it is simple in design and operation, and relatively cheap. The lubrication system was calculated to determine the filtering surface areas of the fine and coarse filters, as well as the circulating oil supply and the heat exchange surface area of the shell-and-tube heat exchanger. When calculating the oil pump, its circulation flow, design features of the gears, and the power used to drive it were determined. The pump shaft was calculated for torsion and its minimum allowable diameter was determined.

Much attention in this qualification work is paid to environmental protection and labor protection. In the course of this section of the thesis, an analysis of the dangerous and harmful factors that arise during engine operation was carried out.

An overview of safety and fire protection during engine operation was also made. Measures to reduce noise and vibration during engine operation were proposed. Measures to reduce the toxicity of exhaust gases and protect the environment were recommended.

3MICT

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Опис конструкції базового двигуна	7
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна	10
2.2 Визначення параметрів робочого циклу газодизельного двигуна.	14
2.3 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна	27
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	33
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	39
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	46
РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Опис системи мащення	47
3.2 Розрахунок системи мащення	52
3.3 Визначення типу виробництва	63
3.4 Вибір обладнання, пристосування та інструменту	63
3.5 Визначення технічної норми часу	64
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів в машинному відділенні при експлуатації двигуна	66
4.2 Заходи по зниженню рівня шуму та зменшення вібрації в машинному відділенні	67
4.3 Заходи по зниженню рівня вібрації проектного двигуна.	69

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ									
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата										
Розробив		Шмалько А.Г.			Пояснювальна записка				Літера		Лист		Листів	
Перевірів		Нестеренко В.В							н		3		72	
Рецензент		Дубовець А.І.							61-ТЕМмаг-22з					
Н. контр		Нестеренко В.В												
Затвердив		Нестеренко В.В												

4.4 Техніка безпеки та протипожежний захист	70
4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна	71
4.6 Охорона навколишнього середовища	72
ВИСНОВКИ	74
ЛІТЕРАТУРА	75

ДОДАТКИ:

- Додаток 1 Специфікація двигуна 6ГЖЧН 19/23
- Додаток 2 Поперечний переріз двигуна 6ГЖЧН 19/23
- Додаток 3 Специфікація системи мащення
- Додаток 4 Схема системи мащення
- Додаток 5 Специфікація масляного насосу
- Додаток 6 Насос масляний
- Додаток 7 Вал ведений
- Додаток 8 Зубчасте колесо
- Додаток 9 Схема сил, що діють в КШМ
- Додаток 10 Технологічний процес складання масляного баку

					<i>ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ</i>	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

3MICT

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Опис конструкції базового двигуна	11
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектованого двигуна	18
2.2 Розрахунок робочого циклу газодизельного двигуна	20
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	30
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	35
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	39
2.6 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу	44
РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Опис системи мащення	45
3.2 Розрахунок системи мащення	51
3.3 Визначення типу виробництва	54
3.4 Вибір обладнання, пристосування та інструменту	55
3.5 Визначення технічної норми часу	56
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів в машинному відділенні при експлуатації двигуна	58
4.2 Заходи по зниженню рівня шуму та зменшення вібрації в машинному відділенні	62
4.3 Розробка та розрахунок пристроїв, які запобігають вибухам в картері	66

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ					
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			Літера	Лист	Листів
Розробив	Шмалько А.Г.							н	з	61
Перевірів	Нестеренко В.В							61-ТЕМмз-22з		
Рецензент	Дубовець А.І.									
Н. контр	Нестеренко В.В									
Затвердив	Нестеренко В.В									

4.4 Охорона навколишнього середовища	66
4.5 Вимоги нормативних документів	67
4.6 Шкідливі викиди дизелів і шляхи їх зменшення	68
4.7 Попередження забруднення моря нафтопродуктами та стічними водами.	69
4.8 Висновок по розділу 4	70
ВИСНОВКИ	71
ЛІТЕРАТУРА	72

ДОДАТКИ:

- Додаток 1 Специфікація двигуна 6ГЖЧН 19/23
- Додаток 2 Поперечний переріз двигуна 6ГЖЧН 19/23
- Додаток 3 Схема системи мащення
- Додаток 4 Специфікація масляного насосу
- Додаток 5 Насос масляний
- Додаток 6 Вал ведений
- Додаток 7 Зубчасте колесо
- Додаток 8 Схема сил, що діють в КШМ
- Додаток 9 Технологічний процес складання форсунки

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Двигун, у якому здійснюється газодизельний процес, по своїй конструкції й основних параметрах нічим не відрізняється від звичайного дизеля. Однак на відміну від дизеля, у двигуні з запаленням газоповітряної суміші впускають не повітря, а газоповітряну суміш. Дрібно дисперсна розпиленість рідкого палива в циліндрі забезпечують надійне запалення навіть сильно збідненого заряду пальної суміші.

У дизелях для автомобільного транспорту запальна доза палива складає близько 20%. Дизелі, що працюють на СНД і СПГ, розрізняються за принципом роботи. Збереження СПГ (у порівнянні зі СНД) не вимагає установки перед двигуном випарників, що знижують наповнення циліндрів двигуна і потужність. У порівнянні з бензиновим двигуном при роботі на газі в діапазоні малих і середніх навантажень зменшується рівень шуму, а на режимах не холостого ходу підвищується стійкість роботи.

Крім того, у цих дизелях при надзбідненні суміші не відбувається пропусків спалахів, у результаті яких підвищується токсичність газів, що відробили, і знижується ефективна потужність бензинового двигуна. Робота дизеля на метані більш стабільна, чим на пропані, імовірність детонації при рівному коефіцієнті надлишку повітря залежить від кута випередження запалювання.

Однак затримка запалення пальної суміші при роботі на газовому паливі характерна і для дизеля. У цьому випадку для запобігання надмірної затримки запалення збільшують запальну дозу, застосовують дроселювання повітря на впуску для концентрації газу в заряді, підігрівши повітря на впуску, рециркуляцію газів, що відробили, і більш раннє двофазне упорскування запальної дози палива.

При збільшенні дози запального палива підвищується стійкість процесу згоряння, при цьому утвориться більша кількість вогнищ запалення. Займистість запальної дози палива, оцінювана цетановим числом, незначно впливає на параметри дизеля.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

На режимах малих навантажень питома витрата теплоти, введеної в циліндр із газом (чи пропан-метан) і запальним паливом, більше, ніж у звичайному дизелі. Якщо в циліндр двигуна надходить збагачена пальна суміш ($\alpha < 1$), то питома витрата теплоти також є більшою в порівнянні з режимом великих навантажень.

Бідна суміш при роботі на пропані характеризується кращими показниками використання теплоти згоряння і великих меж займистості порівнянні із сумішшю при роботі на метані. Однак на великих навантаженнях дизеля, коли $\alpha < 1$, питомі витрати теплоти для порівнюваних газів малі і приблизно однакові. При оцінці газових палив необхідно враховувати, що надійна й економічна робота газових двигунів (особливо з турбонаддувом) досягається на газовому паливі з високими антидетонаційними якостями.

Пізніше були розроблені модифікації газодизельних двигунів для транспортних засобів, вироблених у деяких інших країнах. В конструкцію дизеля внесений ряд змін: додаються газовий змішувач, система збереження, регулювання і подачі газу, система взаємозалежного керування рейкою паливного насоса і газовим дозатором, а також система захисту двигуна від перевантажень і аварій у випадку виходу з ладу елементів системи постачання палива.

В даній кваліфікаційній роботі запропоновано зміну виду палива двигуна з удосконаленням системи мащення.

Мета роботи - дослідження індикаторних та ефективних показників газодизельного двигуна при зміні виду палива.

Завданням роботи є розрахунок робочого процесу газодизельного двигуна аналітичним методом. Визначення впливу виду палива на ефективні та індикаторні показники двигуна, що проектується, в порівнянні з двигуном-прототипом.

Об'єкт дослідження – газовий двигун 6ГЧН 19/23.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Опис конструкції базового двигуна

Опис двигуна-прототипу та його технічна характеристика

Двигун 6ГЧН19/23 призначений для установки разом з генератором на стаціонарних електростанціях в якості основного або резервного джерела живлення електроенергії змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з промисловою енергосистемою.

Фундаментна рама лита чавунна. В поперечних перегородках рами розташовані корінні підшипники колінчастого валу.

Блок циліндрів литий чавунний, симетричний щодо поздовжньої осі. Одна з бічних порожнин блоку служить ресивером наддувочного повітря, в іншій порожнини розташовані розподільний вал, штовхачі і штанги приводу клапанів. Блок циліндрів з'єднаний з фундаментною рамою шпильками і болтами, ущільнення здійснено гумовою прокладкою. У передньому відсіку блоку циліндрів розміщений шестерний привід агрегатів і розподільного валу. Втулка циліндрів лита чавунна, з присадкою хрому і нікелю, ущільнюється у верхній частині притиранням бурту до блоку циліндрів, в нижній частині - гумовими кільцями.

Кришка циліндра лита чавунна, індивідуальна на кожен циліндр. У кришці розміщені свічка запалювання, впускний, випускний і пусковий клапани. На кришці розташовані коромисла, пружини приводу клапанів і індикаторний кран.

Колінчастий вал сталевий, виготовлений методом згинання з висадкою, шийки валу загартовані ТВЧ. На передньому кінці валу закріплено шестерня приводу агрегатів.

Поршень литий чавунний, з присадкою хрому і нікелю, охолодження поршня збовтуванням. Палець поршня плаваючого типу, пустотілий, сталевий, зацементований і загартований. Поршневі кільця чавунні хромовані. Шатун сталевий штампований, стрижень шатуна двотаврового перетину. У верхній голівці шатуна запресована бронзова втулка, в нижній рознімної голівці розміщені

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шатунні вкладиші.

Розподільний вал розташований в бічній частині блоку циліндрів, сталевий, впускні і випускні кулачки виконані заодно з валом, цементувати і загартовані. Привід розподільного валу здійснюється від колінчастого валу через систему шестерень.

Паливна система газового двигуна із зовнішнім сумішоутворенням складається з блоку газової апаратури (регулятора тиску газу, регулятора співвідношення газ/повітря, фільтру газу і так далі), а також камери змішувача. Дана система забезпечує подачу газу під низьким тиском.

Система мащення двигуна циркуляційна під тиском з «мокрим» картером. Очищення масла проводиться в повно поточному фільтрі тонкого очищення, що встановлюється поза двигуном, і в реактивної центрифугі. Масло охолоджується водою в охолоджувачі масла. Автоматичне регулювання температури масла виконується терморегулятором.

Система охолодження двоконтурна: внутрішній контур - прісна вода. Втулки циліндрів, кришки циліндрів і турбокомпресор охолоджуються прісною водою. Прісна вода охолоджується в водо-водяному охолоджувачі забортної водою при автоматичному регулюванні температури прісної води терморегулятором. Забортною водою також охолоджуються наддувочне повітря і масло.

Пуск двигуна проводиться стиснутим повітрям.

Наддув двигуна здійснюється турбокомпресором, на вході повітря в турбокомпресор встановлений глушник шуму, на виході – охолоджувач наддувочного повітря, перед охолоджувачем повітря встановлюється граничний регулятор з повітряною заслінкою.

Управління двигуном проводиться системою ДАУ або з місцевого поста управління, розташованого безпосередньо на двигуні.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

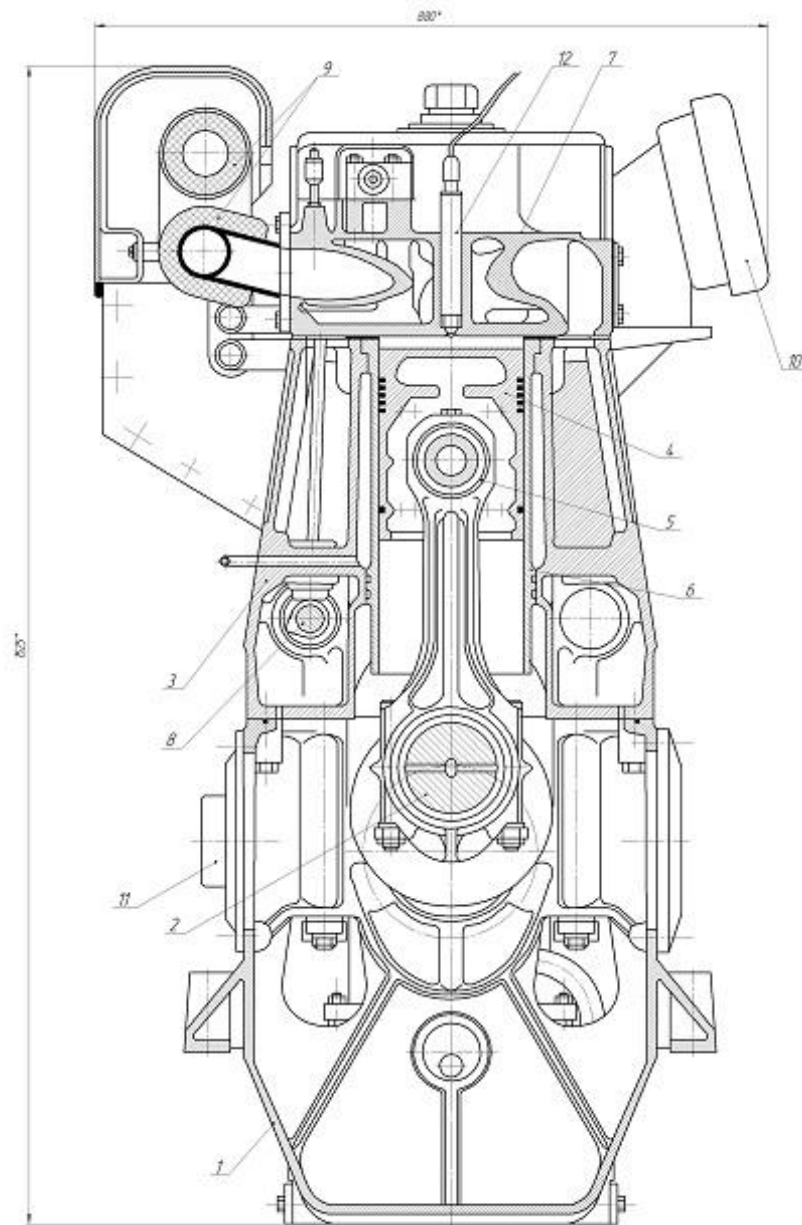


Рисунок 2.1 Двигун 6ГЧН 19/23

Технічна характеристика двигуна-прототипу 6ГЧН19/23

Ефективна потужність $P_e = 330$ кВт

Частота обертання колінчастого валу $n = 1000$ хв-1

Діаметр поршня $d = 190$ мм

Хід поршня $S = 230$ мм

Кількість циліндрів $i = 6$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна

2.1 Вимоги до проектованого двигуна

Метою проектування, що виконується в роботі, є перехід двигуна з використанням природного газу на інший тип запалювання горючої суміші та змінення типу системи мащення. Такі зміни дозволяють прогнозувати зменшення ефективної потужності проектованого двигуна.

Газові двигуни, зазвичай, створюють на базі двигунів, що випускаються серійно і працюють на рідкому паливі. При конвертації (переробці) на газоподібне паливо серійного двигуна його основні вузли і деталі залишаються без зміни. Головна відмінність газової модифікації двигуна від його базової моделі полягає в системах паливоподачі, запалювання горючої суміші і регулювання. Вимоги, що пред'являються до цих систем, залежать від призначення газового двигуна і якості газоподібного палива.

При упорскуванні в кінці стиснення в газоповітряну суміш дизельного палива відбувається запалення, як і в дизелі, горючої суміші з пари рідкого палива і повітря. Ця суміш має більш низьку температуру запалювання в порівнянні з газоповітряною сумішшю. Факел рідкого палива утворює в об'ємі газоповітряного заряду могутнє багато осередкове джерело запалення і турбулізації, що є достатнім для запалювання і ефективного згоряння бідних газоповітряних сумішей. При збереженні паливної апаратури базового дизеля мінімальна частка рідкого палива, що упорскується при роботі двигуна на газі з повним навантаженням визначається конструкцією і умовами стабільної роботи паливної апаратури при малих подачах і складає 15-20% повної циклової подачі при роботі на одному рідкому паливі. При меншій цикловій подачі палива збільшуються нерівномірність подач і їх пропуски.

Виконуємо розрахунки газодизельного двигуна 6ГЖЧН19/23 потужністю $P_e=300$ кВт.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Проведемо вибір і обґрунтування вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- 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 більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

- Ступінь стиску.

Ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12...18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8....12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих значеннях ε .

Приймаєм $\varepsilon = 14$.

- Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння дизельного палива знаходиться в межах $\alpha = 1,8 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля. Коефіцієнт надлишку повітря згоряння газового палива менший $\alpha = 1,1...1,8$ ([1] с. 32) і уточняється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. Приймаєм $\alpha = 1,61$. При $\alpha = 1,8...2,0$ робота двигуна стає нестабільною по причині пропуску запалювання бідної газоповітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- **Тиск наддуву** для дизельних двигунів сягає 0,3...0,4 МПа і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає 18...20 МПа.

Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо-повітряної суміші (ГПС) під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання.

В стаціонарних газових двигунах при ступені стиску $\varepsilon = 9...12,5$ допускається наддув до надлишкового тиску 0,055 МПа при охолодженні наддувочного повітря до температури, що не перебільшує більше, ніж на 10°C температуру навколишнього середовища. ([1] стор.74).

Приймаєм $P_v = 140$ кПа.

- **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 $\alpha_{\text{пер}} = 140...150^\circ$ дорівнює 1,1...1,2. Для газових двигунів із системою підготовки ГПС в змішувальній камері, розміщеній перед турбокомпресором, коефіцієнт продувки приймається не високим $\phi_a = 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів незначний $\alpha_{\text{пер}} \approx 70^\circ$.

- **Підігрів заряду свіжого повітря**, або газо-повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5...20^\circ\text{C}$ ([3] стор.56). Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

- **Коефіцієнти використання теплоти і повноти індикаторної діаграми.**

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках з робочого циклу і повноти індикаторної діаграми складають $\xi_z = 0.80...0.90$ і $\xi_b = 0.84...0.96$. ([3] стор.103). Для двигунів із обертами колінчатого валу $n = 750...1000$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0.75$ і $\xi_b = 0.96$.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 СОД рекомендується приймати $\lambda = 2,0 - 3,5$ ([2] с.41), приймаємо $\lambda = 2,2$.

- Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $50...120^{\circ}\text{C}$ ([3] стор.207).

- Температура залишкових газів.

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600...900 \text{ K}$. В розрахунку приймаємо $T_r = 820 \text{ K}$. ([3] стор.125).

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуванним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1.45...1,8$. ([3] стор.170).

Для розрахунку робочого циклу приймаємо $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Визначення параметрів робочого циклу газодизельного двигуна.

Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 300$	
Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{sw}} = 14.0$	[1, ст 8]
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹	$n = 1000$	
Число циліндрів	$i = 6$	
Тиск наддуву, в кПа	$p_B = 140$	
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$	

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.61$	[1, ст 8]
Тиск навколишнього середовища, в кПа	$p_a = 101.3$	[1, ст 9]
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$	[1, ст 9]
Підігрів свіжого заряду, в К	$\Delta T = 10$	[1, ст 9]
Температура відпрацьованих газів, в К	$T_r = 820$	[1, ст 9]
Максимальний тиск згоряння, кПа	$p_{\text{max}} = 11200$	[1, ст 9]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z = 0.75$	[1, ст 10]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0.96$	[1, ст 10]

Паливо рідке: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Нижча теплота згоряння рідкого палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

$$Q_{\text{н.р}} = [33.91 \cdot C + 105.6 \cdot H - 10.88 \cdot (O - S) - 2.514 \cdot W]$$

де $C_{\text{sw}} = 0.87$ - вміст вуглецю в паливі;

$H_{\text{sw}} = 0.126$ - вміст водню в паливі;

$O = 0.004$ - вміст кисню в паливі;

$S_{\text{sw}} = 0$ - вміст сірки в паливі;

$W_{\text{sw}} = 0.1$ - вміст вологи в паливі;

$$Q_{\text{н.р}} = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot C \\ 105.6 \cdot H \\ -10.88 \cdot (O - S) \\ -2.514 \cdot W \end{bmatrix} \cdot 10^3 = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot 0.87 \\ 105.6 \cdot 0.126 \\ -10.88 \cdot (0.004 - 0) \\ -2.514 \cdot 0.1 \end{bmatrix} \cdot 10^3 = 42512.38$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Газове паливо: Природний газ, ГОСТ 5542-87

Склад: у % в об'ємних долях

Метан	$\text{CH}_4 = 93$	$R_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0.93$
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 4$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0.04$
Пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 1$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 0.01$
Бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0.5$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \text{C}_4\text{H}_{10} \cdot 0.01 = 0.005$
Пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0.5$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = \text{C}_5\text{H}_{12} \cdot 0.01 = 0.005$
Двоокис вуглецю	$\text{CO}_2 = 0.1$	$R_{\text{CO}_2} = \text{CO}_2 \cdot 0.01 = 0.001$
Чадний газ	$\text{CO} = 0$	$R_{\text{CO}} = \text{CO} \cdot 0.01 = 0$
Азот	$\text{N}_2 = 0.9$	$R_{\text{N}_2} = \text{N}_2 \cdot 0.01 = 0.009$
Кисень	$\text{O}_2 = 0$	$R_{\text{O}_2} = \text{O}_2 \cdot 0.01 = 0$
Водень	$\text{H}_2 = 0$	$R_{\text{H}_2} = \text{H}_2 \cdot 0.01 = 0$

Перевірка суми складових компонентів газового палива, у %

$$\Sigma_{\text{к.п}} = \sum \begin{pmatrix} \text{CH}_4 \\ \text{C}_2\text{H}_6 \\ \text{C}_3\text{H}_8 \\ \text{C}_4\text{H}_{10} \\ \text{C}_5\text{H}_{12} \\ \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{N}_2 \\ \text{O}_2 \\ \text{H}_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 93 \\ 4 \\ 1 \\ 0.5 \\ 0.5 \\ 0.1 \\ 0 \\ 0.9 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

Найнижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³:

$$Q_{\text{н.г}} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot \text{H}_2 \\ 126.3 \cdot \text{CO} \\ 358.2 \cdot \text{CH}_4 \\ 637.3 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 \\ 912.3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 \\ 1186 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} \\ 1460 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 93 \\ 637.3 \cdot 4 \\ 912.3 \\ 1186 \cdot 0.5 \\ 1460 \cdot 0.5 \end{pmatrix} = 38097.1$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.3 Параметри процесу наповнення

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг рідкого палива,

в кмоль повітря /
кг палива

$$L_{0p.п} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right) = 0.495$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг газового палива, в

кмоль повітря /
кмоль газу

$$L_{0гп} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (R_{CO} + R_{H_2}) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot R_{CH_4} \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot R_{C_2H_6} \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot R_{C_3H_8} \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot R_{C_5H_{12}} \\ -O_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (0 + 0) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot 0.93 \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot 0.04 \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot 0.01 \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot 0.005 \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot 0.005 \\ -0 \end{bmatrix} = 10.107$$

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу

$$q = \frac{22.4 \cdot V_{сж}}{V_{г}}$$

де $V_{сж} = 0.505 \text{ кг / год}$ - масова витрата рідкого палива (приймаємо 3% від номінальної)

$V_{г} = 39 \text{ м}^3 / \text{год}$ - масова витрата газу (приймаємо $0,1 \text{ нм}^3 / \text{кВт}$)

$$q = \frac{22.4 \cdot V_{сж}}{V_{г}} = \frac{22.4 \cdot 0.505}{39} = 0.29$$

Кількість свіжого заряду, в кмоль / кмоль

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_{0гп} = 1 + 1.61 \cdot 10.107 = 17.273$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO₂

$$M_{CO_2} = q \cdot \frac{C}{12} + \sum \begin{pmatrix} R_{CO} \\ 1 \cdot R_{CH_4} \\ 2 \cdot R_{C_2H_6} \\ 3 \cdot R_{C_3H_8} \\ 4 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ 5 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ 5 \cdot R_{CO_2} \end{pmatrix} = 0.29 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.93 \\ 2 \cdot 0.04 \\ 3 \cdot 0.01 \\ 4.5 \times 10^{-3} \\ 5.5 \times 10^{-3} \\ 5.1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 1.111$$

Водяної пари H₂O

$$M_{H_2O} = \sum \begin{pmatrix} R_{H_2} \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot R_{CH_4} \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot R_{C_2H_6} \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot R_{C_3H_8} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ \frac{1}{2} \cdot q \cdot H \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0.93 \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 0.04 \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 0.01 \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 0.29 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 2.093$$

Кисню O₂

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (\alpha - 1) \cdot L_{0_{ГП}} \\ -q \cdot L_{0_{р.п}} \end{bmatrix} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (1.61 - 1) \cdot 10.107 \\ -0.29 \cdot 0.495 \end{bmatrix} = 1.265$$

Азоту N₂

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0_{ГП}} + R_{N_2} = 0.79 \cdot 1.61 \cdot 10.107 + 9 \times 10^{-3} = 12.864$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.111 \\ 2.093 \\ 1.265 \\ 12.864 \end{pmatrix} = 17.333$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 17.333 - 17.273 = 0.061$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{17.333}{17.273} = 1.004$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}$$

де $n_k = 1.6$ - показник політропи в компресорі;

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{140}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 330.797$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$\Delta T_{\text{int}} = 40$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{\text{int}} = 10 - 70$ К)

$$T_{\text{int}} = T_B - \Delta T_{\text{int}} = 330.797 - 40 = 290.797$$

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \cdot L_{0_Г.П} \cdot T_{\Gamma}}{1 + \alpha \cdot L_{0_Г.П}}$$

де $T_{\Gamma} = 310$ К - температура газу.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0гп} \cdot T_r}{1 + \alpha \cdot L_{0гп}} = \frac{290.797 + 1.61 \cdot 10.107 \cdot 310}{1 + 1.61 \cdot 10.107} = 308.888$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 140 - 3 = 137$$

Тиск газоповітряної суміші при зовнішньому сумішоутворенні дорівнює тиску наддуву, в кПа

$$p_{cm} = p_{int} = 137$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 140 = 133$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = 1.07 \cdot p_{int} = 1.07 \cdot 137 = 146.59$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{308.89 + 10}{820} \cdot \frac{146.59}{14 \cdot 133 - 146.59} = 0.03$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт залишкових газів знаходиться в діапазоні, $\gamma_r = (0,03...0,06)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_{cm} \cdot (\epsilon \cdot p_d - p_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \cdot (\epsilon - 1) \cdot p_{cm}} = \frac{308.888 \cdot (14 \cdot 133 - 146.59)}{(308.888 + 10) \cdot (14 - 1) \cdot 137} = 0.933$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт наповнення циліндру, знаходиться в діапазоні $\Phi_c = (0,85...0,95)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{308.888 + 10 + 0.033 \cdot 820}{1 + 0.033} = 335.006$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця впуску знаходиться в діапазоні $T_d = (310...350)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску обираємо згідно номограми, з [1, ст 15]

$$n_1 = 1.372$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 133 \cdot 14^{1.372} = 4969.805$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця стиснення знаходиться в діапазоні $p_c = (2900...7000)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 335.006 \cdot 14^{1.372-1} = 894.153$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця стиснення знаходиться в діапазоні $T_c = (700...1000)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.004 + 0.033}{1 + 0.033} = 1.003$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні $\beta = (1,001...1,010)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_{max}}{p_c} = \frac{11200}{4969.805} = 2.254$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, ступінь тиску при згоряння знаходиться в діапазоні $\lambda = (1,8...2,5)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_p = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p.p}}{L_{0гп}}} = \frac{1.61}{1 + 0.29 \cdot \frac{0.495}{10.107}} = 1.587$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня питома теплоємність свіжого заряду при $V=\text{const}$, в проміжку температур $0...t^{\circ}\text{C}$

$$C'_V = \left(\begin{array}{l} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \dots \\ + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} + R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \dots \\ + R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} + R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} + R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \dots \\ + R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} + \text{C} \cdot C_{V1} + \text{H} \cdot C_{V1} + \text{O} \cdot C_{V1} \end{array} \right) \cdot 4.18$$

де C_{VK} - питома середня мольна теплоємність компонента свіжого заряду та продуктів згоряння при даній температурі.

$C_{V3} = 29.31$ - для 3-х і багатоатомних компонентів;

$C_{V2} = 20.93$ - для 2-х атомних компонентів;

$C_{V1} = 12.56$ - для одноатомних компонентів.

$$C'_V = \sum \left(\begin{array}{l} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} \\ \text{C} \cdot C_{V1} \\ \text{H} \cdot C_{V1} \\ \text{O} \cdot C_{V1} \end{array} \right) \cdot 4.18 = \sum \left(\begin{array}{l} 0.93 \cdot 29.31 \\ 0.04 \cdot 29.31 \\ 0.01 \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 1 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 0.20.93 \\ 9 \times 10^{-3} \cdot 20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 4 \times 10^{-3} \cdot 12.56 \end{array} \right) \cdot 4.18 = 174.701$$

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:
двоокису вуглецю:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} = \frac{1.111}{17.333} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{CO}_2} \cdot 100 = 6.4$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2.093}{17.333} = 0.121 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 12.077$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.265}{17.333} = 0.073 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 7.296$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{12.864}{17.333} = 0.742 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 74.2$$

Середня питома теплоємність продуктів згоряння при $V=\text{const}$, в проміжку температур $0...t^\circ\text{C}$

$$C''_V = (R_{CO_2} \cdot C_{V3} + R_{N_2} \cdot C_{V2} + R_{O_2} \cdot C_{V2} + R_{H_2O} \cdot C_{V3}) \cdot 4.18 = 93.963$$

Максимальна температура циклу, в К

$$T_z = \frac{\left[\frac{\xi_z \cdot (22.4 \cdot Q_{H.г} + q \cdot Q_{H.р})}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0гп})} + \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} \right]}{C''_V}$$

$$\text{де } A = \xi_z \cdot (22.4 \cdot Q_{H.г} + q \cdot Q_{H.р}) = 0.75 \cdot (22.4 \cdot 38097.1 + 0.29 \cdot 42512.38) = 649279.358$$

$$B = [\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0гп})] = 1.003 \cdot (1 + 0.033) \cdot (1 + 1.61 \cdot 10.107) = 17.907$$

$$C = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{174.701 \cdot 894.153}{1.003} = 155680.485$$

$$T_z = \frac{\left(\frac{A}{B} + C \right)}{C''_V} = \frac{\frac{649279.358}{17.907} + 155680.485}{93.963} = 2042.705$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця згоряння знаходиться в діапазоні $T_z = (2000...2300)\text{К}$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.003 \cdot 2042.705}{2.254 \cdot 894.153} = 1.017$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1.017} = 13.764$$

Середній показник політропи розширення, обираємо згідно номограми з джерела [1, ст. 20]

$$n_2 = 1.226$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11200}{13.764^{1.226}} = 449.908$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (200 \dots 600)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2042.705}{13.764^{1.226-1}} = 1129.407$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (900 \dots 1300)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1129.407}{\sqrt[3]{\frac{449.908}{146.59}}} = 777.16$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|820 - 777.16|}{820} \cdot 100 = 5.224$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D)$$

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{4969.805}{14 - 1} = 382.293$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\underline{B} = \lambda \cdot (\rho - 1) = 2.254 \cdot (1.017 - 1) = 0.039$$

$$\underline{C} = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{2.254 \cdot 1.017}{1.226 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13.764^{1.226 - 1}} \right) = 4.535$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.372 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{14^{1.372 - 1}} \right) = 1.681$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 382.293 \cdot (0.039 + 4.535 - 1.681) = 1105.796$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 1105.796 = 1061.564$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній теоретичний індикаторний тиск знаходиться в діапазоні $p_{mi} = (950 \dots 1800)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\P}) \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{p_{cm} \cdot \Phi_c \cdot (22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} \cdot 4.186$$

$$\text{де } \underline{A} = \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\P})}{(22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} = \frac{1 + 1.61 \cdot 10.11}{22.4 \cdot 3.81 \times 10^4 + 0.29 \cdot 4.25 \times 10^4} = 2 \times 10^{-5}$$

$$\underline{B} = \frac{T_{cm} \cdot p_{mi}}{(p_{cm} \cdot \Phi_c)} = \frac{308.888 \cdot 1.062 \times 10^3}{137 \cdot 0.933} = 2.565 \times 10^3$$

$$\eta_i = 1.985 \cdot A \cdot B \cdot 4.186 = 1.985 \cdot 1.995 \times 10^{-5} \cdot 2.565 \times 10^3 \cdot 4.186 = 0.425$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, індикаторний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_i = (0.40 \dots 0.50)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Доля теплоти уведеної рідким паливом

$$\underline{q} = \frac{V_{сж} \cdot Q_{H,p}}{(V_{\Gamma} \cdot Q_{H,\Gamma} + V_{сж} \cdot Q_{H,p})} = \frac{0.505 \cdot 42512.38}{39 \cdot 38097.1 + 0.505 \cdot 42512.38} = 0.014$$

Питома індикаторна витрата палива, в м³ / (кВт год)

$$V_i = \frac{632 \cdot (1 - q)}{\eta_i \cdot Q_{H,\Gamma}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot (1 - 0.014)}{0.425 \cdot 38097.1} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.218$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\text{кг} / (\text{кВт год})$

$$b_i = \frac{632 \cdot q}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot 0.014}{0.425 \cdot 42512.38} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.003$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в $\text{м} / \text{с}$

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30}$$

де $S_{пр} = 0.23$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.23 \cdot 1000}{30} = 7.667$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср})$$

де $a_m = 0.088$ - емпіричні коефіцієнти в формулі механічних втрат, що залежать від конструктивних особливостей двигунів;
 $b_m = 0.0118$

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 7.667) \cdot 10^3 = 178.467$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1.062 \times 10^3 - 178.467 = 883.097$$

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{883.097}{1061.564} = 0.832$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.425 \cdot 0.832 = 0.354$$

Питома ефективна витрата газового палива, в $\text{м}^3 / (\text{кВт год})$

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_M} = \frac{0.218}{0.832} = 0.262$$

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\text{кг} / (\text{кВт год})$

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.003}{0.832} = 0.003$$

Годинна витрата газу, в $\text{м}^3 / \text{год}$

$$B_T = V_e \cdot P_e = 0.262 \cdot 300 = 78.749$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Годинна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{\text{гол}}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 3.399 \times 10^{-3} \cdot 300 = 1.02$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{300 \cdot 10^3}{883.097 \cdot 1000} = 40.766$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{40.766}{6} = 6.794$$

Діаметр циліндру, в мм

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s \cdot d_{пр}}{\pi \cdot S_{пр}}}$$

де $d_{пр} = 0.19$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s \cdot d_{пр}}{\pi \cdot S_{пр}}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 6.794 \cdot 0.19}{\pi \cdot 0.23}} = 192.616 \text{ або в м } d \cdot 10^{-3} = 0.193$$

Хід поршня

$$S = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} \cdot d = \frac{0.23}{0.19} \cdot 192.616 = 233.167 \text{ або в м } S \cdot 10^{-3} = 0.233$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра

Діаметр циліндру, в мм $\underline{d} = 190$

Хід поршня, в мм $\underline{S} = 230$

Літраж двигуна, в л

$$\underline{V}_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 190^2 \cdot 230 \cdot 6}{4 \cdot 10^6} = 39.127$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = \frac{883.097 \cdot 39.127 \cdot 1 \times 10^3}{30 \cdot 4 \cdot 1 \times 10^3} = 287.941$$

Отримана величина відрізняється від заданої на, у %

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |287.941 - 300|}{287.941 + 300} \cdot 100 = 4.102$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна

2.3.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

2.3.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_{\Gamma} \cdot Q_{H.\Gamma} + B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{78.749 \cdot 38097.1 + 1.02 \cdot 42512.38}{3.6} = 845409.81$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.2.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 300 = 300000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{300000}{845409.81} \cdot 100 = 35.486$$

перевірка:

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 845409.810 \cdot 0.354 = 299112.319$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{300000 - 299112.319}{300000} \cdot 100 = 0.296$$

2.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H}$$

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в Дж / с

$W_{нап} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці наповнення

$W_{ст} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці стиску

$W_{г.р} = 0.06$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{вип} = 0.03$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$Q_w = \sum \begin{pmatrix} -W_{нап} \\ W_{ст} \\ W_{г.р} \\ W_{вип} \end{pmatrix} \cdot Q_{п} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.06 \\ 0.03 \end{pmatrix} \cdot 845409.81 = 76086.883$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра, в Дж / с

$$Q_{т.п} = 1000 \cdot P_{п}$$

де $P_{п}$ - потужність тертя поршня; кВт

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

$p_{ср.т}$ - середній тиск тертя поршня; кПа

$$p_{ср.т} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 178.467 = 107.08$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{св} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = \frac{\pi \cdot 190.000^{2.000}}{4.000 \cdot 10.000^{9.000}} \cdot 230.000 = 6.521 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{п} = \frac{p_{ср.т} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = \frac{107.08 \cdot 6.521 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 34.914$$

$$\text{Тоді } Q_{т.п} = 1000 \cdot P_{п} = 1000 \cdot 34.914 = 34914.296$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот, в Дж / с

$$Q'_B = Q_w + Q_{т.п} = 76086.883 + 34914.296 = 111001.179$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B}$$

де $K = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

$C_{mB} = 4.19 \text{ Дж / кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{111001.179 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.003$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи;

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу;

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{3.179 \times 10^{-3} \cdot 98}{0.9} = 0.346$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 0.346 = 346.161$$

Відповідно, теплота яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж / с

$$Q_B = \sum \begin{pmatrix} Q_W \\ Q_{T.П} \\ Q_{B.H} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 76086.883 \\ 34914.296 \\ 346.161 \end{pmatrix} = 111347.34$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{111347.34}{845409.81} \cdot 100 = 13.171$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 820 - 273 = 547$$

Температура на початку стиску, в °С

$$t_d = T_d - 273 = 335.006 - 273 = 62.006$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ізобарна теплоємність продуктів згорання, в кДж/ (кг К)

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 547 = 33.683$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/ (кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 62.006 = 29.124$$

2.2.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / °C

Теплота відведена з газами що отримані при згорянні газу, в Дж / °C

$$Q_{г.г} = \frac{B_r}{3.6 \cdot 22.4} \cdot [M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - q) - M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q)]$$

де $A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - q) = 17.333 \cdot 33.683 \cdot 547 \cdot (1 - 0.014) = 3.148 \times 10^5$

$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q) = 17.273 \cdot 29.124 \cdot 62.006 \cdot (1 - 0.014) = 3.075 \times 10^4$

$$Q_{г.г} = \frac{B_r}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{78.749}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (314806.414 - 30746.942) = 277399.852$$

Теплота відведена з газами отриманими при згорянні рідкого палива, в Дж/°C

$$Q_{г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot q - M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot q)$$

де $A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - q) = 17.333 \cdot 33.683 \cdot 547 \cdot (1 - 0.014) = 3.148 \times 10^5$

$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q) = 17.273 \cdot 29.124 \cdot 62.006 \cdot (1 - 0.014) = 3.075 \times 10^4$

$$Q_{г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{1.02}{3.6} \cdot (314806.414 - 30746.942) = 80460.183$$

Тоді, теплота що виноситься випускними газами, в Дж / °C

$$Q_{г} = Q_{г.г} + Q_{г.р} = 277399.852 + 80460.183 = 357860.035$$

у відсотковому відношенні

$$q_{г} = \frac{Q_{г}}{Q_{п}} \cdot 100 = \frac{357860.035}{845409.81} \cdot 100 = 42.33$$

