

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 «бакалавр»

на тему: Підвищення надійності роботи суднового двигуна, потужністю 130 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції розпилювача.

Прототип 6ЧСП 15/18

Виконав: студент групи 44-ЕМ-21

_____ **Якшин А.О.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2023 р.

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

Студенту Якшину Артуру Олексійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи суднового двигуна, потужністю 130 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції розпилювача. Прототип 6ЧСП 15/18.»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.02.23 за № 9.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 17.05.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧСП 15/18, номінальною потужністю 110 кВт.

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

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення конструкції розпилювача.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення судна (ГК), 2. Двигун 6ЧСП 15/18 (СК)

3. Паливна система (ПС), 4. Форсунка/Розпилювач (СК/РК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «16» лютого 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	17.03.2023	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	21.03.2023	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	24.03.2023	
4.	Розробка конструкції розпилювача форсунки	05.04.2023	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2023	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	18.04.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	26.04.2023	
8.	Робота з кресленням схеми паливної системи	10.05.2023	
9.	Робота з кресленнями форсунки та розпилювача	12.05.2023	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2023	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2023	

Студент _____ Якшин А.О.
(підпис)

Керівник роботи _____ Швець І.А.
(підпис)

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано конструкторське рішення щодо вирішення проблеми підвищення надійності роботи судного дизельного двигуна, потужністю 130 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧСП 15/18, за рахунок вдосконаленням конструкції розпилювача.

Описано об'єкт встановлення двигуна яким є морський буксир МБ-301. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

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

Описано будову штатної паливної системи а також її елементів, та розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено особливості роботи форсунки на різних режимах роботи двигуна, причому окрема увага приділена тепловій та механічній напруженості розпилювача. Запропоновано вдосконалену конструкцію розпилювача. Виконано розрахунок елементів паливної апаратури визначено їх геометричні параметри.

Розглянуто та описано проблеми шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду основних токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, за запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: судновий двигун, дизель, робочий цикл, паливна система, форсунка, розпилювач, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a design solution is proposed to solve the problem of increasing the reliability of a 130 kW marine diesel engine designed on the basis of the 6CHSP 15/18 prototype engine by improving the design of the sprayer.

The object of the engine installation, which is a sea tugboat MB-301, is described. The features of the design and operation of the prototype engine are considered and described.

The engine operating cycle parameters are calculated, based on the results of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and components of the external heat balance are determined.

The structure of the standard fuel system and its elements is described, and its advantages and disadvantages are considered. The peculiarities of the injector operation at different engine operating modes are revealed, with special attention paid to the thermal and mechanical stress of the spray nozzle. An improved design of the atomizer is proposed. The calculation of fuel equipment elements is performed and their geometric parameters are determined.

The problems of the harmful effects of the designed diesel engine on the environment during operation are considered and described. Quantitative indicators of emissions of the main toxic components of the designed engine are determined. The possible hazards that may arise during the repair and operation of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

Keywords: marine engine, diesel engine, working cycle, fuel system, injector, sprayer, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.....	6
1.1. Опис установки встановлення двигуна-прототипу.....	6
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу.....	8
1.3 Висновки по розділу	16
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	17
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....	17
2.2. Побудова індикаторної діаграми.....	27
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....	34
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....	43
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	49
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ РОЗПИЛЮВАЧА.....	51
3.1. Будова та робота штатної паливної системи.....	51
3.2. Розрахунок параметрів паливної системи.....	65
3.3. Висновки по розділу	70
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	71
4.1. Захист навколишнього середовища.....	71
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	75
4.3 Висновок по розділу	77

					<i>ПННІ НУК 142.44.23.20.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ доким.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>		<i>Якшин А</i>			<i>Лит.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевірив</i>		<i>Швець І.А.</i>				2	
<i>Н. Контр.</i>		<i>Швець І.А.</i>			<i>ПННІ НУК</i>		
<i>Затвердив.</i>		<i>Нестеренко В.В</i>					

*Пояснювальна
записка*

ВИСНОВКИ..... 78

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 79

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун 6ЧСП 18/22

Додаток 2 Специфікація форсунка

					ПННІ НУК 142.44.23.20.ПЗ	Арку
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Морський флот є великим споживачем палива. Перехід економіки на сучасні умови що враховують ринкові відносини змушує вишукувати шляхи скорочення транспортних витрат. Далеко не останню роль у формуванні собівартості товарів відіграють витрати на паливо та обслуговування транспортних засобів. Ефективність його роботи багато в чому визначається економічністю головної суднової установки.

Основним економічним джерелом механічної енергії нині і на найближчу перспективу залишається дизельний двигун. Переважна кількість суден різного призначення мають у своєму складі установки з дизельним приводом. Від надійності та економічності дизельних двигунів залежить ефективність роботи судна загалом.

Досвід експлуатації та дані експлуатуючих організацій, низки дослідників і наукових колективів свідчать про те, що найменш довговічною ланкою дизельного двигуна є паливна апаратура, на частку якої припадає більша частина всіх відмов двигуна.

Статистичні дані дають змогу стверджувати, що найбільш вразливою ланкою паливної апаратури і двигуна є розпилювач форсунки. Це підтверджується і малими середньостатистичними термінами служби елементів паливної апаратури. Середній час напрацювання на відмову для різних розпилювачів коливається від 500 до 4000 годин. Це пов'язано з конструктивними особливостями, з технологією виготовлення, особливостями монтажу та експлуатації розпилювачів.

При цьому найчастіше виходять з ладу розпилювачі форсунок, на частку яких припадає, за різними оцінками, від 30% до 90% всіх відмов по двигуну. Знос розпилювача і втрата нормального функціонування багато в чому пов'язані з його високою тепловою напруженістю та недостатнім відводом тепла. Тому підвищення надійності роботи розпилювача із збільшенням його ресурсу є **актуальним завданням.**

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо підвищення надійності роботи судного дизельного двигуна, потужністю 130 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧСП 15/18, за рахунок вдосконаленням конструкції розпилювача.

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати призначення та будову судна;
- ознайомитись з будовою двигуна прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектованого двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати вплив теплової та механічної напруженості на роботу розпилювача, розглянути особливості його роботи щоб виявити переваги та недоліки, та відповідно надати рекомендації щодо його вдосконалення;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні двигуна та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в паливній апаратурі під час роботи, та визначення їх впливу на надійність роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі вирішення проблем та пошук шляхів пов'язаних з вдосконаленням конструкції розпилювача для забезпечення надійної та довговічної роботи двигуна.

Апробацію результатів роботи здійснено на X студентському науково-практичному форумі «Енергозбереження як енергетична безпека України» що відбувся 22 грудня 2022 року.

					<i>ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ</i>	<i>Арку</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Регулярні морські перевезення та буксирування у невеликих обсягах бувають як у вигляді чисто морських, так і у вигляді змішаного типу «море - річка – море». Перший використовується в басейнах тих країн, де використання самохідного флоту не можливе з тих чи інших причин. Це відноситься в першу чергу до морського та річкового басейну країн Далекого сходу. Тут перевезення між малими портами здійснюється на несамохідних судах через обмежену глибину у прибережних районах. Судна буксирування також застосовуються для буксирування плотів-сигар до японських портів. В басейнах інших країн, морські лінійні буксири використовуються для буксирування барж з місцевими будівельними матеріалами на морських лініях та прибережних районах. Морські лінійні буксири, маючи єдине призначення, відрізняються за розмірами та потужністю. До їх загальних особливостей треба віднести високий надводний борт, стандартна або підвищеною сідлоподібність палуби та двоярусна рубка. Компоновка суднових приміщень не відрізняється від тієї, що є на інших буксирах, у яких житлові приміщення призначені на повний штат команди.

На лінійних буксирах, буксирувальна лебідка, яка забезпечує амортизацію ривків буксирувальних канатів, що з'являються при буксируванні судна на хвилях. Так наприклад, судна що обладнанні гідравлічною лебідкою з автоматичним механізмом відстеження, що забезпечує скидання буксирного мотузка при перевищенні номінальної напруги до 15 м, що дає в результаті ослаблення тяги і не призводить до розриву буксирного мотузка.

Лінійні буксири завдяки збільшеному надводному борту в носовій частині мають вищу морехідність, ніж рейдові буксири. Вони мають хорошу стійкість до курсу та захід у хвилю. Заливання палуб забортною водою при цьому невелика. Лінійні буксири оснащені електро-навігаційними пристроями, що забезпечують

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

1.2 Опис будови двигуна-прототипу.

Двигуни серії Д6 являють собою чотиритактні, шестициліндрові, однорядні, вертикальні, нереверсивні дизельні двигуни, атмосферного типу або обладнані газотурбінним наддувом.