2.2.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж/°C

$$Q_{M1} = Q_w + Q_{MD} - Q_B$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}}$$

де $\Delta_{\text{мд}}$ - доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{178.467}{1061.564} \cdot 0.425 = 0.072$$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.072 \cdot 845409.81 = 60448.14$$

Тоді, теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж/с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 76086.883 + 60448.14 - 111347.34 = 25187.683$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{тм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

$\rho_{\text{м}} = 900$ кг / м³ - густина мастила

$C_{\text{тм}} = 2.094$ Дж / кг - середня теплоємність масла;

$\Delta T_{\text{м}} = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{тм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 2519 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 3.341 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot P_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3}$$

де $P_0 = 0.4 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{\text{м.н}} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot P_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{3.341 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.671$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на привід насоса мащення, в Дж / с

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 1.671 = 1670.625$$

Тоді загальна теплота що відводиться з маслом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 25187.683 + 1670.625 = 26858.308$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{26858.308}{845409.81} \cdot 100 = 3.177$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = 845409.81 - \sum \begin{pmatrix} 300000 \\ 111347.34 \\ 357860.035 \\ 26858.308 \end{pmatrix} = 49344.127$$

у відсотковому відношенні

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{49344.127}{845409.81} \cdot 100 = 5.837$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в $\text{Дж} / \text{с}$	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 845409.8$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 300000.0$	$q_e = 35.486$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 357860.0$	$q_{\Gamma} = 42.33$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 111347.3$	$q_B = 13.171$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 26858.3$	$q_M = 3.177$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 49344.1$	$q_{HB} = 5.837$	до 3%
Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу			

$$q_{\Sigma} = \sum \begin{pmatrix} q_e \\ q_{\Gamma} \\ q_B \\ q_M \\ q_{HB} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 35.486 \\ 42.33 \\ 13.171 \\ 3.177 \\ 5.837 \end{pmatrix} = 100$$

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

2.4.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

$\phi = 0, \Delta\phi \dots 720$ - розрахунковий діапазон значень кута повороту;

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_{c'} = \frac{V_s}{\epsilon - 1} = \frac{6.521 \times 10^{-3}}{14 - 1} = 5.016 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

Повний об'єм циліндру

$$V_{a'} = V_s + V_{c'} = 6.521 \times 10^{-3} + 5.016 \times 10^{-4} = 7.023 \times 10^{-3} \text{ м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 5.016 \times 10^{-4} \cdot 1.017 = 5.102 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$\lambda_{кр} = 0.268$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \phi \cdot \text{deg}))$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\phi) = V_{c'} + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\phi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \phi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \phi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_d * (V_a' / V(\phi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\phi) < V_z' \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\phi) < \text{та } \phi < 540 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_{\max} / (V(\phi) / V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \phi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в м^3 ,

p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00050$	$p(0) = 133$	$V(180) = 0.00702$	$p(180) = 133$
$V(10) = 0.00056$	$p(10) = 133$	$V(190) = 0.00699$	$p(190) = 133.951$
$V(20) = 0.00075$	$p(20) = 133$	$V(200) = 0.00688$	$p(200) = 136.876$
$V(30) = 0.00105$	$p(30) = 133$	$V(210) = 0.0067$	$p(210) = 142.009$
$V(40) = 0.00144$	$p(40) = 133$	$V(220) = 0.00644$	$p(220) = 149.771$
$V(50) = 0.00192$	$p(50) = 133$	$V(230) = 0.00611$	$p(230) = 160.835$
$V(60) = 0.00246$	$p(60) = 133$	$V(240) = 0.00572$	$p(240) = 176.237$
$V(70) = 0.00303$	$p(70) = 133$	$V(250) = 0.00526$	$p(250) = 197.564$
$V(80) = 0.00362$	$p(80) = 133$	$V(260) = 0.00475$	$p(260) = 227.285$
$V(90) = 0.0042$	$p(90) = 133$	$V(270) = 0.0042$	$p(270) = 269.333$
$V(100) = 0.00475$	$p(100) = 133$	$V(280) = 0.00362$	$p(280) = 330.183$
$V(110) = 0.00526$	$p(110) = 133$	$V(290) = 0.00303$	$p(290) = 420.888$
$V(120) = 0.00572$	$p(120) = 133$	$V(300) = 0.00246$	$p(300) = 561.042$
$V(130) = 0.00611$	$p(130) = 133$	$V(310) = 0.00192$	$p(310) = 786.545$
$V(140) = 0.00644$	$p(140) = 133$	$V(320) = 0.00144$	$p(320) = 1163.942$
$V(150) = 0.0067$	$p(150) = 133$	$V(330) = 0.00105$	$p(330) = 1809.265$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

V(160) = 0.00688	p(160) = 133	V(340) = 0.00075	p(340) = 2865.338
V(170) = 0.00699	p(170) = 133	V(350) = 0.00056	p(350) = 4228.155
V(360) = 0.0005	p(360) = 4969.805	V(540) = 0.00702	p(540) = 449.908
V(370) = 0.00056	p(370) = 9898.229	V(550) = 0.00699	p(550) = 146.59
V(380) = 0.00075	p(380) = 6991.395	V(560) = 0.00688	p(560) = 146.59
V(390) = 0.00105	p(390) = 4635.944	V(570) = 0.0067	p(570) = 146.59
V(400) = 0.00144	p(400) = 3125.742	V(580) = 0.00644	p(580) = 146.59
V(410) = 0.00192	p(410) = 2202.205	V(590) = 0.00611	p(590) = 146.59
V(420) = 0.00246	p(420) = 1628.334	V(600) = 0.00572	p(600) = 146.59
V(430) = 0.00303	p(430) = 1259.501	V(610) = 0.00526	p(610) = 146.59
V(440) = 0.00362	p(440) = 1013.92	V(620) = 0.00475	p(620) = 146.59
V(450) = 0.0042	p(450) = 845.185	V(630) = 0.0042	p(630) = 146.59
V(460) = 0.00475	p(460) = 726.236	V(640) = 0.00362	p(640) = 146.59
V(470) = 0.00526	p(470) = 640.755	V(650) = 0.00303	p(650) = 146.59
V(480) = 0.00572	p(480) = 578.575	V(660) = 0.00246	p(660) = 146.59
V(490) = 0.00611	p(490) = 533.175	V(670) = 0.00192	p(670) = 146.59
V(500) = 0.00644	p(500) = 500.277	V(680) = 0.00144	p(680) = 146.59
V(510) = 0.0067	p(510) = 477.046	V(690) = 0.00105	p(690) = 146.59
V(520) = 0.00688	p(520) = 461.608	V(700) = 0.00075	p(700) = 146.59
V(530) = 0.00699	p(530) = 452.781	V(710) = 0.00056	p(710) = 146.59

Визначення параметрів циклу на основі даних з індикаторної діаграми.

Індикаторна робота робочого циклу в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 7121.036$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{7121.036}{0.007 \cdot 1000} = 1091.989$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$P_{mi.д} = P_{mi.т} \cdot \xi = 1091.989 \cdot 0.96 = 1048.309$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$P_{mi.ср} = \frac{P_{mi} + P_{mi.д}}{2} = \frac{1061.564 + 1048.309}{2} = 1054.937$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta P_{mi} = \left| \frac{P_{mi} - P_{mi.д}}{P_{mi.ср}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1061.564 - 1048.309}{1054.937} \right| \cdot 100 = 1.256$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 20^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

$\Delta\phi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\phi_1 = 10^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\Delta\phi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 124^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 17^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 17^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 124^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

Z_d - точка максимального тиску газів;

$[AB] = 250$ - відстань від точки А до точки В на діаграмі;

$m_p = 50 \text{ кПа} / \text{мм}$ - масштаб тиску

$\text{deg} = \frac{\pi}{180} \text{ рад} / ^\circ$ - перевідна величина

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

$$x(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{\text{кр}}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi))$$

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

$$l(\phi) = x(\phi) \cdot \frac{[AB]}{2}$$

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.076$	$l(c') = 9.5 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.019$	$l(f) = 2.4 \text{ мм}$
точка $\Delta\varphi_2$	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.651$	$l(b'') = 206.4 \text{ мм}$
точка r'	$x(r') = 0.055$	$l(r') = 6.9 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.055$	$l(r'') = 6.9 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.651$	$l(d') = 206.4 \text{ мм}$

Інші параметри точок на діаграмі

Ордината точки r

$$\frac{p_r}{m_p} = \frac{147}{50} = 3 \text{ мм}$$

Тиск газів у ВМТ

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4969.805 = 5963.765 \text{ кПа}$$

Ордината точки c''

$$\frac{p''_c}{m_p} = \frac{5963.765}{50} = 119.275 \text{ мм}$$

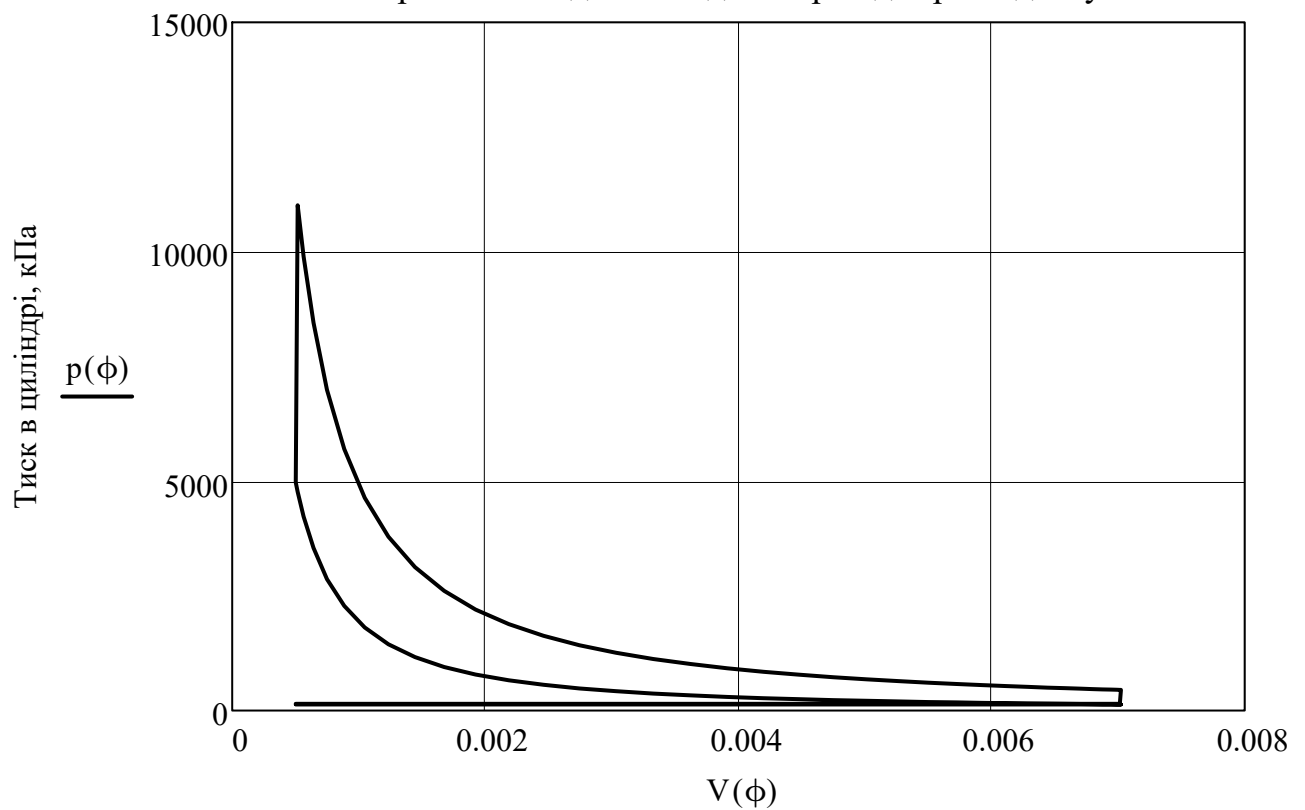
Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = p_{\max} = 11200 \text{ кПа}$$

Ордината точки z_d

$$\frac{p_{zd}}{m_p} = \frac{11200}{50} = 224 \text{ мм}$$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



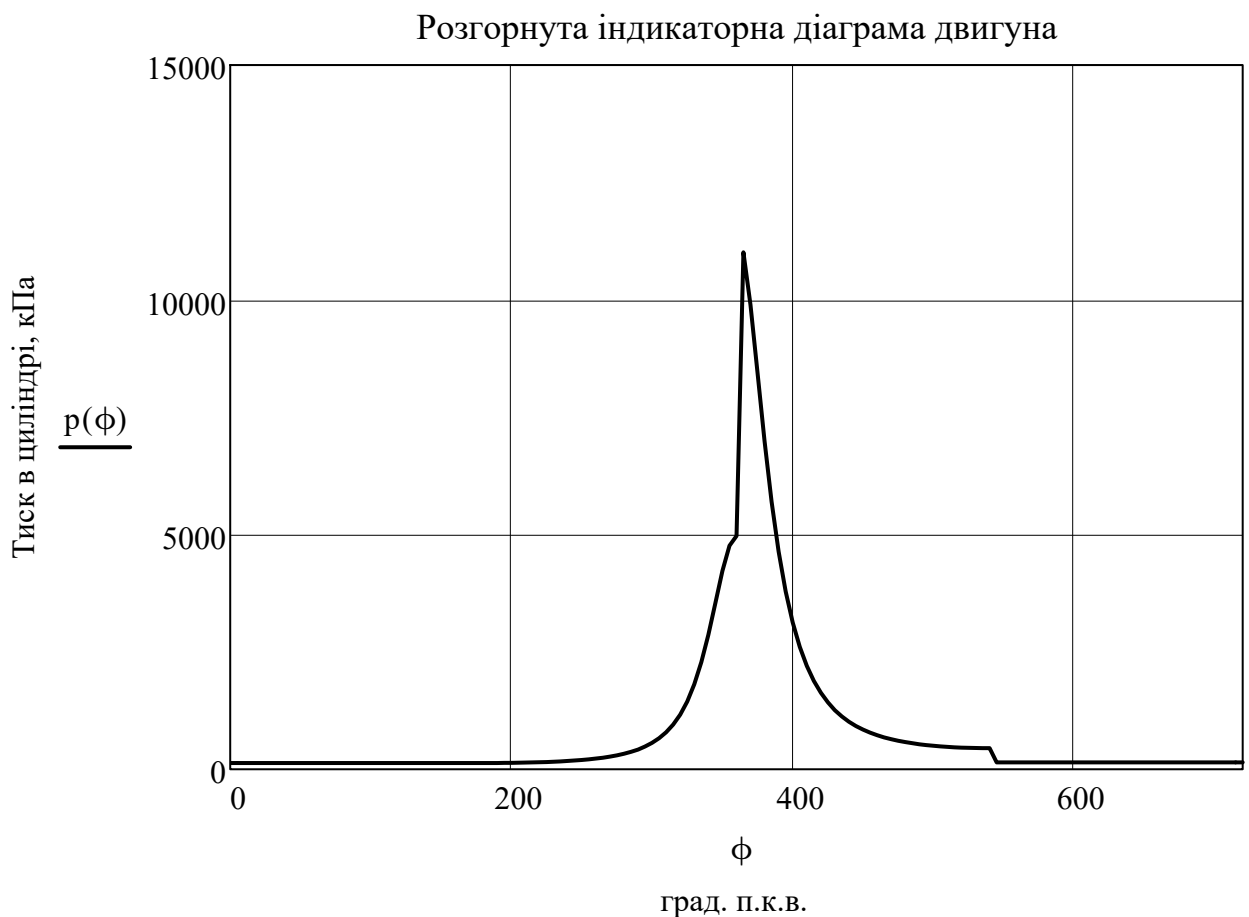
Поточний об'єм циліндру, в м³

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ

Лист

38



2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів і від сил інерції. За цим силам виробляються розрахунки основних деталей на міцність і зношення, а також визначення нерівномірності крутного моменту і ступеня нерівномірності ходу двигуна. Під час роботи двигуна на деталі кривошипно-шатунного механізму діють: сили від тиску газів в циліндрі; сили інерції зворотно-поступально рухомих мас; відцентрові сили; сили від тиску на поршень з боку картера і сили тяжіння.

Протягом кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунний механізм, безперервно змінюються за величиною і напрямком. Тому для визначення характеру зміни цих сил по куту повороту колінчастого вала їх величини визначають для ряду окремих положень вала.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, на основі наступних допущень:

- кривошипно-шатунний механізм виконаний за аксіальною схемою;
- напрям дії сил відбувається по нормалі до діючої поверхні;

					<i>ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

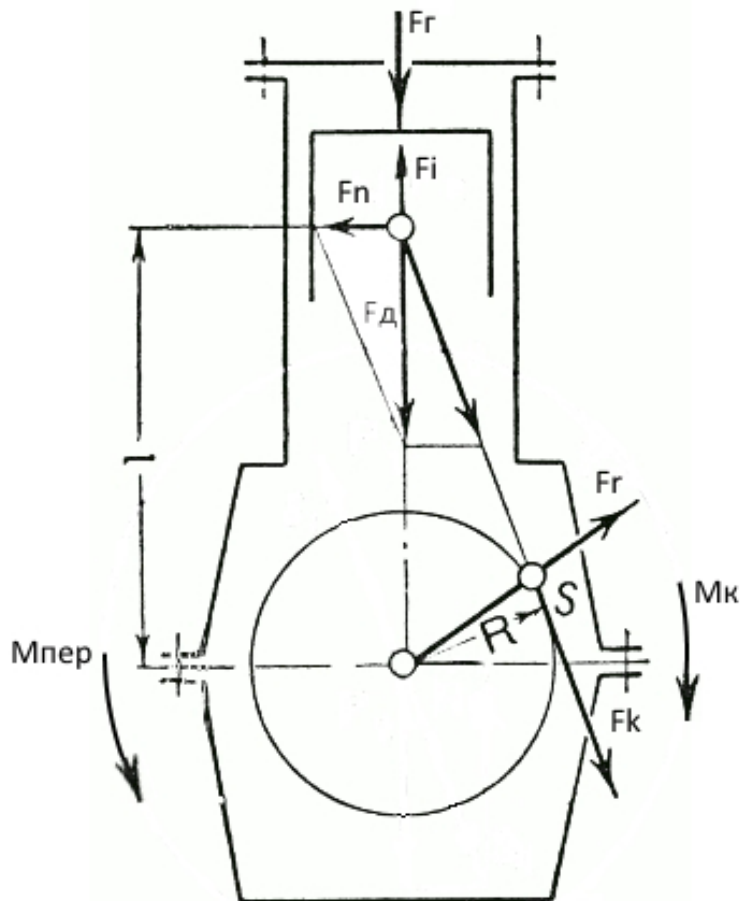


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{II} = 2.04$ кг - маса комплекту поршня

$m_{III} = 4.34$ кг - маса шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{II} + \frac{1}{3} \cdot m_{III} = 2.04 + \frac{1}{3} \cdot 4.34 = 3.487$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{S}{2 \cdot 10^3} = \frac{230}{2 \cdot 10^3} = 0.115$$

Довжина шатуна

$$l_{III} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.115}{0.268} = 0.429$$

Площа поршня, в м²

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ

Лист

40

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 190^2}{4 \cdot 10^6} = 0.028$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104.72$$

Кут обертання колінчастого валу

$\phi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\phi = 5^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шагуна

$$\beta'(\phi) = \arcsin(\lambda_{кр} \cdot \sin(\phi \cdot \deg))$$

Сили тиску газу

$$F_r(\phi) = (p(\phi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\phi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi \cdot \deg) + \lambda_{кр} \cdot \cos(2 \cdot \deg \cdot \phi)) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\phi) = F_r(\phi) + F_i(\phi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\phi) = F_d(\phi) \cdot \tan(\beta'(\phi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\cos(\phi \cdot \deg + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\sin(\phi \cdot \deg + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_k(\phi) = F_k(\phi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\phi) = -M_k(\phi)$$