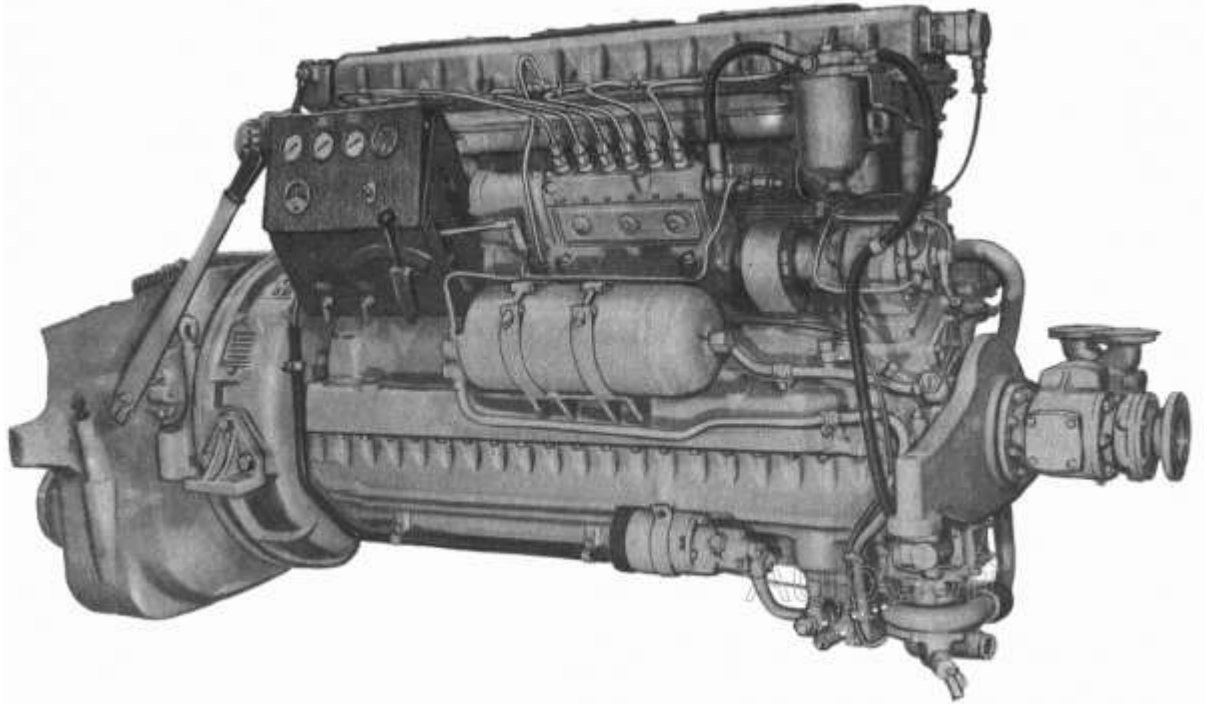


Рис. 1.2 – Двигун серії Д6 з редуктором (перспективний вид).

Картер дизеля 6ЧН 15/18 складається з двох частин: верхньої і нижньої, що відливаються з чавуну чи алюмінієвого сплаву. До заднього, спільно обробленому торцю обох частин картера кріпиться кожух маховика.

У верхній частині картера маються чотири лапи для кріплення дизелів до рами. Опорна площа лап збігається з площиною рознімання картера. З правої сторони картера (дивлячись з боку вентилятора) маються два кронштейни, на які встановлюються і кріпляться за допомогою сталевих стяжних стрічок стартер і генератор. З лівої сторони до картера кріпляться два кронштейни для установки паливного насоса. Нижче, на бічній стінці картера, мається лапа для установки масляного фільтра.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

У середині верхньої частини картера мається сім перегородок жорсткості, що виступають за площину рознімання. У нижніх частинах перегородок зроблені пази для кришок корінних підшипників. Розточення в перегородках і підвісках утворюють гнізда для вкладишів 12-ти корінних підшипників.

З боку переднього, спільно обробленого торця картера у розточені отвори вставлені стакани підшипників валів механізму передачі, а в торець укрупнені шпильки для кріплення корпусу привода вентилятора. На цьому торці маються жиклери і канали для підведення мастила до передачі, розподільним валам і іншим механізмам дизеля.

Інший торець картера має на виході колінчатого валу лабіринти, що забезпечують ущільнення. У цей же торець укрупнені шпильки для кріплення кожуха маховика і запресовані штифти, що фіксують кожух маховика. Нижня частина картера закриває порожнину верхньої частини картера і служить також для установки на ній механізмів дизеля. До нижньої її площини, на шпильках кріпляться циркуляційний і масляний насоси, а збоку паливопідкачувальний насос. Ліворуч знаходиться штуцер для зливу мастила з переднього відстійника картера.

Кожух маховика, відливається з чавуну або алюмінієвого сплаву має з боків оброблені площадки з закріпленими на них опорними лапами, а також розточки і шпильки для установки корпусу реверса-редуктора, чи муфти генератора. На ньому мається також приплив і розточений отвір для кріплення корпусу стартера. На циліндричній частині цього припливу зроблене вікно, через яке мається доступ до шестірні стартера. На іншій стороні кожуха маховика зроблене таке ж вікно для читання розподілів і міток на маховику. До однієї зі стінок вікна прикріплена стрілка що показує ВМТ.

Сапун, установлений на верхній частині картера, складається з литого чавунного корпусу з перегородками, литої чавунної кришки з фільтром із дрової канителі і пружинного замка для закріплення кришки.

Колінчатий вал виготовляється з високолегованої сталі. Вал має шість колін, розташованих попарно у трьох площинах під кутом 120° друг до друга,

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

шість шатунних і сім корінних пустотілих шийок. Розташування колін залежить від напрямку обертання валу. З боку сьомої корінної шийки мається фланець, до якого за допомогою болтів кріпиться маховик. На голівках болтів маютьься зрізи, що не допускають провертання болтів. Положення маховика щодо колінчатого валу визначається штифтом.

Позад упорного бурту присутнє чотирьох-західне маслосгінне різьблення. Під час роботи дизеля мастило, що попадає на це різьблення, відкидається по ній усередину картера в порожнину. Упорний борт фланця і упорний виступ дванадцятої щоки колінчатого валу стикаються з буртами упорного вкладиша картера.

Порожнини шатунних і корінних шийок мають на вході і виході фаски для заглушок з алюмінієвого сплаву. Кожна пара заглушок для забезпечення герметичності стягується болтом. Для кращого ущільнення під голівку болта і гайку підкладені мідні шайби. Крім того, під гайку підкладається сталєва шайба, а для ущільнення різьблення намотується шовкова нитка.

Порожнини корінних і шатунних шийок сполучаються між собою каналами, просвердленими в щоках валу. У першій щоці є три канали. Ці канали просвердлені з боку шатунної шийки і закриті заглушками, що мають різьблення. Заглушки загвинчені в канали, а потім розчєканені і розкернені. До робочих поверхонь вкладишів корінних і шатунних підшипників мастило підводиться з порожнини валу по мідних розвальцьованих трубках, уставленим зсередини в радіальні отвори шийок валу. Ці трубки забезпечують відцентрове очищення мастила. Трубки розташовуються на кожній шатунній шийці під кутом 60° до площини коліна, випереджаючи її в напрямку обертання валу.

В внутрішній порожнині хвостовика, закритою різьбовою пробкою з мідною прокладкою, маютьься косі свердління, по яких мастило проходить у розташовану зовні хвостовика кільцеву канавку. З цієї канавки мастило надходить по каналу у першу шатунну шийку.

На виступаючому з першої корінної шийки кінці хвостовика маютьься прямокутні шліци і циліндричні паски, що центрують. На шліцьовий кінець і на

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

один з пасків хвостовика, що центрують, насаджена конічна шестірня, що служить для приводу механізмів дизеля.

Чавунний маховик з напресованим у гарячому стані сталевим зубцюватим вінцем. На ободі маховика є мітки від 0 до 360°, необхідні для регулювання механізму газорозподілу дизеля, а також стрілка, що показує напрям обертання колінчатого валу дизеля. Поверхня маховика зі сполучними муфтами оброблена після посадки маховика на колінчатий вал.

Шатун виготовлений з високолегованої сталі методом гарячого штампування. Стрижень шатуна має двотавровий перетин, що збільшується зверху вниз. В отвір верхньої нероз'ємної голівки шатуна запресована з натягом бронзова втулка, усередині якої розміщується поршневий палець.

Нижня голівка шатуна рознімна. У ній затиснуті з натягом сталеві вкладиші, що фіксуються штифтами. Кришка нижньої голівки кріпиться до шатуна за допомогою двох конічних штифтів, що забиваються в отвори, спільно оброблені в гребнях рознімання нижньої голівки і кришки шатуна. Кришки нижніх голівок і конічних штифтів не взаємозамінні.

Для збільшення твердості кришка нижньої голівки шатуна зовні має чотири ребра. Площина рознімання нижньої голівки шатуна розташована під кутом 60° до осі шатуна. На колінчатий вал установлюється шість шатунів.

Вкладиш шатуна сталевий, тонкостінний, залитий свинцюватою бронзою. На його половинках маються отвори у які входять циліндричні штифти, запресовані в шатун і його кришку.

Поршень штампований, виготовлений з алюмінієвого сплаву. Верхній торець днища поршня фігурний, що сприяє кращому завихренню стиснутого в циліндрі повітря і заповненню камери згоряння розпиленним паливом.

На поршні присутні п'ять канавок для поршневих кілець. Чотири з них розташовані вище поршневого пальця й одне - нижче.

Поршневі кільця виготовлені зі спеціального чавуну: два верхніх кільця циліндричні, покриті пористим хромом, інші три - конічні. Поршковий палець що плаває, порожній, сталевий, цементований. Блок циліндрів складається із

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

сорочки циліндрів, відлитої з чавуну, шести сталевих гільз циліндрів і голівки блоку, відлитої з алюмінієвого сплаву.

Сорочка охолодження має шість гнізд, у які вставляються гільзи. Поверхня гільз, омивана охолоджуючою рідиною, має антикорозійне покриття (оцинкування, молочне хромування, азотування). Між гільзами і стінками сорочки утворюється порожнина для протоки охолоджуючої рідини. На бічній стороні сорочки розташовані фланці. До одного з них кріпиться патрубков для підведення охолоджуючої рідини в блок, другий фланець закритий кришкою. Верхня і нижня площини сорочки чисто оброблені.

Для проходу стяжних шпильок, що кріплять блок циліндрів до картера, голівка і сорочка мають по чотирнадцять наскрізних колодязів, відділених від охолоджуючих порожнин.

У нижній частині сорочки кожний з колодязів має вихідне на бічну сторону контрольний отвір а для контролю за відсутністю води чи мастила в колодязях. Для ущільнення зверху колодязів сорочки на шпильки одягнені гумові кільця. На верхній площині сорочки мається двадцять чотири отвори для проходу води в голівку по трубках, ущільненими гумовими кільцями. По бічних сторонах верхньої частини сорочки зроблено по дванадцять припливів, через отвори яких проходять шпильки, що з'єднують голівку і сорочку в один вузол. У верхній частині гільзи мається фланець, що спирається на відповідне виточення в сорочці циліндрів і ущільнює охолоджувальну порожнину зверху. Знизу водяна порожнина ущільнюється трьома гумовими кільцями, два верхніх кільця прямокутного перетину виготовлені з тепло-водостійкої гуми і нижнє кільце круглого перетину з тепло-маслостійкої гуми. На верхні торці фланців гільз покладена загальна для всіх циліндрів нагартована алюмінієва прокладка, що притискається голівкою блоку й ущільнює камери згоряння.

Головка блоку знизу має шість циліндричних поглиблень, що утворюють разом із днищами поршнів камери згоряння. У виїмках днищ цих поглиблень запресовані і закарбовані по чотири сталевих сідла клапанів. Поглиблення з'єднані каналами з впускними вікнами на одній бічній стороні голівки і з

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

випускними на іншій. Співвісно із сідлами в гнізда голівки запресовані чавунні направляючі втулки для проходу стрижнів клапанів газорозподілу. У центрі кожного поглиблення голівки маються східчасті отвори для установки форсунок, що кріпляться на двох шпильок, вкручені в голівку зверху.