Момент двигуна, що перекидає

$$M_{пер}(\phi) = -F_n(\phi) \cdot (r \cdot \cos(\phi \cdot \deg) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\phi)))$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м, в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$$F_r(0) = 0.899 \quad F_i(0) = -5.576 \quad F_d(0) = -4.677 \quad M_k(0) = 0.000$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$F_r(30) = 0.899$	$F_i(30) = -4.397$	$F_d(30) = -3.498$	$M_K(30) = -0.248$
$F_r(60) = 0.899$	$F_i(60) = -1.609$	$F_d(60) = -0.711$	$M_K(60) = -0.081$
$F_r(90) = 0.899$	$F_i(90) = 1.178$	$F_d(90) = 2.077$	$M_K(90) = 0.239$
$F_r(120) = 0.899$	$F_i(120) = 2.788$	$F_d(120) = 3.687$	$M_K(120) = 0.317$
$F_r(150) = 0.899$	$F_i(150) = 3.219$	$F_d(150) = 4.118$	$M_K(150) = 0.181$
$F_r(180) = 0.899$	$F_i(180) = 3.219$	$F_d(180) = 4.117$	$M_K(180) = 0.000$
$F_r(210) = 1.154$	$F_i(210) = 3.219$	$F_d(210) = 4.373$	$M_K(210) = -0.193$
$F_r(240) = 2.125$	$F_i(240) = 2.788$	$F_d(240) = 4.912$	$M_K(240) = -0.422$
$F_r(270) = 4.764$	$F_i(270) = 1.178$	$F_d(270) = 5.943$	$M_K(270) = -0.683$
$F_r(300) = 13.035$	$F_i(300) = -1.609$	$F_d(300) = 11.426$	$M_K(300) = -1.295$
$F_r(330) = 48.426$	$F_i(330) = -4.397$	$F_d(330) = 44.029$	$M_K(330) = -3.125$
$F_r(360) = 138.036$	$F_i(360) = -5.576$	$F_d(360) = 132.461$	$M_K(360) = -0.000$
$F_r(390) = 128.57$	$F_i(390) = -4.397$	$F_d(390) = 124.173$	$M_K(390) = 8.812$
$F_r(420) = 43.296$	$F_i(420) = -1.609$	$F_d(420) = 41.686$	$M_K(420) = 4.724$
$F_r(450) = 21.091$	$F_i(450) = 1.178$	$F_d(450) = 22.27$	$M_K(450) = 2.561$
$F_r(480) = 13.532$	$F_i(480) = 2.788$	$F_d(480) = 16.32$	$M_K(480) = 1.401$
$F_r(510) = 10.653$	$F_i(510) = 3.219$	$F_d(510) = 13.872$	$M_K(510) = 0.611$
$F_r(540) = 9.884$	$F_i(540) = 3.219$	$F_d(540) = 13.103$	$M_K(540) = 0.000$
$F_r(570) = 1.284$	$F_i(570) = 3.219$	$F_d(570) = 4.503$	$M_K(570) = -0.198$
$F_r(600) = 1.284$	$F_i(600) = 2.788$	$F_d(600) = 4.072$	$M_K(600) = -0.35$
$F_r(630) = 1.284$	$F_i(630) = 1.178$	$F_d(630) = 2.463$	$M_K(630) = -0.283$
$F_r(660) = 1.284$	$F_i(660) = -1.609$	$F_d(660) = -0.325$	$M_K(660) = 0.037$
$F_r(690) = 1.284$	$F_i(690) = -4.397$	$F_d(690) = -3.113$	$M_K(690) = 0.221$
$F_r(720) = 1.284$	$F_i(720) = -5.576$	$F_d(720) = -4.291$	$M_K(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

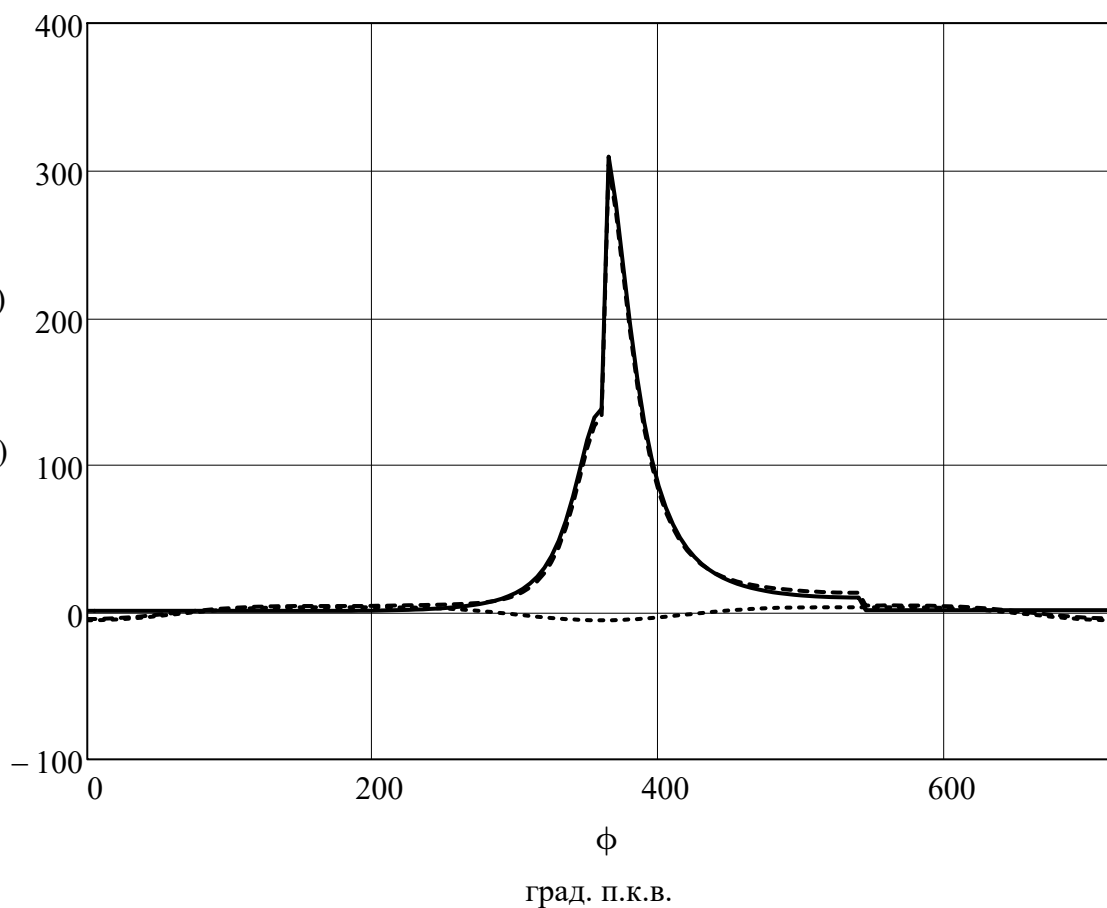
$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -4.677$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -0.473$	$F_r(30) = -2.793$	$F_k(30) = -2.159$	$M_{пер}(30) = 0.248$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

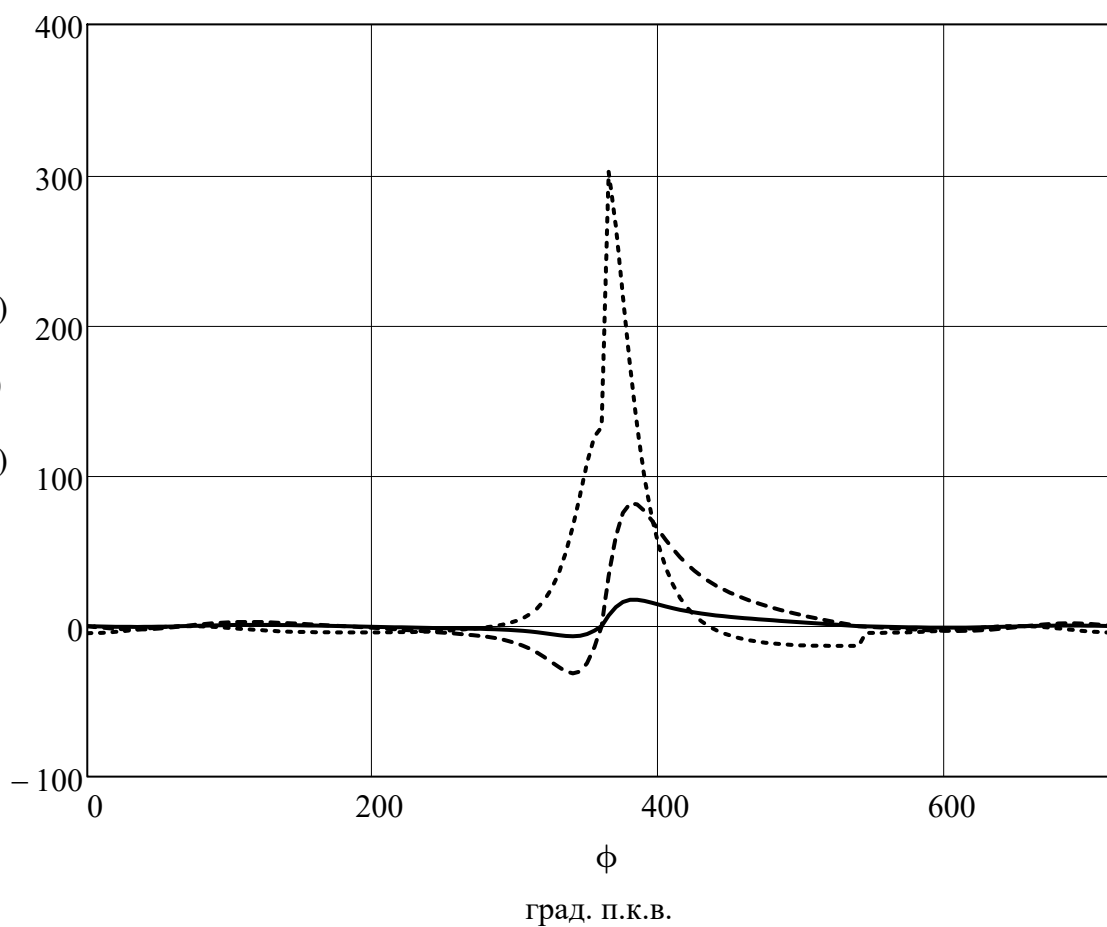
$F_n(60) = -0.17$	$F_r(60) = -0.208$	$F_k(60) = -0.7$	$M_{пер}(60) = 0.081$
$F_n(90) = 0.578$	$F_r(90) = -0.578$	$F_k(90) = 2.077$	$M_{пер}(90) = -0.239$
$F_n(120) = 0.88$	$F_r(120) = -2.605$	$F_k(120) = 2.753$	$M_{пер}(120) = -0.317$
$F_n(150) = 0.557$	$F_r(150) = -3.844$	$F_k(150) = 1.577$	$M_{пер}(150) = -0.181$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -4.117$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.591$	$F_r(210) = -4.083$	$F_k(210) = -1.674$	$M_{пер}(210) = 0.193$
$F_n(240) = -1.172$	$F_r(240) = -3.471$	$F_k(240) = -3.668$	$M_{пер}(240) = 0.422$
$F_n(270) = -1.653$	$F_r(270) = -1.653$	$F_k(270) = -5.943$	$M_{пер}(270) = 0.683$
$F_n(300) = -2.726$	$F_r(300) = 3.352$	$F_k(300) = -11.258$	$M_{пер}(300) = 1.295$
$F_n(330) = -5.954$	$F_r(330) = 35.153$	$F_k(330) = -27.17$	$M_{пер}(330) = 3.125$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 132.461$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 16.791$	$F_r(390) = 99.142$	$F_k(390) = 76.628$	$M_{пер}(390) = -8.812$
$F_n(420) = 9.947$	$F_r(420) = 12.229$	$F_k(420) = 41.075$	$M_{пер}(420) = -4.724$
$F_n(450) = 6.195$	$F_r(450) = -6.195$	$F_k(450) = 22.27$	$M_{пер}(450) = -2.561$
$F_n(480) = 3.894$	$F_r(480) = -11.532$	$F_k(480) = 12.186$	$M_{пер}(480) = -1.401$
$F_n(510) = 1.876$	$F_r(510) = -12.952$	$F_k(510) = 5.312$	$M_{пер}(510) = -0.611$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -13.103$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.609$	$F_r(570) = -4.204$	$F_k(570) = -1.724$	$M_{пер}(570) = 0.198$
$F_n(600) = -0.972$	$F_r(600) = -2.877$	$F_k(600) = -3.041$	$M_{пер}(600) = 0.35$
$F_n(630) = -0.685$	$F_r(630) = -0.685$	$F_k(630) = -2.463$	$M_{пер}(630) = 0.283$
$F_n(660) = 0.078$	$F_r(660) = -0.095$	$F_k(660) = 0.32$	$M_{пер}(660) = -0.037$
$F_n(690) = 0.421$	$F_r(690) = -2.486$	$F_k(690) = 1.921$	$M_{пер}(690) = -0.221$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -4.291$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

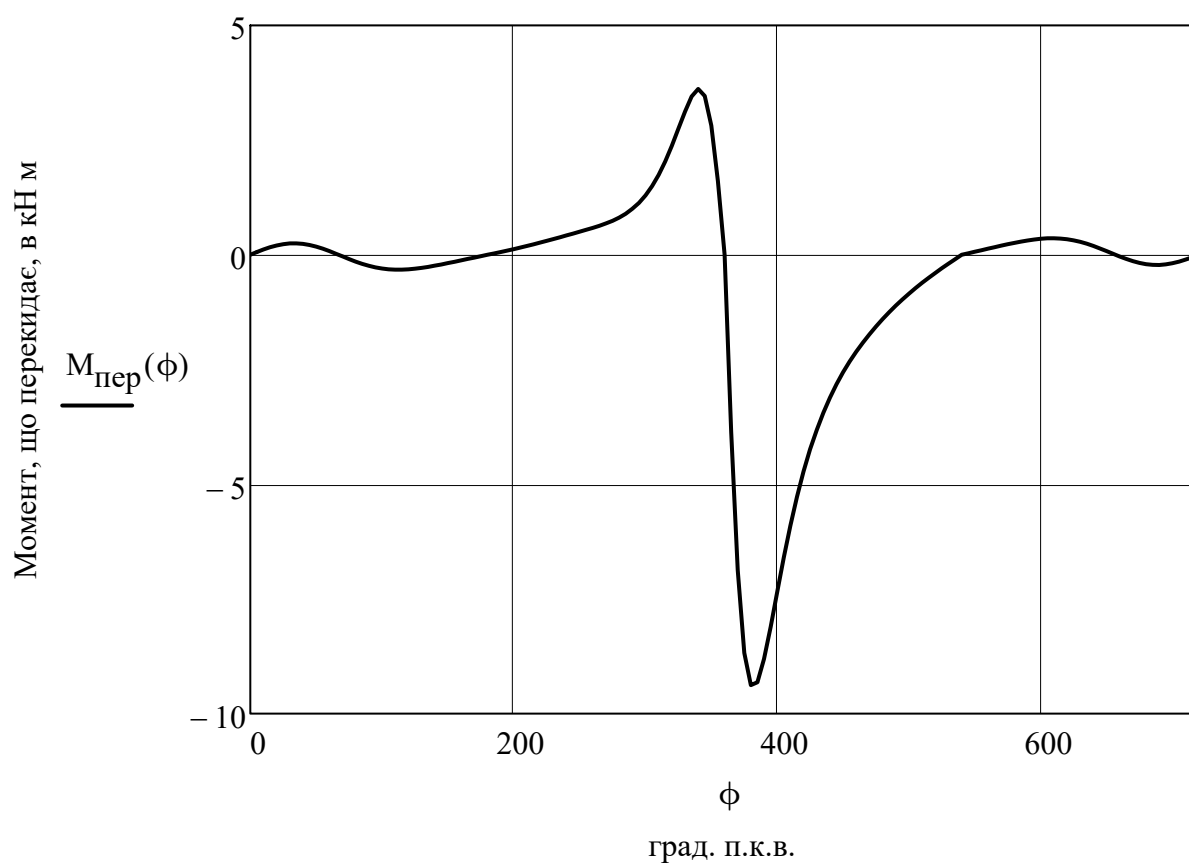
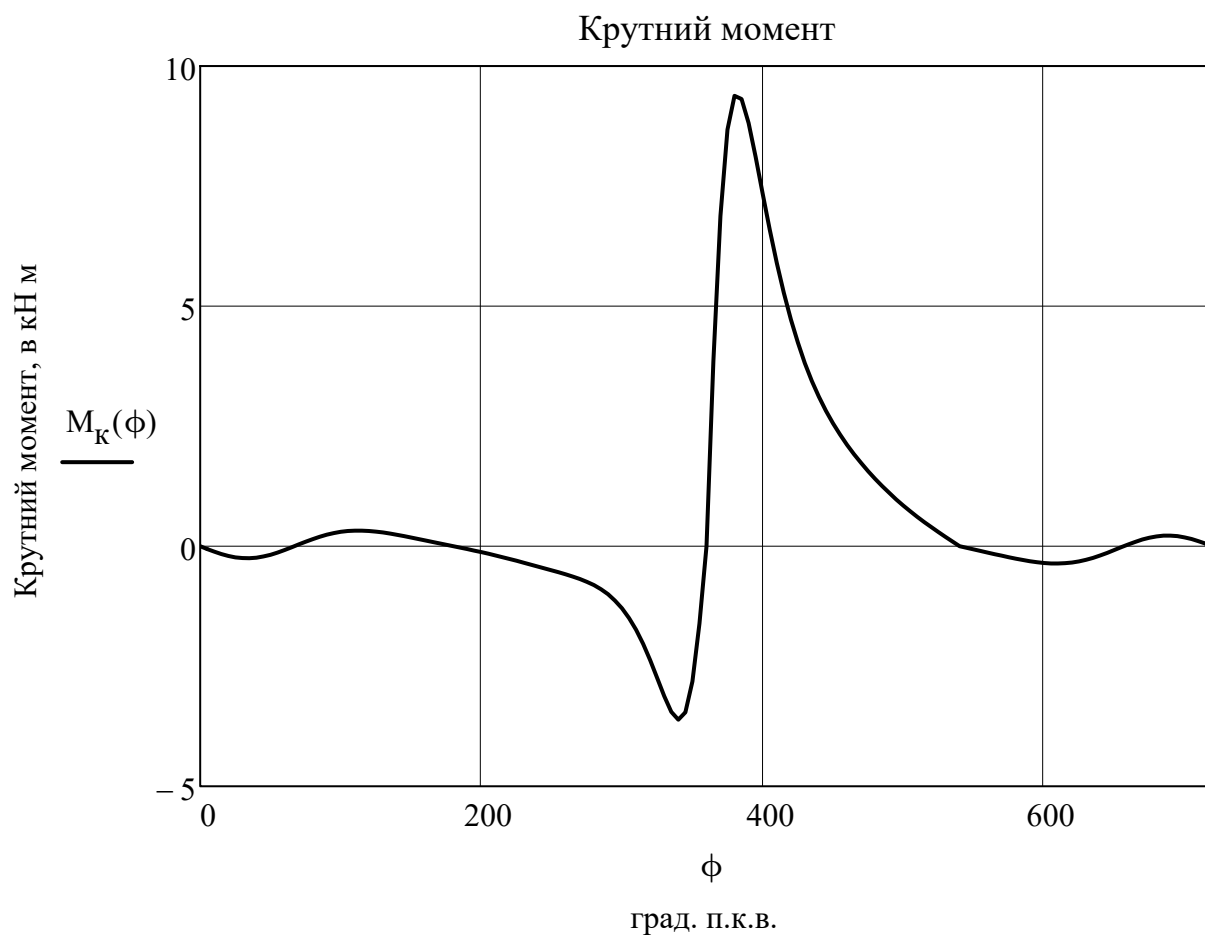
					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Сили газів, інерції та дійсна



Сили нормальна, радіальна та дотична





2.6. Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

При оцінюванні ефективних показників на основі теплового розрахунку двигуна середній ефективний тиск визначався в залежності від середнього індикаторного тиску.