Головка з'єднується із сорочкою в загальний вузол за допомогою шпильок, укручених у голівку знизу по дванадцятьох з кожної бічної сторони. На шпильках, укручених у торець голівки з боку вентилятора, закріплена алюмінієва коробка із запресованою бронзовою втулкою, що є підшипником валика привода розподільних валів. На цих же шпильках закріплений кронштейн паливного фільтра. Між торцем голівки і коробкою встановлені одна паронітова й однієї паперова прокладки.

На торці голівки, з боку кожуха маховика, закріплений трьома болтами патрубок для відводу охолоджуючої рідини з порожнин голівки. Цей патрубок має різну конфігурацію в дизелів з охолоджуваним і неохолоджуваним колектором випуску відпрацьованих газів. У цей же торець голівки укручені дві сталеві втулки для болтів кріплення трубки зливу мастила з верхньої площини голівки в картер дизеля.

На шпильки верхньої площини голівки встановлюються сім різних підшипників розподільних валів. На корпусах і кришках підшипників, із правої сторони, вибиті номери сполучених деталей, що відповідають порядковому номеру підшипника. Кожен підшипник має по двоє рівнобіжні розточення для розподільних валів впуску і випуску. Перший підшипник має кільцеві проточки і канали для підведення мастила усередину розподільних валів, звідкіля воно надходить до інших підшипників, і для змащення клапанного механізму.

Чавунна лита кришка, що закриває механізм газорозподілу, розташований на верхній площині голівки, кріпиться шпильками, укрученими у верхню площину голівки, і фіксується двома штифтами для збереження співвісності привода датчика електротахометра в горизонтальній площині. На торці кришки маються отвір і фланець для кріплення датчика електротахометра.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

У кришці голівки зроблені три люки для доступу до форсунок без зняття кришки. Люки закриті штампованими сталевими кришками. На стінці кришки голівки, з лівої сторони, розташовані шість отворів для проходу штуцерів трубок високого тиску, що підводять паливо від паливного насоса до форсунок.

Кожен циліндр має два впускних і два випускних клапани. У клапани вкручуються тарелі, на верхню поліровану площину яких безпосередньо натискають кулачки розподільних валів. Шляхом укручування тарелі в чи клапан вивертання з нього змінюється зазор між тареллю і кулачком.

Закриття кожного клапана здійснюється двома пружинами. Одночасно пружини притискають зуби замка, що сидить на лисках стрижня клапана, до зубів, що мається на нижній поверхні тарелі, і цим запобігають від провертання тарелі щодо клапана. Для запобігання клапанів від провертання крайні витки великої пружини відігнуті у виді вусиків, що входять у поглиблення голівки блоку циліндрів і в проріз замка тарелі клапана.

Впускні клапани, тарелі і замки тарелей виготовлені з якісної сталі, а випускні клапани з жаростійкої якісної сталі. Випускні клапани мають менший діаметр голівки, чим впускні.

На голівці блоку циліндрів розташований розподільний вал впуску і вал випуску. З лівої сторони голівки розташований вал впуску.

Розподільні вали виготовлені з вуглецевої сталі. Кожен вал має сім опорних шийок і дванадцять кулачків. По краях першої шийки розташовані бурти. Для підведення мастила до підшипників розподільних валів і тарелям клапанів вали виконані порожніми. В кожній шийці й у потилиці кожного кулачка маються радіальні отвори для виходу мастила. На першій і сьомій опорних шийках зроблено по два отвори, а на інших шийках і на всіх кулачках по один. Отвір на кулачку розташовано так, що мастило попадає на тарель до зіткнення з нею кулачка. Профілі всіх кулачків однакові.

Усередині переднього і заднього кінців кожного валу нарізане різьблення. Після встановлення заглушок вони стопоряться розрізними пружинними кільцями, що входять у спеціальні кільцеві канавки. Різьблення в заглушок

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

праве. Заглушка на переднім кінці валу впуску закінчується плоским хвостовиком для привода валика датчика тахометра. У заглушці просвердлений отвір для проходу мастила до валика датчика тахометра.

Передній кінець обох валів має зовні циліндричний пасок і десять прямокутних шліців. На передній кінець валу впуску насаджено регулювальне кільце, та виготовлені спільно конічна і циліндрична шестірні. На передній кінець валу випуску насаджена циліндрична шестірня. Шестірні з'єднуються з розподільними валами за допомогою сталевих регулювальних втулок.

Розрізними пружинними кільцями регулювальні втулки рухливо з'єднуються з різьбовими затисками. Затиск розподільного валу впуску має центральний отвір для виходу хвостовика заглушки і ліве різьблення. Затиск валу випуску має праве різьблення.

Циліндричні шестірні знаходяться у взаємному зачепленні, а конічна шестірня входить у зачеплення з валиком привода газорозподілу. По бічних сторонах голівки блоку циліндрів кріпляться на шпильках штаповані сталеві впускний і випускний колектори. До впускного колектору приварені кронштейни для кріплення щитка керування і фланці для приєднання колектору до голівки блоку.

Випускний колектор має шість фланців для кріплення до голівки блоку, що кріпляться шістьма болтами. На колектор установлюються патрубки для перепуску охолоджуючої рідини з головки блоку в колектор і для відводу її з колектору.

Повітроочишувач, складається з голівки, корпусу і бункера. У голівці поміщені касети із сітками, заповнені дротовою канителлю, а для фіксування касет з канителлю служать стопорні кільця і вушка засувки. У корпусі повітроочисника розташовані: кишень-приймач, пиლოსкидальні конуси і циліндричні труби, що очищають повітря інерційним способом. Повітроочишувач кріпляється до дизеля за допомогою кронштейна і хомутів, а патрубків голівки з'єднується з горловиною впускного колектору за допомогою дюритового шланга, що закріплюється стяжними стрічками.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3 Висновки по розділу.

Під час роботи над даним розділом, було вивчено та розглянуто та описано функціональне призначення об'єкту встановлення проектованого двигуна, яким є малий портовий буксир типу МБ-301, та описано його функціональні завдання під час роботи в порту.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, а також принципи роботи та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості двигуна-прототипу щодо форсування з дотриманням високих техніко-економічних показників.

					ПННІ НУК 142.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 130$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 1500$

Ступінь стиску, $\epsilon = 17$

Число циліндрів $i = 6$

Тактність двигуна $\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8] $\alpha = 2.0$

Тиск навколишнього середовища, кПа $p_a = 101.3$

Температура навколишнього середовища, К $T_a = 293$

Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $\Delta T = 10$

Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа $p_r = 117$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 750$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.50$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi_Z = 0.79$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.95$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.92$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.92 \cdot 101.3 = 93.196$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{750} \cdot \frac{117}{17 \cdot 93.196 - 117} = 0.032$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 750}{1 + 0.03} = 316.95$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{93.196}{101.3} \cdot \frac{293}{316.95 \cdot (1 + 0.032)} = 0.875$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\Phi_c = (0,75...0,95)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{II} \cdot T_a}$$

де $R_{II} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{II} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.373$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 93.196 \cdot 17^{1.373} = 4558.308$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_c = (3000...6000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 316.95 \cdot 17^{1.37 - 1} = 911.9$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_c = (800...950)$ К, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 911.902 = 22.286$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

$$C = 0.86 ; H = 0.13 ; O = 0.01 ; S = 0 ; W = 0 ;$$

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$Q_{H,p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 2 \cdot 0.495 = 0.989$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (2 - 1) \cdot 0.495 = 0.104$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 2 \cdot 0.495 = 0.781$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.104 + 0.781 = 1.022$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.022}{0.989} = 1.033$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,034...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.033 + 0.032}{1.000 + 0.032} = 1.032$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.022} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.104 \cdot 23.3 \\ 0.781 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.176$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.0219} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.1039 \cdot 0.0015 \\ 0.7814 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.176 + 8.314 = 31.49$$

$$b' = b = 0.00178$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 4558.308 = 6837.462$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ кПа, [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_Z \cdot Q_{\text{н.р}} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_Z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_Z^2 + B \cdot T_Z - C = 0$$

де $A = b' \cdot \beta = 0.00178 \cdot 1.03214 = 0.00184$

$$B = a' \cdot \beta = 31.49 \cdot 1.032 = 32.502$$

$$C'_1 = \frac{\xi_Z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.79 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.989 \cdot (1 + 0.032)} = 3.285 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.286 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 911.902 = 3.169 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 32845.672 + 31694.622 = 64540.294$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.502^2 + 4 \cdot 1.841 \times 10^{-3} \cdot 6.454 \times 10^4 = 1.532 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.502 + \sqrt{1531.652}}{2 \cdot 0.002} = 1801.838$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_Z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.032 \cdot 1.802 \times 10^3}{1.5 \cdot 911.902} = 1.36$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.36} = 12.504$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.22$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{6837.462}{12.504^{1.22}} = 313.699$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_b = (300...900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1801.838}{12.504^{1.22-1}} = 1033.637$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_b = (1000...1200)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1033.637}{\sqrt[3]{\frac{313.699}{117}}} = 744.033$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|750 - 744.033|}{750} \cdot 100 = 0.796 \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.36 - 1) = 0.539$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) = \frac{1.5 \cdot 1.36}{1.22 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.504^{1.22 - 1}}\right) = 3.952$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}\right) = \frac{1}{1.373 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1.373 - 1}}\right) = 1.749$$

$$p_{mi}' = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4558.308}{17 - 1} \cdot [0.539 + (3.952 - 1.749)] = 781.323$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.95 \cdot 781.323 = 742.257$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{mi} = (650 \dots 850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{2 \cdot 14.317 \cdot 742.257}{0.875 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.475$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_i = (0,415 \dots 0,555)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.475 \cdot 42447.806} = 0.179$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_i = (0,155 \dots 0,205) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де $a_M = 88$; $b_M = 11.8$ - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.18$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.18 \cdot 1500}{30} = 9$$

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 9 = 194.2$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 742.257 - 194.2 = 548.057$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{me} = (550...850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{548.057}{742.257} = 0.738$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_M = (0,70...0,82)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.475 \cdot 0.738 = 0.351$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_e = (0,345...0,41)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.351 \cdot 42447.806} = 0.242$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_e = (0,210...0,250)$ $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.242 \cdot 130 = 31.45$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{130 \cdot 10^3}{548.057 \cdot 1500} = 18.976$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}}$$