Таблиця 2.2

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	330	288	-12,7
2	Середній ефективний тиск	P_{me}	кПа	1653	1463,6	-11,5
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,43	0,354	-17,7
4	Механічний ККД	η_m	-	0,87	0,832	-4,4
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж/год	11429	10108,6	-11,6
6	Діаметр циліндру	D	мм	190	190	0,0
7	Хід поршня	S	мм	230	230	0,0

Питома ефективна витрата палива становить:

1. у двигуна-прототипу

$$b_e = 0,300 \cdot 38097 = 11429 \text{ МДж/год}$$

2. у проектного двигуна

$$b_e = 0,003 \cdot 42512 = 127,6 \text{ МДж/год}$$

$$b_e = 0,262 \cdot 38097 = 9981 \text{ МДж/год}$$

За результатами розрахунків проектного двигуна необхідно зробити наступні висновки. Отримана ефективна потужність менша за проектовану на 4% та на 12,7% від потужності двигуна-прототипу. Зменшення питомої ефективної витрати палива можна пояснити зменшенням потужності двигуна. Конструктивні розміри двигуни не змінені.

РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис системи мащення.

Для змащення різних вузлів двигуна служать спеціальні системи трубопроводів і каналів в деталях, по яких масло подається до поверхонь, що труться під тиском. Системи мащення під тиском підрозділяють на циркуляційні та лубрикаторні. В даній дипломній роботі ми розглянемо циркуляційні системи мастила.

В циркуляційній системі масло після змащення поверхонь, що труться повертається в масляну цистерну, звідки береться масляним насосом і після очищення і охолодження знову подається до пар тертя – масло циркулює в замкненій системі,

В залежності від того, де розміщується основний запас масла, циркуляційні системи поділяють на системи з так званими «мокрим» і «сухим» картерами. Систему з мокрим картером (рис.3.1) застосовують у двигунах малої та середньої потужностей. Основний ємністю масла в цій системі є нижня частина картера 5, з якого масло по трубопроводу 1 забирається навішеним на двигун шестерним насосом 3 і подається до фільтрів, де очищається від механічних домішок. Близько 10% масла надходить до фільтру тонкого очищення 4 (більшої кількості масла фільтр пропустити не може). Тут воно ретельно очищається, а потім стікає в картер. Майже 90% масла в залежності від положення крана 5 проходить через один з фільтрів грубої очистки 6 і далі-до масляного холодильника 7, де воно охолоджується, Охолоджене й очищене масло з холодильника надходить у головну магістраль двигуна 11, звідти відгалуженням 13 до рамового підшипників колінчастого валу 12, а по відгалуженню 9 до підшипників розподільного валу 10. За свердління в щоках і шийках колінчастого валу масло підводиться до шатунних підшипників і далі по свердління з шатунах до головних підшипників.

При постійній продуктивності насоса 3 тиск в його магістралі залежить від температури, частоти обертання двигуна і величини зазорів між деталями, що

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

труться. Тому тиск в системі мащення міг би змінюватися в значних межах. Для підтримки постійного тиску в нагнітальному магістралі встановлюють редукційний клапан 14. Це звичайний клапан, що притискується, до сідла пружиною, затягування якої строго визначена, але може, бути і зменшена, вручну. При роботі двигуна частина масла перепускає в картер через редукційний клапан, минаючи вузли мащення. При підвищенні тиску в магістралі через клапан перепускається більше масла, при зниженні – менше.

Після змащення всіх поверхонь, що труться знову забруднене і нагріте масло стікає в картер.

Для прокачування системи маслом перед пуском двигуна передбачений ручний поршневий насос масло підкачуючий насос 2.

У холодну пору року, коли в'язкість масла велика а створюється великий тиск в системі мастила, для запобігання масляного холодильника від розриву при спуску двигуна паралельно холодильника монтують обвідний трубопровід з перепускним клапаном 8. через який, минаючи холодильник проходить масло.

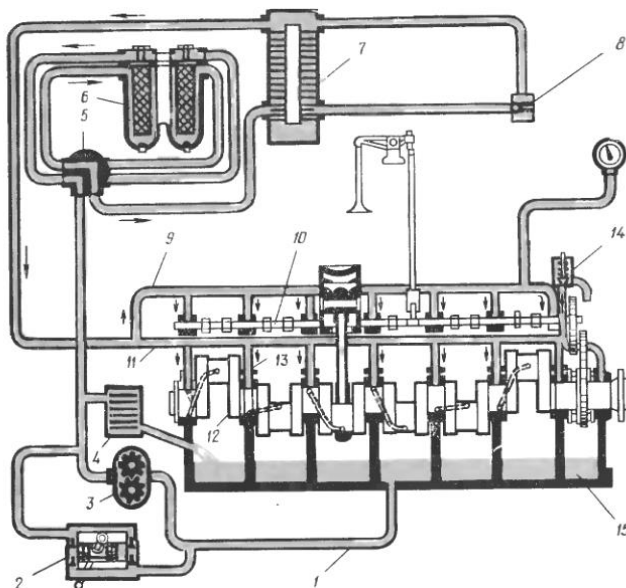


Рисунок 3.1 Схема циркуляційної системи мащення з «мокрим» картером

В процесі роботи двигуна з такою системою мащення відбувається інтенсивне забруднення масла продуктами неповного згорання палива, які

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4,8

потрапляють в картер зі стінок циліндрів. Крім того, масло піддається впливу відпрацьованих газів, що проникають в картер через нещільності поршневих кілець. Це є основним недоліком системи з так званим «мокрим» картером, так як дані умови призводять до швидкої втрати маслом своїх якостей і необхідності частой його заміни.

В системі з «сухим» картером масло, що сходить в піддон, віддаляється з нього самопливом або відкачується особливим насосом в окрему цистерну, встановлену поза двигуном. На рис. 3.2 показана принципова схема системи мащення з «сухим» картером двигуна великої потужності.

Масло, що сходить з кільцевих зазорів підшипників і поршнів, збирається в картері 2 двигуна, звідки самопливом потрапляє в циркуляційну цистерну 1. З неї гаряче масло засмоктується автономним шестеренні або гвинтовим насосом 11 через здвоєні фільтри 9 в масляний холодильник 8. З холодильника, який охолоджується водою, масло надходить до різних вузлів мастила двигуна і на охолодження поршнів. Змастивши деталі, що труться, та нагріті деталі масло стікає в картер.

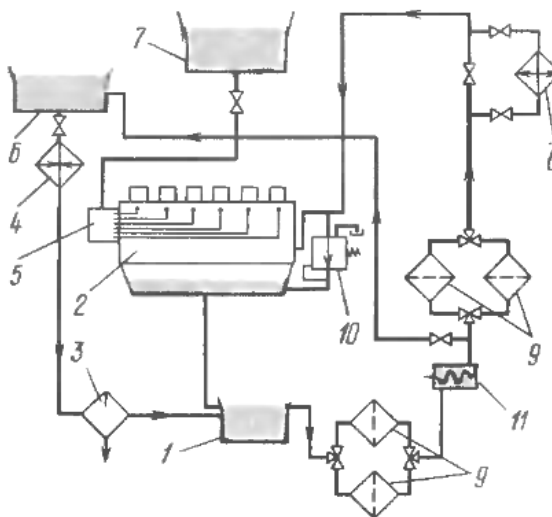


Рисунок 3.2 Схема циркуляційної системи мащення з «сухим» картером

Постійний тиск масла в системі забезпечується редукційним клапаном 10. Масло очищується у фільтрах 9, а так само масло направляється до сепаратора 3. У

сепараторі масло остаточно очищається і звідти подається в циркуляційну систему. При такій системі змащення, коли масло збірна цистерна 1 розташована поза картера, масло не відчуває впливу від гарячих відпрацьованих газів і менше забруднюється продуктами згоряння палива. Тому в даний час всі головні двигуни, як правило, виконують з сухим картером.

Масляні насоси. Масляні насоси сучасних двигунів виконують в більшості випадків шестеренного типу. Лише в окремих конструкціях знаходять застосування коловратні і гвинтові (черв'ячні) насоси, а для систем не циркуляційного мастила - лубрикатори. Шестеренний насос, схема якого показана на рис. 3.3, являє собою два зчеплених зубчастих колеса, з яких одне наводиться в обертання валиком, а інше вільно обертається на осі. Обидва колеса охоплені кожухом, в якому вони обертаються з малими зазорами як в радіальному, так і в торцевому напрямках. Масло захоплюється зубцями і переганяється з порожнини 3 впускання в порожнину 2 нагнітання, як показано стрілками на кресленні. При вході зубів в зчеплення в западині виходить деякий замкнутий об'єм, в якому масло сильно стискається, що призводить до нерівномірної роботи насоса. Щоб уникнути цього в торцевій стінці кожуха виконують поглиблення 1, через яке стисливого масло перетікає в порожнину нагнітання. Можливі й інші методи розвантаження западин, наприклад застосування шестерень з косим зубом.

Відкачують секції 4 забирають масло відповідно з заднього і переднього маслоприймачів і скидають його в середній піддон. В цей піддон опущений сітчастий фільтр - маслоприймач 3, через який масло засмоктується нагнітаючої секцією 5. Провідні шестерні всіх секцій приводяться в обертання валиком 1. У корпусі насоса встановлено редуційний клапан 2, навантажений пружиною, зтягування якої можна змінювати і таким чином регулювати тиск в системі мастила. Редуційний клапан перепускає частина олії з нагнітальної порожнини назад в піддон.

Розташування масляного насоса і спосіб його приводу залежать від типу двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

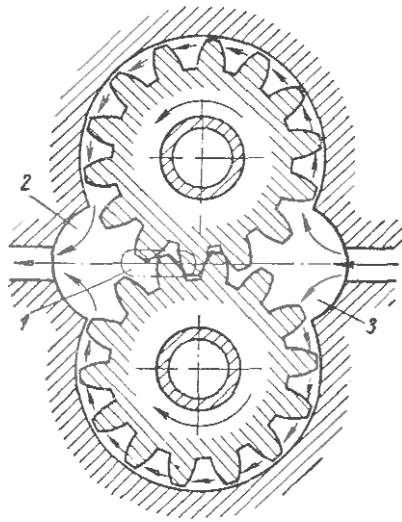


Рисунок 3.3 Масляний шестеренний насос

Для стаціонарних і суднових двигунів найчастіше застосовують розташування насоса зовні на торці двигуна з приводом або безпосередньо від кінця колінчастого вала

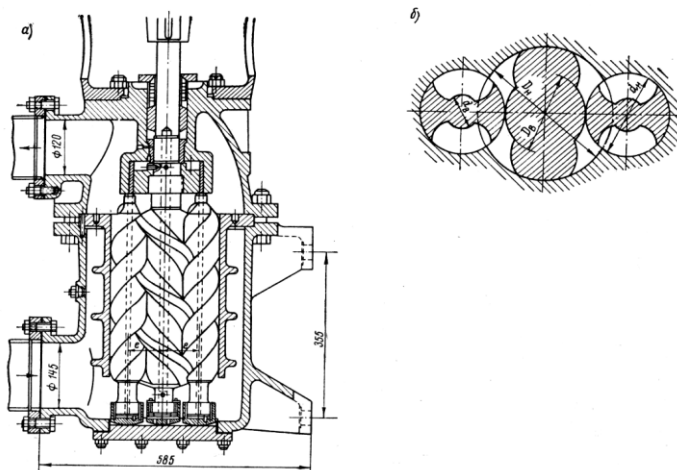


Рисунок 3.4 Гвинтовий масляний насос

а) поздовжній розріз, б) поперечний розріз.

Гвинтові насоси використовуються в основному в мало обертових суднових двигунах. Вони мають автономний привід і складаються з одного ведучого сталевого центрального черв'яка і від одного до чотирьох (зазвичай два) чавунних ведених черв'яка, розташованих збоку. Кожен черв'як має під'ятник , сприймає осьові зусилля, а ведучий черв'як, крім того - розвантажувальний поршень. Гвинтові насоси мають електропривод, не змінюють напрямок обертання і працюють майже безшумно, але більш дорогі і складні у технологічному плані.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

3.2 Розрахунок системи мащення

В проектованому двигуна планується встановити систему мащення з «сухим» картером. Вона має значні переваги в порівнянні з системою з «мокрим» картером. Дані переваги описані в пункті 3.1 даної дипломної роботи.

В якості масляного насоса використовується шестеренний масляний насос, який відповідає вимогам та відрізняється надійністю, технологічністю та відносною дешевизною. Система мащення у двигунів циркуляційна під тиском з «сухим» картером. Масло в систему подає шестеренчастий насос. Охолоджується масло проточною водою в пластинчастому охолоджувачі. Очищення масла проводиться в повнопоточному фільтрі тонкого очищення. Фільтр - двосекційний з сітчастими змінними елементами, тонке очищення масла здійснюється відцентровим фільтром, який працює під дією тиску в системі мащення. Система обладнана терморегулятором, який підтримує температуру масла в строго встановленому інтервалі. Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження масла до всіх деталей і вузлів, що зазнають вплив сил тертя.

У систему мащення входять: прийомний фільтр 9, двосекційний масляний насос 3 і 7, фільтр масла повнопоточний 8, пластинчастий охолоджувач масла 5, відцентровий масляний фільтр 1, бак масла 2, система трубопроводів.

Масло з фундаментної рами через прийомний фільтр 9 засмоктується секцією насоса, що відкачує, 7 і надходить по трубі в відцентровий масляний фільтр 1 і потім в бак 2. При підвищенні рівня в баці масло по переливній трубі зливається в фундаментну раму двигуна.

З бака очищене масло забирається нагнітаючою секцією насоса 3 і подається в головну масляну магістраль 10, пройшовши попередньо охолоджувач масла 5, регулятор температури масла 4 і фільтр масла повно поточний 8.

В залежності від температури масла чутливий елемент регулятора регулює потік масла, направляючи його або через охолоджувач масла, або повз нього.

З головної магістралі 10 по трубах масло надходить до рамового

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

підшипників, звідти по каналах в шийках і щоках колінчастого валу до шатунним підшипників і по каналах в шатунах до головних підшипників і на охолодження поршнів.

З підшипників і поршнів масло стікає в картер двигуна розбризкуючи обертovими частинами шатунно-поршневої групи і, потрапляючи на втулки циліндра, змащує їх.

Тиск масла в системі мащення регулюється і підтримується редукційним клапаном, вмонтованим в нагнітальну секцію насоса 3.

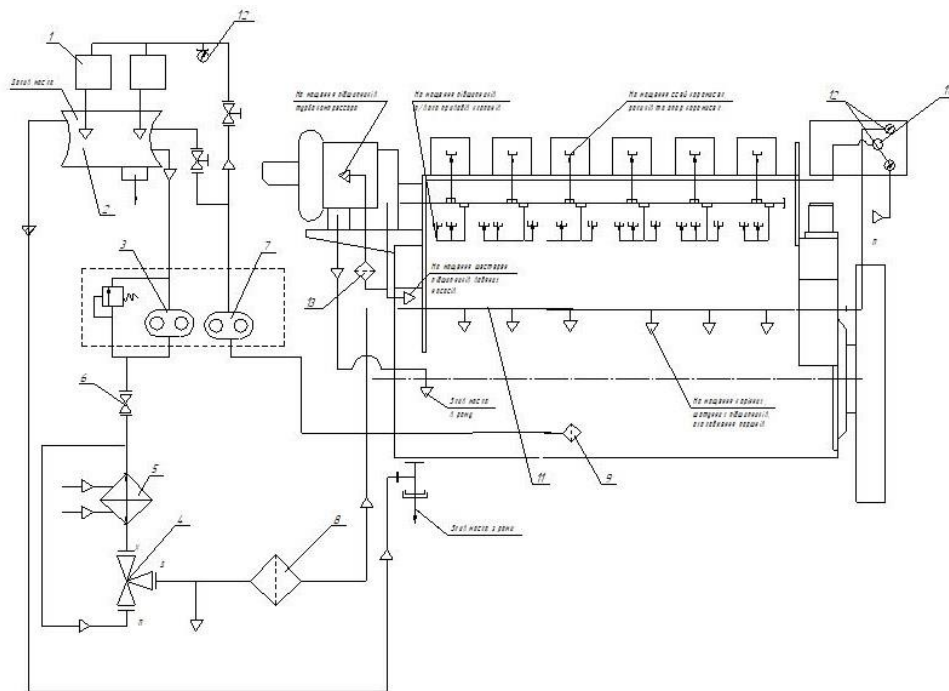


Рисунок 3.5. Схема системи мащення

1 – відцентровий масляний фільтр; 2 – бак масла; 3 – масляний насос; 4 – регулятор температури; 5 – охолоджувач масла; 6 – зворотній клапан; 7 – масляний насос; 8 – фільтр масла повнопоточний; 9 – прийомний фільтр; 10 – головна магістраль; 11 – термометр; 12 – манометр; 13 – фільтр масла ТК.

Насос масляний. Насос масляний двосекційний, шестерний, встановлений на передній кришці фундаментної рами, наводиться в обертання від шестірні колінчастого валу. Та, що відкачує, і та, що нагнітає, секції насоса змонтовані в одному чавунному корпусі 15 (рис.3.6), в якому розташовані робочі шестерні насоса. До корпусу шпильками кріпляться кришки 1 і 2.

Взаємне положення корпусу і кришок фіксується штифтами 13. На провідному валу 3 насаджені провідні шестерні 5 і 6 нагнітаючої та секції, що відкачує, і приводна шестірня 9 насоса.

Всі шестерні на ведучому валу встановлені на шпонках. Від осьового переміщення робочі шестерні утримуються перегородкою в корпусі насоса і кришками.

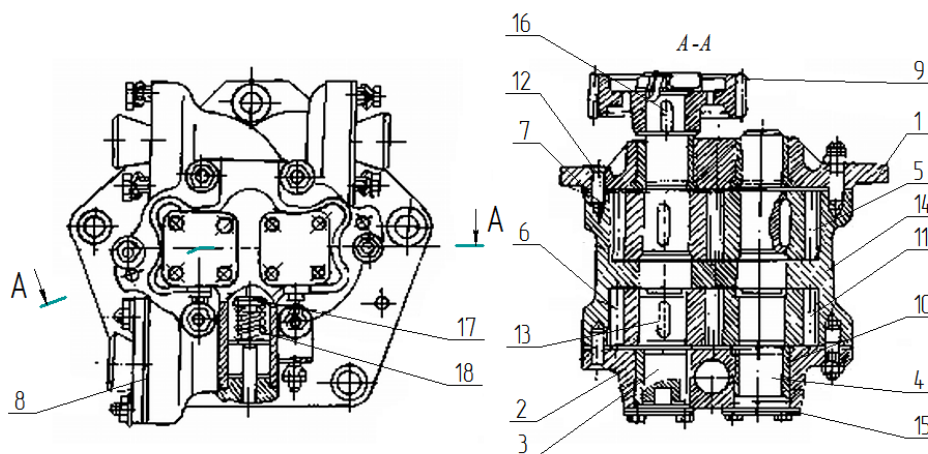


Рисунок 3.6 Насос масляний

1 - кришка задня; 2 - кришка передня; 3 - вал ведучий; 4 - вал ведений; 5,6,9,11 - шестерня; 7,8,15 - прокладка; 10 - втулка; 12 - штифт; 13,16 - шпонка; 14 - корпус насоса; 17 - клапан; 18 - пружина.

Приводна шестерня закріплена гайкою, яка від мимовільного відгвинчування стопориться шайбою. На ведений вал 4 насаджені ведені шестерні 5 і 11 (шестерня 5 на шпонці, а шестерня 11-вільно). У кришці запресовані бронзові втулки 10, які є підшипниками ведучого і веденого валів.