де $d_{пр} = 0.15$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.18}{0.15} = 1.2 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 18.976}{\pi \cdot 1.2 \cdot 6}} = 149.714$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.2 \cdot 149.714 = 179.657$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

$$\text{Діаметр циліндру } d' = 150 \text{ мм або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 150 \cdot 10^{-3} = 0.15$$

$$\text{Хід поршня } s' = 180 \text{ мм або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 180 \cdot 10^{-3} = 0.18$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.15^2 \cdot 0.18 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 19.085$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{548.057 \cdot 19.085 \cdot 1500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 130.747$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |130.747 - 130|}{130.747 + 130} \cdot 100 = 0.573 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi = 0, \Delta\varphi .. 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.18 = 3.181 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{3.181 \times 10^{-3}}{17 - 1} = 1.988 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 3.181 \times 10^{-3} + 1.988 \times 10^{-4} = 3.38 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.988 \times 10^{-4} \cdot 1.36 = 2.703 \times 10^{-4}$$

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

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)$$

$\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

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

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d \cdot \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{\eta_1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi)/V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми де V - об'єм робочого тіла в м³; p - тиск робочого тіла в кПа, в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00020$	$p(0) = 93.196$	$V(180) = 0.00338$	$p(180) = 93.196$
$V(10) = 0.00023$	$p(10) = 93.196$	$V(190) = 0.00336$	$p(190) = 93.883$
$V(20) = 0.00032$	$p(20) = 93.196$	$V(200) = 0.00331$	$p(200) = 95.997$
$V(30) = 0.00046$	$p(30) = 93.196$	$V(210) = 0.00322$	$p(210) = 99.706$
$V(40) = 0.00066$	$p(40) = 93.196$	$V(220) = 0.00309$	$p(220) = 105.318$
$V(50) = 0.00089$	$p(50) = 93.196$	$V(230) = 0.00293$	$p(230) = 113.325$
$V(60) = 0.00115$	$p(60) = 93.196$	$V(240) = 0.00274$	$p(240) = 124.49$
$V(70) = 0.00143$	$p(70) = 93.196$	$V(250) = 0.00251$	$p(250) = 139.987$
$V(80) = 0.00171$	$p(80) = 93.196$	$V(260) = 0.00226$	$p(260) = 161.659$
$V(90) = 0.00199$	$p(90) = 93.196$	$V(270) = 0.00199$	$p(270) = 192.475$
$V(100) = 0.00226$	$p(100) = 93.196$	$V(280) = 0.00171$	$p(280) = 237.391$
$V(110) = 0.00251$	$p(110) = 93.196$	$V(290) = 0.00143$	$p(290) = 305.027$
$V(120) = 0.00274$	$p(120) = 93.196$	$V(300) = 0.00115$	$p(300) = 411.07$
$V(130) = 0.00293$	$p(130) = 93.196$	$V(310) = 0.00089$	$p(310) = 585.401$
$V(140) = 0.00309$	$p(140) = 93.196$	$V(320) = 0.00066$	$p(320) = 886.821$
$V(150) = 0.00322$	$p(150) = 93.196$	$V(330) = 0.00046$	$p(330) = 1428.855$
$V(160) = 0.00331$	$p(160) = 93.196$	$V(340) = 0.00032$	$p(340) = 2386.223$
$V(170) = 0.00336$	$p(170) = 93.196$	$V(350) = 0.00023$	$p(350) = 3751.582$
$V(360) = 0.0002$	$p(360) = 4558.308$	$V(540) = 0.00338$	$p(540) = 313.699$
$V(370) = 0.00023$	$p(370) = 6837.462$	$V(550) = 0.00336$	$p(550) = 117$
$V(380) = 0.00032$	$p(380) = 5596.177$	$V(560) = 0.00331$	$p(560) = 117$
$V(390) = 0.00046$	$p(390) = 3548.032$	$V(570) = 0.00322$	$p(570) = 117$

V(400) = 0.00066	p(400) = 2322.305	V(580) = 0.00309	p(580) = 117
V(410) = 0.00089	p(410) = 1605.6	V(590) = 0.00293	p(590) = 117
V(420) = 0.00115	p(420) = 1172.761	V(600) = 0.00274	p(600) = 117
V(430) = 0.00143	p(430) = 899.645	V(610) = 0.00251	p(610) = 117
V(440) = 0.00171	p(440) = 719.996	V(620) = 0.00226	p(620) = 117
V(450) = 0.00199	p(450) = 597.572	V(630) = 0.00199	p(630) = 117
V(460) = 0.00226	p(460) = 511.752	V(640) = 0.00171	p(640) = 117
V(470) = 0.00251	p(470) = 450.312	V(650) = 0.00143	p(650) = 117
V(480) = 0.00274	p(480) = 405.731	V(660) = 0.00115	p(660) = 117
V(490) = 0.00293	p(490) = 373.231	V(670) = 0.00089	p(670) = 117
V(500) = 0.00309	p(500) = 349.704	V(680) = 0.00066	p(680) = 117
V(510) = 0.00322	p(510) = 333.096	V(690) = 0.00046	p(690) = 117
V(520) = 0.00331	p(520) = 322.061	V(700) = 0.00032	p(700) = 117
V(530) = 0.00336	p(530) = 315.752	V(710) = 0.00023	p(710) = 117