Масло, яке просочилося в зазори підшипників передньої кришки відводиться по дренажним трубкам в картер двигуна. Для підтримки необхідного тиску в нагнітальному магістралі, в кришці 2 встановлено редуційний клапан, який притискається до гнізда пружиною. Затягування пружини регулюється гвинтом угвинченим в штуцер. Після регулювання клапана гвинт стопорити контргайкою. Коли тиск в насосі підвищується, масло з порожнини нагнітання перепускає у всмоктувальну порожнину масляного насоса.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фільтр відцентрової очистки масла (центрифуга). Центрифуга призначена для безперервної очистки масла (відбирає важкі частинки) при роботі двигуна. Центрифуга - реактивного типу, працює від тиску масла в системі змащення двигуна.

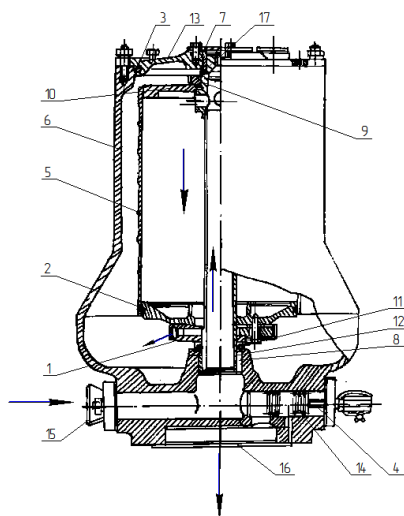


Рисунок 3.7 Фільтр відцентрової очистки масла

1-сопловой апарат; 2,3- кільце ущільнювача; 4- гвинт регулювальний; 5- ротор центрифуги; 6- корпус; 7,8- втулка бронзова; 9- штуцер; 10- кришка ротора; 11- підшипник опорний; 12- труба центральна; 13- кришка; 14- клапан редукційний в зборі; 15- підведення масла; 16- відвід масла; 17- гайка.

Процес відцентрової очистки полягає в безперервному видаленні з масла механічних домішок, що містяться в ньому. Тверді частинки, що знаходяться в маслі під тиском відцентрових сил відкидаються до внутрішніх стінок ротора який обертається з великою частотою, де і накопичуються у вигляді щільного осаду, який періодично очищають. Робочим органом центрифуги є порожнистий ротор 5 (рис. 3.7) який вільно обертається у втулках (підшипниках ковзання) 7, 8 і опорному підшипнику 11.

При включенні в роботу центрифуги масло від масляного насоса під тиском підводиться до ротора через канал 15 в корпусі 6 і по центральній трубці 12 направляється в верхню частину ротора до штуцера 9 з чотирма свердління отворів, проходячи через які відбувається заповнення і поповнення порожнини ротора. Після заповнення ротора масло з великою швидкістю витікає через три

щілини соплового апарату 1, які розташовані на однаковій відстані від осі обертання і спрямовані в протилежні сторони, утворюючи при цьому пару реактивних сил. Під дією реактивного крутного моменту, створюваного цими силами, ротор обертається з великою частотою, під дією відцентрових сил відбувається очищення масла. Чисте масло, що випливає з ротора через сопловий апарат зливається в бак масла. Процес цей безперервний протягом усього часу роботи двигуна. З метою запобігання центрифуги від поломки при підвищенні тиску масла вище допустимого, в корпус центрифуги вмонтований редукційний клапан 14.

При підвищенні тиску масла на вході в центрифугу більше допустимого, спрацьовує клапан, внаслідок чого відкривається зливний отвір і масло зливається в бак повз центрифуги.

Ротор центрифуги необхідно періодично очищати від накопичених відкладень в строки, зазначені в інструкції з технічного обслуговування.

Фільтр масла повно поточний. Фільтр тонкого очищення масла повно поточний служить для уловлювання механічних частинок і осадження на фільтруючих елементах смолистих речовин, що утворюються в маслі при роботі двигуна. Фільтр включений послідовно на нагнітальному трубопроводі і очищає весь потік масла, що йде в двигун. Фільтр (рис.3.8) має чотири фільтруючих елемента, які розміщені в корпусі 1. Герметичність фільтруючих елементів досягається гумовими кільцями 11, 12 і пружинами 7. У корпусі встановлено чотири перепускних клапана 5, які спрацьовують при перепаді тиску і починають перепускати масло. На днище корпусу є пробка для зливу масла з фільтру.

Охолоджувач масла. Охолоджувач масла (рис. 3.9) призначений для охолодження циркуляційного масла в системі змащення двигунів і складається з циліндричного корпусу 1, трубчастого охолоджуючого елемента 2 і двох кришок 3 і 4. Охолоджувач трубчастий, одно ходовий або двоходовий по воді, в якому охолоджуюча рідина (вода) рухається всередині трубок, а охолоджувана (масло) – між трубок.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

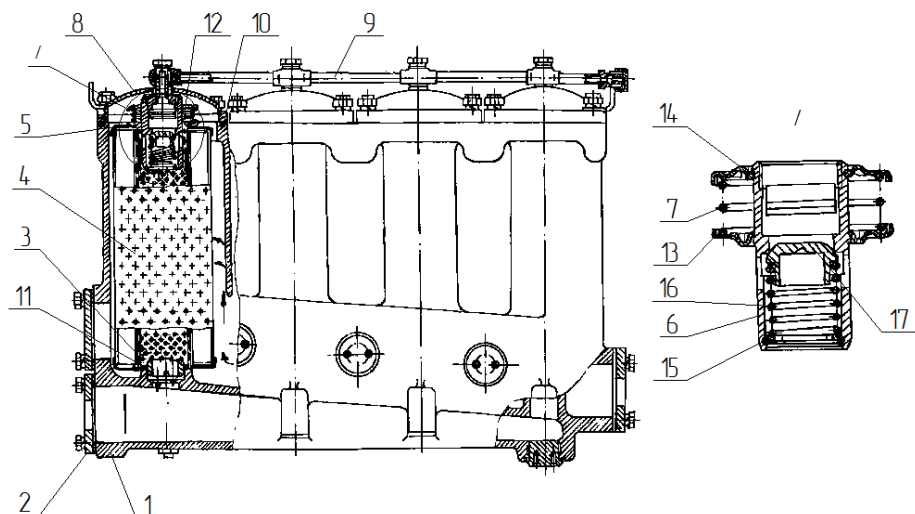


Рисунок 3.8 Фільтр масла повно поточний

1 - корпус; 2 - фланець; 3 - центральна труба; 4 - елемент фільтруючий; 5 - клапан перепускний; 6 - корпус; 7 - пружина; 13 - шайба; 14,15 – кільце стопорне; 16 - пружина клапана ; 17 - клапан; 8 - кришка; 9 - труба; 10 - кільце ущільнювача; 11,12 - кільце.

До циліндричної зовнішньої поверхні корпусу 1 приварені фланці для підведення і відведення масла. В двоходовий охолоджувачі на кришці 3 з зовнішнього боку є фланці для підведення і відведення охолоджуючої рідини, а з внутрішньої сторони – ребро, розділяє потік рідини на два потоки. В одноходовой – охолоджуюча рідина підводиться в кришку 3 і відводиться через кришку 4. Охолоджуючий елемент 2 складається з двох трубних дощок 5 і 6, охолоджуючих трубок 7 і поперечних перегородок 8. Охолоджуючі трубки 7 закріплені в отворах трубних дощок 5 і 6 методом розвальцьовування. Для зменшення перетікання масла, що проходить по периферії, встановлені заповнювачі.

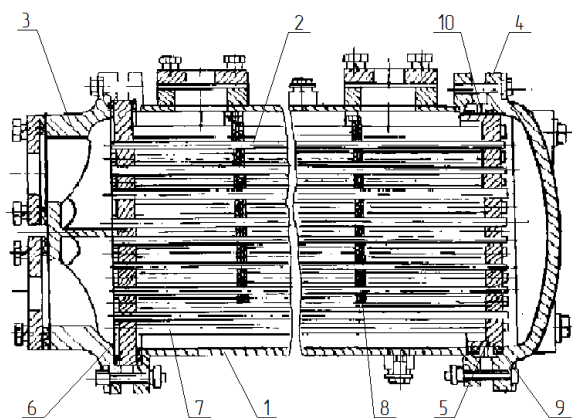


Рисунок 3.9 Охолоджувач масла

1 - корпус; 2- секція охолодження; 3,4- кришка; 5,6- трубна дошка; 7- охолоджуючі труби; 8- перегородка; 9- кільце сальника; 10- кільце проміжне.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ

Лист

57

При установці охолоджуючої секції 2 в корпус 1 одна трубна дошка 6 жорстко затискається між кришкою 3 і фланцем корпусу 1, друга трубна дошка 5 - плаваюча, що дозволяє компенсувати подовження трубок 7 при нагріванні охолоджувальної секції. Плаваюча дошка 5 ущільнюється за допомогою проміжного сталевго кільця 9 і двох гумових кілець 10. В кришках 3 і 4 і корпусі 1 є пробки для зливу води, масла і випуску повітря. До фланця підведення масла на охолоджувачі кріпиться регулятор температури типу РТП.

Вибір марки мастила.

Для даного двигуна в якості мастила ми обираємо марку МІ4Г₂ЦС. Воно складається з сумішей дистилятного і залишкового компонентів, що виробляються з сірчастих або малосірчастих нафт та композиції ефективних присадок. Призначене для змащування головних і допоміжних тронкових дизелів судів морського транспортного, промислового і річкового флотів. Масло МІ4Г₂ЦС широко застосовують в тепловозних дизелях, стаціонарних дизель- та газогенераторах. Масла марки МІ4Г₂ЦС отримали допуск до застосування у зарубіжних двигунобудівників. Масло МІ4Г₂ЦС по в'язкості відповідає SAE 30, по експлуатаційним характеристикам API відповідає класу CC.

Фізичні параметри масла МІ4 Г₂ЦС :

1. Кінематична в'язкість при 100°C - 14,11 мм²/с
2. Масова доля механічних домішок — 0.01%
3. Індекс в'язкості - не менше 92
4. Масова доля води - сліди.
5. Температура спалаху - не нижче 241 °C
6. Температура застигання - -10°C
7. Густина при 20°C – не більше 900г/см³

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок кількості теплоти, що виділяється за рахунок тертя в двигуні:

$$Q_{mp} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot a_{mp} = 66979,5 \text{ кДж/год}$$

де: $N_e = 287,94 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;
 $\eta_m = 0,832$ – механічний ККД двигуна;
 $a_{mp} = 0,32$ – доля теплоти тертя, що відводиться з мастилом.

Проток мастила для відводу теплоти тертя:

$$W_1 = \frac{Q_{mp}}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m} = 5,92341 \text{ м}^3/\text{год}$$

де: $c_m = 2,094 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$ – теплоємність мастила;
 $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$ – густина мастила;
 $\Delta t_m = 6 \text{ }^\circ\text{C}$ – різниця температур мастила, що входить і виходить в двигун.

Кількість теплоти, що надходить в мастило при охолодженні поршня:

$$Q_n = a_n \cdot N_e \cdot (b_e \cdot Q_e + g_e \cdot Q_n^p) = 145802 \text{ кДж/год}$$

де: $a_n = 0,045$ – доля тепла, що надходить в мастило при охолодженні поршня;
 $g_e = 0,003 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$ – питома витрата дизельного палива;
 $b_e = 0,262 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год}$ – питома витрата газового палива;
 $Q_n^e = 42512 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згорання дизельного палива;
 $Q_n^p = 38097 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згорання газового палива.

Проток масла через поршні газодизеля:

$$W_2 = \frac{Q_n}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_n} = 12,8941 \text{ м}^3/\text{год}$$

де: $\Delta t_n = 6 \text{ }^\circ\text{C}$ – перепад температур масла, що охолоджує поршень.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Подача циркуляційного масляного насоса:

$$W_{\text{м.н.}} = k_v \cdot (W_1 + W_2) = 28,2263 \text{ м}^3/\text{год}$$

де: $k_v = 1,5$ – коефіцієнт запасу мастила, необхідного на випадок перевантаження, порушення геометричності з'єднань системи, збільшення зазорів в підшипниках при експлуатації.

Потужність масляного насосу:

$$N = \frac{0,272 \cdot W_{\text{м.н.}} \cdot H \cdot \rho_{\text{м}}}{\eta_{\text{м.н.}} \cdot 10^{-5}} = 2,15931 \text{ кВт}$$

де: $H = 25$ – напор насосу, м;
 $\eta_{\text{м.н.}} = 0,8$ – ККД шестеренчастого насосу.

Площа фільтруючої поверхні фільтра грубого очищення:

$$F_{\text{ф.г.о.}} = \frac{W_{\text{м.н.}}}{3600 \cdot v_{\text{м}} \cdot k_{\text{ж.н.}}} = 1,04542 \text{ м}^2$$

де: $v_{\text{м}} = 0,03 \text{ м/с}$ – допустима швидкість мастила для сітчастих фільтрів;
 $k_{\text{ж.н.}} = 0,25$ – коефіцієнт живого перерізу.

Площа поверхні повно поточного фільтру тонкого очищення:

$$F_{\text{ф.т.о.}} = \frac{W_{\text{м.н.}}}{g_{\text{ф}}} = 25,6603 \text{ м}^2$$

де: $g_{\text{ф}} = 1,1 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ – питома пропускна здатність паперу, із якого виготовлений фільтруючий елемент.

Площа тепло передаючої поверхні масляного холодильника:

$$F_{\text{м}} = \frac{(Q_{\text{мп}} + Q_{\text{н}}) \cdot k_3}{k \cdot \Delta t} = 9,38027 \text{ м}^2$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: $k = 1100$ $\text{кДж/м}^2 \cdot \text{град}$ – коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10...15 мм;

$k_3 = 1,2$ – коефіцієнт забруднення холодильника;

$$\Delta t = \frac{(t_{m1} + t_{m2})}{2} - \frac{(t_1^3 + t_2^3)}{2} = 24,7461 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Δt – температурний напор, $^\circ\text{C}$.

де: $t_1^3 = 40$ $^\circ\text{C}$ – температура води зовнішнього контуру на вході із холодильника;

$t_{m1} = 70$ $^\circ\text{C}$ – температура масла на вході із холодильника мастила;

$t_{m2} = 60$ $^\circ\text{C}$ – температура масла на виході із холодильника мастила.

$$t_2^3 = \frac{t_1^3 + (Q_{mp} + Q_n)}{(G_B \cdot c_B)} = 40,5078 \text{ } ^\circ\text{C}$$

t_2^3 – температура води зовнішнього контуру на виході із холодильника, $^\circ\text{C}$;

де: $c_B = 4,19$ $\text{кДж/кг} \cdot \text{град}$ – теплоємність води;

$G_B = 100000$ кг/год – витрата води зовнішнього контуру через холодильник масла;

Внутрішній діаметр трубопроводу масла:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot W_{M.H.}}{3600 \cdot \pi \cdot v}} = 0,09994 \text{ м}$$

де: $v = 1$ м/с – швидкість масла в трубопроводі.

Внутрішній діаметр трубопроводу на вході

$d_{\text{вх}} = 70 \text{ мм}$

Внутрішній діаметр трубопроводу на виході

$d_{\text{вих}} = 60 \text{ мм}$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Проектувальний розрахунок валу масляного насоса

Приймаємо матеріал валу Сталь 45 ГОСТ 1020-88.

Механічні властивості:

$\sigma_B = 610$ МПа – границя тимчасового зміцнення;

$\sigma_T = 360$ МПа – границя текучості;

HB = 490 HB – твердість поверхні.

Визначаємо крутний момент:

$$M = \frac{P \cdot 10^3}{\omega} = 9,94 \text{ Нм}$$

де: $P = 1,56$ кВт – потужність на валу, ω – кутова швидкість

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

де: $n = 1499$ хв⁻¹ – частота обертання валу насоса.

Умова міцності при крученні валу

$$\tau_{\max} = \frac{M_K}{W_p} \leq [\tau_K],$$

де: W_p – полярний момент опору

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}.$$

Щоб визначити мінімально допустимий діаметр валу необхідно:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{[\tau_K] \pi}} = 17,2 \text{ мм},$$

де: $[\tau_K] = 10 \dots 25$ МПа – допустимі напруження на кручення валу, приймаємо $[\tau_K] = 10$ МПа.

На основі виконаного розрахунку та виходячи з конструктивних умов розрахунку валу приймаємо $d = 45$ мм в небезпечному перерізі.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Визначення типу виробництва

Складання машин є заключним етапом у виробництві машин і представляє собою великий комплекс слюсарних, складальних і контрольних робіт. Від якості складальних робіт залежить надійність машин.

Тип виробництва визначають в залежності від розміру завдання та трудомісткості форсунки згідно таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Залежність типу виробництва від об'єму випуску

Об'єм випуску					
Одиничне		Серійне		Масове	
Трудомісткість складання, хв	Середньо-місячний випуск, шт.	Трудомісткість складання, хв.	Середньо-місячний випуск, шт.	Трудомісткість складання, хв.	Середньо-місячний випуск, шт.
2500	До 1	2500	5	2500	-
250-2500	1-3	250-2500	9-60	250-2500	500
25-250	3-5	25-250	31-530	25-250	1500
25-25	5-8	25-25	50-600	25-25	3000
0,25-25	10	0,25-25	81-800	0,25-25	4500

Приблизна трудомісткість складання лежить в межах 250-2500 хв, а якщо середньомісячний випуск складає 10 комплектів, то тип виробництва – серійний.

Основні технологічні признаки серійного виробництва:

- складання машин по технологічному процесу, який розбитий на окремі операції;
- середня кваліфікація робітників;
- середній рівень спеціалізації;
- використання універсального та спеціального обладнання та інструменту.

3.4 Вибір обладнання, пристосування та інструменту

Раціональна організація робочих місць виявляє великий вплив на підвищення продуктивності праці, не вимагаючи від підприємства значних

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

матеріальних витрат.

Планування робочого місця повинне передбачити правильне розміщення предметів і засобів праці з урахуванням раціонального використання виробничої площі, зручності експлуатації і безпеки роботи.

Для розробки технологічного процесу складання масляного бака обране таке обладнання та інструмент.

На дільниці повинні бути встановлені верстати для виконання слюсарно-складальних робіт.

Для продувки деталей використовувати стиснуте повітря із заводської системи.

Для промивки деталей встановлена ванна із дизельним паливом або гасом.

Затяжку основних різьбових з'єднань необхідно виконувати за допомогою динамометричного ключа.

На дільниці встановлені стелажі для зберігання комплектуючих та пристосувань.

Для зберігання інструментів, креслень, технологічних процесів на дільниці встановлено інструментальні ящики.

Дільниця повинна бути укомплектована вимірювальними пристроями, так як контрольні операції будуть виконувати робітники дільниці.

3.5 Визначення технічної норми часу

Розрахунок штучного часу в умовах серійного виробництва вираховується згідно формули

$$T_{шт} = \sum T_{оп} (1 + \frac{a_{обс} + a_{он}}{100}), хв$$

де $T_{оп}$ - оперативний час на операцію, хв.;

$a_{обс}$ - відсоток часу від оперативного на обслуговування робочого місця в % (4%);

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$a_{оп}$ - відсоток часу від оперативного на особисті потреби (3%);

Технологічний процес складання (див. додаток А) передбачає наступні операції: підготовча, складальна, випробувальна, контрольна.

Визначимо штучний час на кожну окрему операцію складання масляного баку

05 Підготовча.

$$T_{005} = 25 (1+(4+3)/100) = 26,75 \text{ хв.}$$

010 Складальна.

$$T_{010} = 62 (1+(4+3)/100) = 66,34 \text{ хв.}$$

015 Випробувальна

$$T_{015} = 28 (1+(4+3)/100) = 29,96 \text{ хв.}$$

020 Контрольна

$$T_{020} = 32 (1+(4+3)/100) = 34,24 \text{ хв.}$$

Визначаємо загальний штучний час на складання.

$$T_{шт} = T_{005} + T_{010} + T_{015} + T_{020}, \text{ хв.}$$

$$T_{шт} = 26,75+66,34+29,96 +34,24 = 157,29 \text{ хв.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених двигуном

Охорона праці – система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Охорона праці включає техніку безпеки і виробничу санітарію.

При проектуванні двигуна в останній час дуже велику увагу приділяють зниженню шкідливої дії двигуна на людей і навколишнє середовище. Джерелами викидів шкідливих речовин в двигуні є відпрацьовані і картерні гази, а також пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами(CO , CH , NO).

При роботі двигуна на номінальній потужності помітна незначна концентрація CO , CO_2 та C_nH_m . Виняток становлять режими малих навантажень, коли зниження швидкості згоряння збіднілої суміші приводить до неповного згоряння і збільшення викиду неспаленого метану. До недоліків застосування природного газу як палива для дизелів треба віднести також досить високий, як і при роботі на дизельному пальному, викид NO_x на максимальних навантаженнях.

Крім того небезпеку для людини створюють нагріті деталі двигуна, а також деталі, що рухаються і обертаються.

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера;
- ізоляція і екранування нагрітих деталей;
- закриття об'ємів, де рухаються і обертаються деталі, спеціальними кожухами.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Заходи до зниження рівня шуму та вібрації проектованого двигуна.

Двигуни внутрішнього згоряння є одним з джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум - це комплекс звуків що змінюються за частотою та рівнем. Як відомо звук має хвильову природу в будь - якому середовищі і сприймається органами слуху людини в результаті дії на них звукових хвиль. Двигуни випромінюють хвилі в основному з частотою від 20 до 8000 Гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між митним значенням тиску хвилі і барометричним тиском. Тиск і сила звуку змінюються в широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці - децибели (дБ). Рівнем шуму називають дванадцятикратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її порогового значення. Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів в рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу. З іншого боку, це шуми газодінамічного (гідравлічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають в процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливоповітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згоряння на номінальному режимі сягає 110 ... 120дБ. Він у значній мірі залежить від таких експлуатаційних факторів, як навантаження та частота обертання. Із зменшенням навантаження рівень шуму дизелів зменшується - на 1..3дБ. Зменшення частоти обертання зменшує рівень шуму на 10... 15дБ.

При експлуатації двигуна рівні звукового тиску згідно ГОСТ 12.1.003 - 83 не повинні перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.1.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1 Рівні звукового тиску

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

Рівні зовнішнього шуму проектованого двигуна приблизно визначаються по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \lg(n_H \times P_e^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_H}\right) \right] = \left[54 + 10 \lg(600 \times 300^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{600}{1000}\right) \right] = 96,3 \text{ дБ}$$

де $n_H = 1000 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

$n = 600 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу;

$P_e = 300 \text{ кВт}$ - номінальна потужність двигуна.

Для зменшення рівня шуму двигуна застосовують його капотування, використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками.

Капотування двигунів спеціальними звукопоглинаючими прокладками значно зменшує вплив шуму двигуна.

До конструктивних засобів, що направлені на зменшення шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях, кулачка розподільного валу з безударним профілем, використання шумопоглинаючих накладок, збільшення товщини стінок циліндра в тій частині, де має місце різка зміна тиску газів, застосування конструкції камер згоряння, забезпечуючих плавний ріст тиску газів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції повітроочисників, в яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні розширюючі камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму на 30...35 дБ.

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Найбільш розповсюджені

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

глушники, в яких використовуються до глушіння розширювальні резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

4.3 Заходи по зниженню рівня вібрації проєктованого двигуна.

Вібрація виникає через динамічну нерівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

При експлуатації двигуна рівень вібрації згідно ГОСТ 12.1.012-90 не повинен перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібраційного навантаження

Середньгеометричні частоти октавних полос, Гц	63	20,0	31,5	40	50	63	80
Рівні вібрації по прискоренню, дБ	95	103	107	109	111	113	115

Рівень вібрації приблизно визначається з формули:

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{n_H \times P_e^{0,55} \times \left(1 + \frac{P_e}{M} \right)}{1 + \left(\frac{f}{1500} \right)^3 \times \frac{M}{P_e}} \right] + 30 \lg \left(\frac{n}{n_H} \right) \right\}, \text{дБ}$$

де $M = 5600$ кг – маса двигуна;

$f = 104,67 \text{ с}^{-1}$ – частота обертання колінчастого валу.

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{1000 \times 300^{0,55} \times \left(1 + \frac{300}{5600} \right)}{1 + \left(\frac{104,67}{1500} \right)^3 \times \frac{5600}{350}} \right] + 30 \lg \left(\frac{600}{1000} \right) \right\} = 82,25 \text{ дБ}$$

Для зниження рівня вібрацій виконують такі конструктивні та технологічні заходи:

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

- врівноваженням та балансуванню обертаючихся частин;
- усуненням дефектів розштанності окремих частин;
- використанням динамічних гасників вібрацій;
- пружною підвіскою та амортизацією (включанням проміжних засобів).

Основні міри боротьби з вібрацією:

- покращення конструкцій двигунів та технологічних процесів (заміна кулачкових та кривошипних механізмів рівномірно обертаючимися гідроприво- дами);
- відбудова від режиму резонанса (змінення маси або жорсткості системи);
- віброізоляція за допомогою пристрою амортизаторів, тобто введення в систему пружного віброгасника.

4.4 Техніка безпеки та протипожежний захист

Техніка безпеки та протипожежний захист на території стаціонарної електростанції.

Заходи з техніки безпеки на території стаціонарної електростанції можливо розділити на організаційні та технічні. До організаційних заходів відносяться інструктаж з техніки безпеки безпосередньо на робочому місці, обладнання електростанції плакатами та інструкціями.

Безпосередню відповідальність за дотриманням техніки безпеки на території стаціонарної електростанції несе бригадир і майстер складального цеху. Майстер проводить 1 раз на квартал інструктаж з техніки безпеки.

До технічних заходів з техніки безпеки відносяться :

- періодична перевірка обладнання стаціонарної електростанції;
- інструмент і пристосування якими користуються при роботі на електростанції повинні бути справні, не зношені і відповідають вимогам техніки безпеки;

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- на території стаціонарної електростанції повинна знаходитись аптечка укомплектована згідно вимог;

Заходи з протипожежного захисту на ділянці складання змішувача газу з повітрям також можливо розділити на організаційні та технічні.

Організаційні заходи: навчання робітників ділянки правилам пожежної безпеки, проведення лекцій, бесід, друкування необхідних інструкцій, обладнання ділянки плакатами.

З технічних заходів на ділянці потрібні :

- обладнати електростанцію протипожежним щитом, який укомплектувати згідно вимог;
- укомплектувати електростанцію ящиком з піском для тушіння ізоляції дротів, які знаходяться під напругою ;
- пролите масло потрібно негайно прибрати. Для цього бути ящик для використаного ганчір'я;
- для місцевого освітлення потрібно використовувати тільки електричну лампочку під напругою 6-36 V, яка захищена металевою сіткою;
- обладнати планом евакуації робітників у випадку пожежі.

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

Для правильної технічної експлуатації і для забезпечення безпеки при експлуатації двигуна і допоміжних механізмів необхідно виконувати наступні основні вимоги:

- двигун і всі допоміжні механізми і пристрої установки повинні експлуатуватися в строгій відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;
- не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;
- необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування і інвентар;

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- постійно підтримувати чистими і сухими проходи, місця огляду автомобіля;
- не дозволяється захаращувати якими-небудь предметами проходи в гаражі;
- дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;
- не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;
- при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент і т.п. на деталях механізму руху;
- пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією;
- слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;
- при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду.

4.6 Охорона навколишнього середовища

Охорона природи в нашій країні – важлива справа. Проблема захисту навколишнього середовища від забруднюючих відходів промисловості і транспорту з кожним роком набуває все більше значення, погрожуюча перетворитися в екологічну катастрофу для нашої планети. Рішення такої проблеми носить комплексний характер і жоден джерело зараження не повинно залишитися без уваги.

На рівні держави прийнято багато рішень по розробці в здійснення заходів по охороні навколишнього середовища, раціонального використання і відтворення природних ресурсів.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Двигуни внутрішнього згорання, які працюють на вуглеводних типах пального являється значним джерелом забруднення навколишнього середовища. Джерелом забруднення на стаціонарних електростанціях являються відпрацьовані гази двигуна внутрішнього згорання і скиди палива, масла.

Завдання зберегти навколишнє середовище складається у неперевищенні допустимого рівня забруднення шляхом створення системи, працюючої по замкнутому циклу, яка дозволяє утилізувати загальну масу відходів, а також очисткою і зниженням токсичності викидів які потрапляють у біосферу.

Очистка відпрацьованих газів від шкідливих речовин заключається в застосуванні фільтрів та нейтралізаторів, які відповідно, утримують та нейтралізують шкідливі речовини.

Існує декілька способів нейтралізації відпрацьованих газів у випускній системі двигуна:

– Окислення відпрацьованих газів шляхом подачі до них додаткового повітря в термічних реакторах. Поглинання токсичних компонентів рідиною в рідинних нейтралізаторах. Цей спосіб не набув широкого поширення через малу ефективність і необхідність частої заміни рідини.

– Застосування каталітичних нейтралізаторів і фільтрів сажі - в даний час найактуальніше.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Метою виконання даної кваліфікаційної роботи було проектування системи мащення 4-тактного газового двигуна з розробкою конструкції масляного насосу. За прототип був обраний газовий двигун 6ГЧН 19/23 потужністю 330кВт при 1000 хв^{-1} .

Під час виконання кваліфікаційної роботи було розраховано робочий процес газодизельного двигуна, тепловий баланс та обчислено сили, що діють в КШМ.

При конструюванні системи мащення було проведено аналіз існуючих систем мащення та конструкцій масляних насосів. Серед можливих варіантів було обрано систему мащення з «сухим» картером та шестеренний масляний насос. Система мащення з «сухим» картером була обрана через те, що при такій системі змащення, коли маслосбірник цистерна розташована поза картера, масло не відчуває вплив від дії гарячих відпрацьованих газів і менше забруднюється продуктами згоряння палива. Шестеренний масляний насос було обрано нами через те, що він простий в конструкції та експлуатації, а також відносно дешевий.

Було проведено розрахунок системи мащення, в якому визначено площі фільтруючих поверхонь фільтрів тонкого та грубого очищення, а також циркуляційну подачу масла та площу поверхні теплообміну кожухотрубного теплообмінника. При розрахунку масляного насоса визначено його циркуляційну подачу, конструктивні особливості зубчастих коліс та потужність, яка використовується на його привід. Розраховано вал насоса на кручення та визначено його мінімально допустимий діаметр.

Велику увагу в даній кваліфікаційній роботі приділено охороні навколишнього довкілля та охороні праці. В ході виконання даного розділу дипломної роботи був проведений аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які виникають при роботі двигуна.

Також було зроблено огляд техніки безпеки та протипожежного захисту при експлуатації двигуна. Були запропоновані заходи, щодо зниження рівня шуму та вібрації при роботі двигуна. Рекомендовано заходи для зниження токсичності відпрацьованих газів та захисту навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

ЛІТЕРАТУРА

1. Нестеренко В.В., Лисих А.Ю. Теоретичні передумови застосування альтернативних палив як екологічно безпечних енергоресурсів. //Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща. 19-20 вересня 2023р. – С. 214-216.

2. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.

3. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

4. Нестеренко В.В. Фідровська Н.М., Писарцов О.С. Визначення впливу геометричних параметрів канатних блоків на довговічність канату.: - Підйомно-транспортна техніка, Вип. 1(62), 2020, - с. 19-28

5. Фідровська Н.М., Ломакін А.О., Хурсенко С.О., Нестеренко В.В. Напружений стан дротинок канату в процесі згинання на блоці.: - Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Вип. 92, т.1, 2021, - с.184-187

6. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.- Первомайськ ППІ, 2010.

7. І.О. Григурко, М.Ф. Брендюля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

9. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

10. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanga, Lithuania, 2023. – Pages.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №	A1				Документація		
					Складальне креслення		
					Складальні одиниці		
			1		Фундаментна рама	1	
			2		Колінчастий вал	1	
			3		Блок циліндрів	1	
			4		Поршень	8	
			5		Шатун	8	
			6		Втулка робочого циліндра	8	
			7		Кришка робочого циліндра	8	
			8		Розподільчий вал	1	
			9		Випускний колектор	1	
Подп. и дата			10		Щит приладів	1	
			11		Запобіжник від видуху		
					картерних газів	2	
			12		Свічка запалювання	8	
	Взам. инв. №						
Подп. и дата							
Инв. № подл.							

Изм. Лист

№ докум.

Подп.

Дата

Разраб. Шмалько А.І.

Пров. Нестеренко В.В.

Н.контр. Нестеренко В.В.

Утв. Нестеренко В.В.

ПННІ НУК 131.61.23.25.0.0.СК

Двигун

6ГЖЧН 19/23

Лит.

Лист

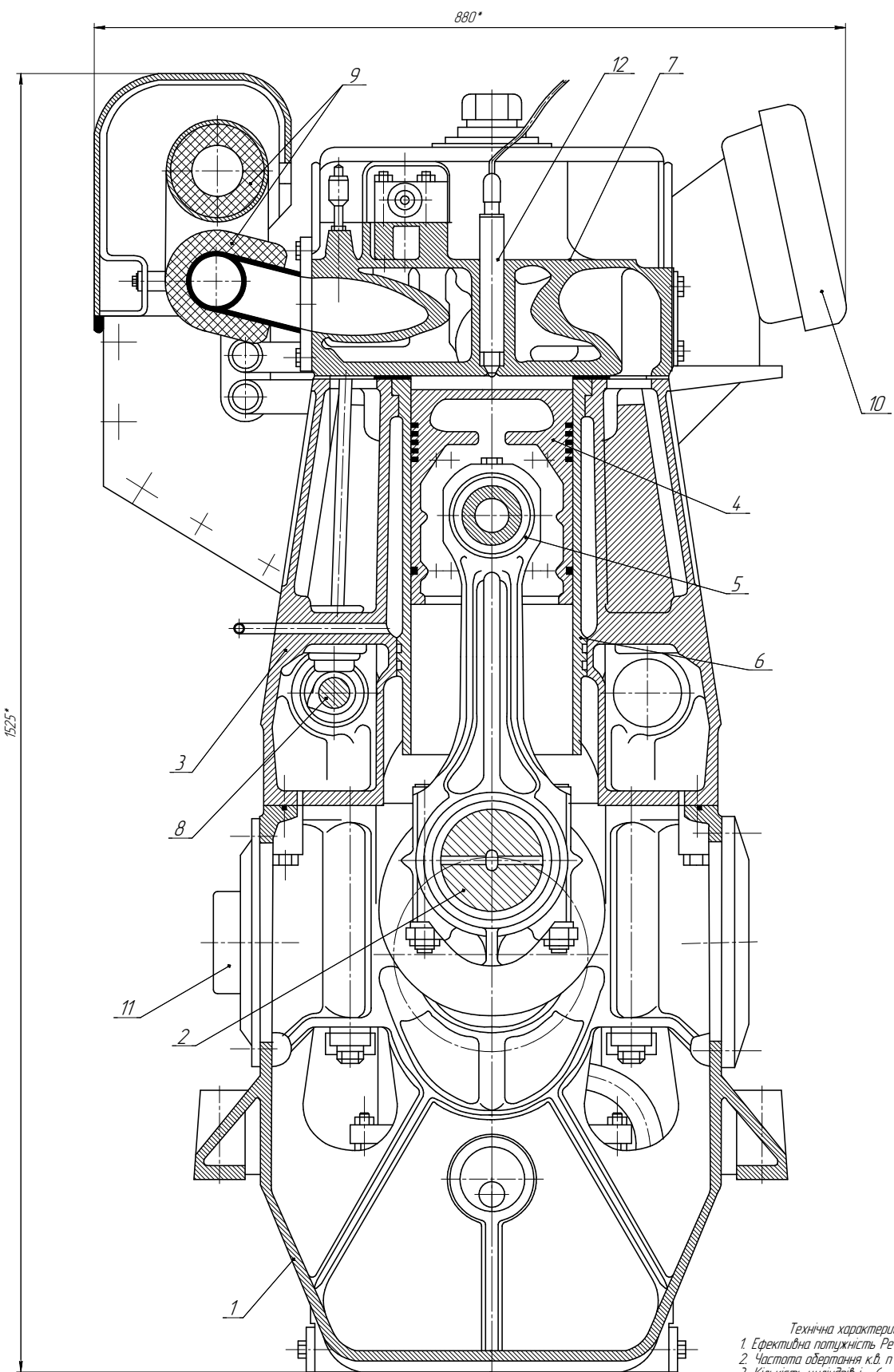
Листов

1

61-ТЕМмаг-22з

Копировал

Формат А4



- Технічна характеристика
- 1. Ефективна потужність $P_e = 287,9$ кВт
 - 2. Частота обертання к.в. $n = 1000 \times 60$
 - 3. Кількість циліндрів $i = 6$
 - 4. Ступінь стиску $\epsilon = 12$
 - 5. Діаметр циліндрів $D = 190$ мм
 - 6. Хід поршня $S = 230$ мм
 - 7. Годинна витрата газопального палива $B_{ge} = 78,75$ м³/год
 - 8. Годинна витрата дизельного палива $B_{de} = 102$ кг/год

- Технічні вимоги
- 1. Використовувати мастило М14Г12ЦС ГОСТ 123337-84 або SAE-30
 - 2. Використовувати паливо – природний газ ГОСТ 5542-87
 - 3. Нижча теплота згоряння газу $Q_{H2} = 38097$ кДж/м³
 - 4. Нижча теплота згоряння дизельного пального $Q_{H2} = 42512$ кДж/кг
 - 5. Охолоджувача рідина: чиста прісна вода
 - 6. Різниця висоти камери згоряння між циліндрами – 0,5 мм
- *Розмір для довідок

ПНН НУЖ 1316123.25.00.СК					
Двигун 6ГЖЧН19/23					
Лист	Маса	Масштаб			
1	5600	1:2,5			
			Лист	Листов	1
			61-ТЕММаг-223		

Лист № 1	Лист № 2	Лист № 3	Лист № 4	Лист № 5	Лист № 6	Лист № 7	Лист № 8	Лист № 9	Лист № 10	Лист № 11	Лист № 12	Лист № 13	Лист № 14	Лист № 15	Лист № 16	Лист № 17	Лист № 18	Лист № 19	Лист № 20	Лист № 21	Лист № 22	Лист № 23	Лист № 24	Лист № 25	Лист № 26	Лист № 27	Лист № 28	Лист № 29	Лист № 30	Лист № 31	Лист № 32	Лист № 33	Лист № 34	Лист № 35	Лист № 36	Лист № 37	Лист № 38	Лист № 39	Лист № 40	Лист № 41	Лист № 42	Лист № 43	Лист № 44	Лист № 45	Лист № 46	Лист № 47	Лист № 48	Лист № 49	Лист № 50	Лист № 51	Лист № 52	Лист № 53	Лист № 54	Лист № 55	Лист № 56	Лист № 57	Лист № 58	Лист № 59	Лист № 60	Лист № 61	Лист № 62	Лист № 63	Лист № 64	Лист № 65	Лист № 66	Лист № 67	Лист № 68	Лист № 69	Лист № 70	Лист № 71	Лист № 72	Лист № 73	Лист № 74	Лист № 75	Лист № 76	Лист № 77	Лист № 78	Лист № 79	Лист № 80	Лист № 81	Лист № 82	Лист № 83	Лист № 84	Лист № 85	Лист № 86	Лист № 87	Лист № 88	Лист № 89	Лист № 90	Лист № 91	Лист № 92	Лист № 93	Лист № 94	Лист № 95	Лист № 96	Лист № 97	Лист № 98	Лист № 99	Лист № 100
----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	------------

Перв. примен.	Справ. №	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание								
				1		Фильтр центробежной очистки масла										
				2		Бак масла										
				3		Масляный насос										
				4		Регулятор температуры										
				5		Охлаждаватель масла										
				6		Звратный клапан										
				7		Масляный насос										
				8		Фильтр масла повнопоточный										
				9		Приёмный фильтр										
				10		Главная магистраль										
				11		Термометр										
				12		Манометр										
Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. №												
									Инв. № подл.							
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.25.СХ											
Разраб.	Шмалько А.І.				Система мащення	Лит.	Лист	Листов								
Пров.	Нестеренко В.В.							1								
Н.контр.	Нестеренко В.В.					61-ТЕМмасг-22з										
Утв.	Нестеренко В.В.															

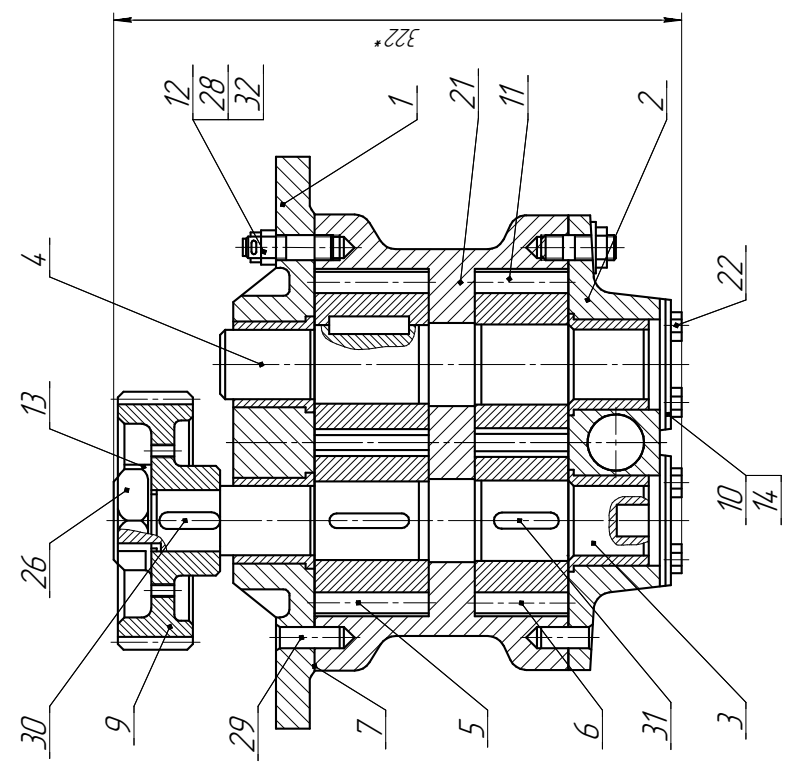
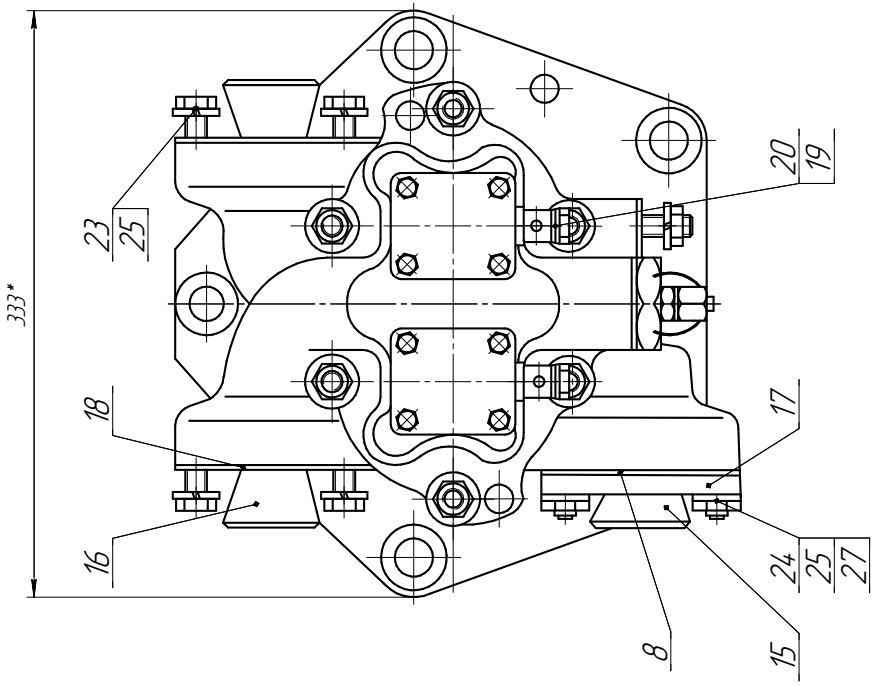
Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №					Документація			
					Складальне креслення			
					Складальні одиниці			
			1		Кришка задня	1		
			2		Кришка передня	1		
					Деталі			
			3		Вал ведучий	1		
			4		Вал ведомий	1		
			5		Шестерня	2		
			6		Шестерня	1		
			7		Прокладка	2		
			8		Прокладка	2		
			9		Шестерня	1		
			10		Кришка	2		
			11		Шестерня	1		
			12		Шпилька	6		
			13		Шайба стопорна	1		
			14		Прокладка квадратна	2		
		15		Пробка	2			
		16		Пробка	1			
		17		Фланец прямоугольний	1			
		18		Прокладка	4			
Подп. и дата	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Инв. №	ПННІ НУК 131.61.23.25.0.0.СК			
					Изм.	Лист	№ докум.	
					Разраб.	Шмалько А.І.	Подп.	
					Пров.	Нестеренко В.В.	Дата	
					Н.контр.	Нестеренко В.В.		
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Инв. №	Насос масляний	Лит.	Лист	Листов
						0	1	2
						61-ТЕМмаг-22з		

Копировал

Формат А4

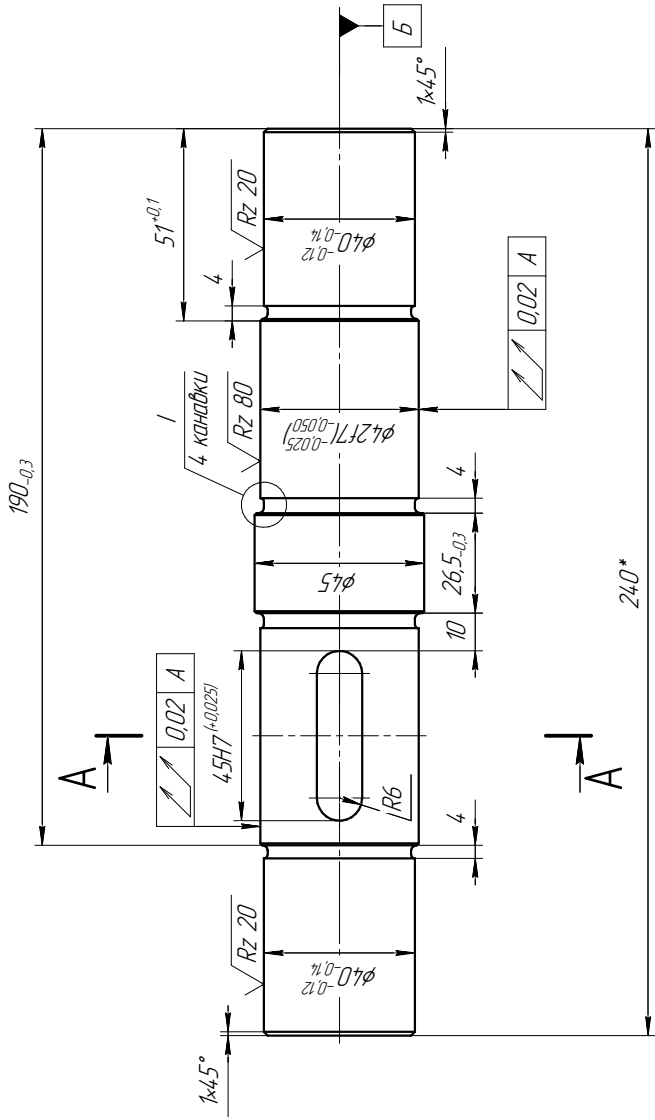
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		19		Прокладка	2	
		20		Ниппель	2	
		21		Корпус насоса	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
				Болти по ГОСТ 7808-70		
		22		M8-8d×16.66.45	8	
		23		M12-8d×35.66.45	4	
		24		Шпилька M12-8d×30.60.45		
				ГОСТ 22034-76	14	
		25		Шайба 12.65Г		
				ГОСТ 6402-70	18	
		26		Гайка M36×3-7H.8.45		
				ГОСТ 5929-70	1	
		27		Гайка M12-7H.8.45		
				ГОСТ 2524-70	14	
		28		Гайка M12-7H.8.45		
				ГОСТ 5932-73	6	
		29		Штифт 12mb×36		
				ГОСТ 3128-70	4	
				Шпонки по ГОСТ 23360-78		
		30		12×8×32	1	
		31		12×8×45	3	
		32		Шплинт 3,2×25		
				ГОСТ 397-79	6	
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Лист	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	2	

ПННН НУЖ 1316123.25.00.СК

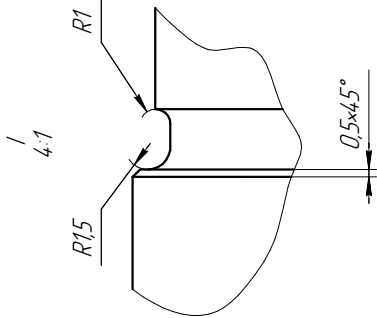
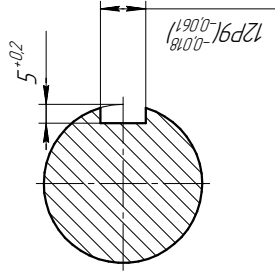


- 1. Перед складанням деталі насоса промити в дизельному паливі та одбутти стиснутим повітрям
- 2. Одергання ведучого вала повинно бути легким, без затримок та заїдання
- 3. *Розміри для довідок

ПННН НУЖ 131.61.23.25.00.СК									



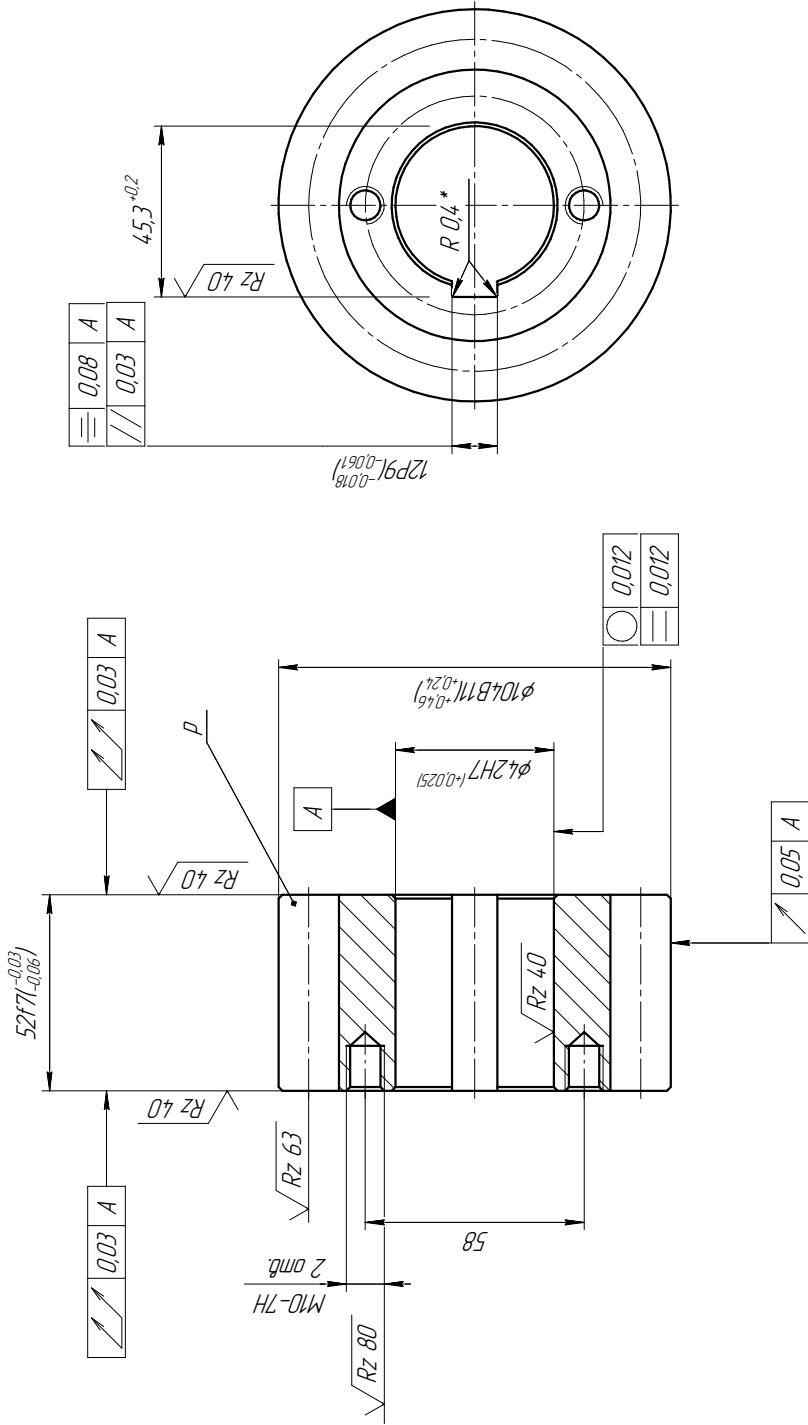
A-A



- Невідзначі граничні відхилення h14, H14, ±IT14/2
- Обв'язність та конусність φ40 в межах поєднання поля допуску HRC 20.25
- HRC 20.25
- *Розмір для довідок

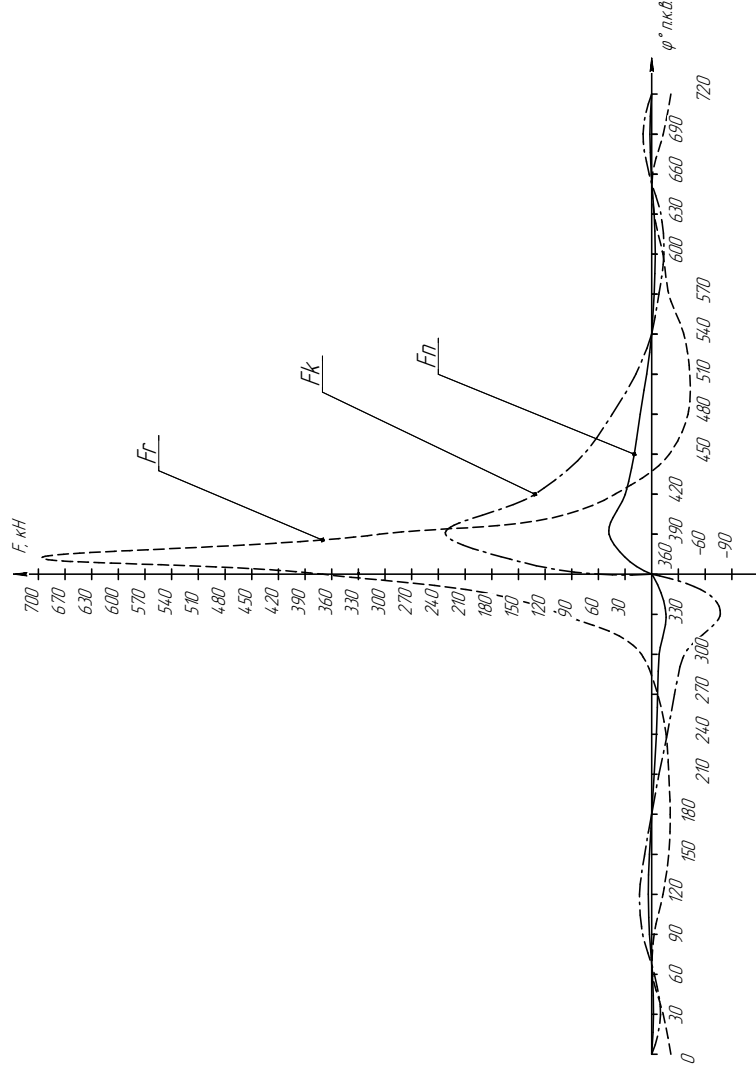
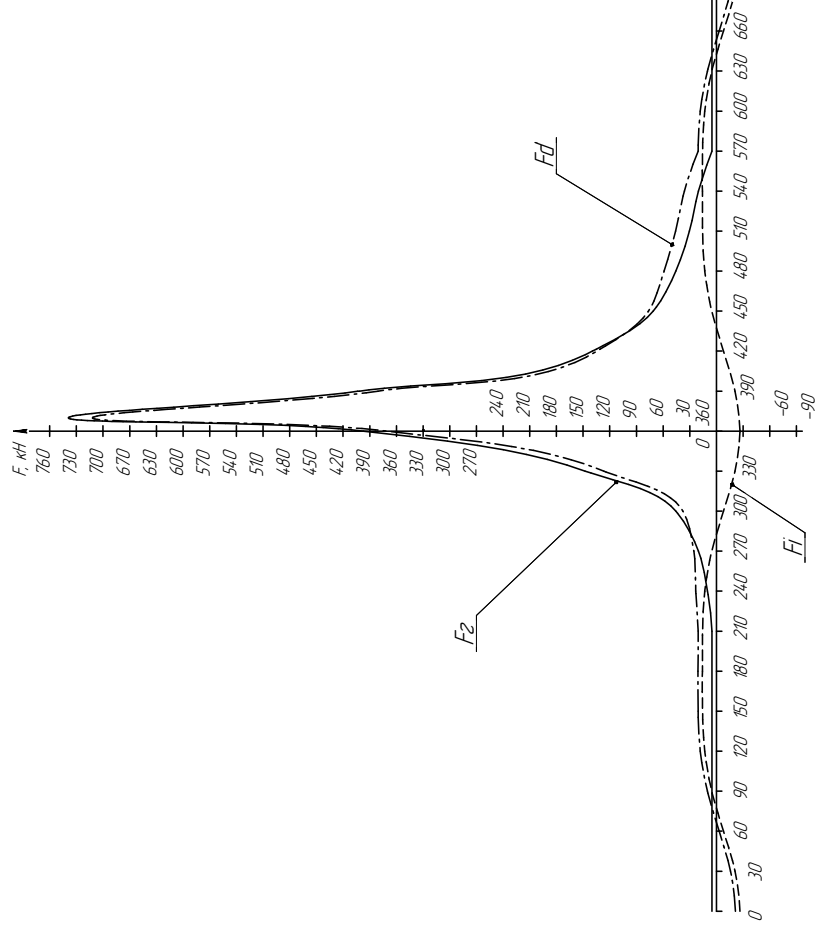
ПНН НУК 1316123.25 РК				Лист				Лист			
Вал				Лист				Лист			
ведений				Лист				Лист			
Сталь 40 ГОСТ 1050-88				Лист				Лист			
61-1E1M2-223				Лист				Лист			
Копія				Лист				Лист			
Формат А2				Лист				Лист			

Модуль	m	8
Число зубців	z	10
Вихідний контур	-	ГОСТ 13755-79
Ступінь точності	-	8-8-7-7
Допуск на радіальне біття збіденого вінця	Fr	0,056
Ділильний діаметр	d	80
Діаметр початкового кола	d _w	88
Плямю контакта в зачепленні по висоті	%	не менше 60
Плямю контакта в зачепленні по довжині	%	не менше 55



1. 229.277 НВ
2. Невказані граничні відхилення Н14, н14, ±IT14/2
3. Плямю контакта в зачепленні забезпечити с роботою: сторони Р зубців шестерні
4. *Розмір для додаток

ПННІ НУК 1316123.25 РК		Лист	Масштаб	Маса	Лист	Масштаб
Шестерня		Лист	Лист	188	11	11
Сталь 40X ГОСТ 4543-71		Лист	Лист	1	1	1
61-1E1M12-223		Лист	Лист	1	1	1

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

Дубл.			
Взам.			
Подл.			

Розробив.	Шмалько А.І.			ПННІ НУК	131.61.23.25	
Перевірив	Нестеренко В.В					
Н. контр.	Нестеренко В.В			Складання масляного бачка		