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 2409.505$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.41 \times 10^3}{3.181 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 757.5$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 757.5 \cdot 0.95 = 719.625$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |742.257 - 719.625|}{742.257 + 719.625} \cdot 100 = 3.096$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 23^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 23 - 10 = 13^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$r' = 20^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 48^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 48^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 20^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.558 \times 10^3 = 5.47 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску;

1 - для дизелів, 0,85 - для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 6.837 \times 10^3 = 6.837 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми
Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 93.196$	$V(\varphi_r) = 1.988 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 93.196$	$V(\varphi_d) = 3.38 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4558.308$	$V(\varphi_c) = 1.988 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 6837.462$	$V(\varphi_z) = 1.991 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 313.699$	$V(\varphi_b) = 3.38 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 337$	$p(\varphi_{c'}) = 2.046 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 3.563 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 347$	$p(\varphi_f) = 3.33 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 2.499 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 375$	$p(\varphi_{z'}) = 6.837 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 2.666 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 492$	$p(\varphi_{b''}) = 367.886$	$V(\varphi_{b''}) = 2.966 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 700$	$p(\varphi_{r'}) = 117$	$V(\varphi_{r'}) = 3.185 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 20$	$p(\varphi_{r''}) = 93.196$	$V(\varphi_{r''}) = 3.185 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = \blacksquare$	$p(\varphi_{d'}) = 111.5$	$V(\varphi_{d'}) = 2.966 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.47 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.988 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_{д}} = 368$	$p_{z_{д}} = 6.837 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_{д}}) = 2.182 \times 10^{-4}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

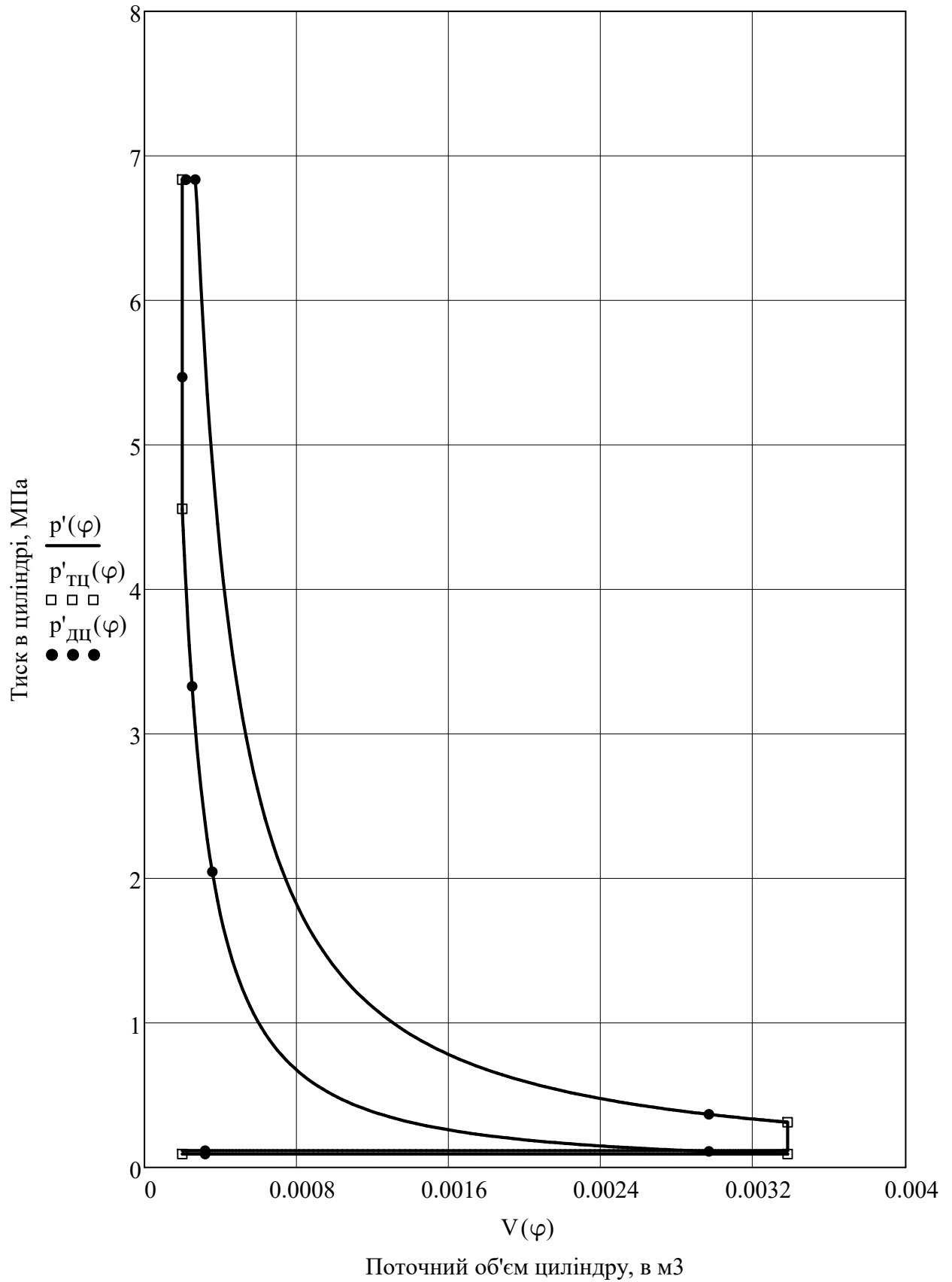


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

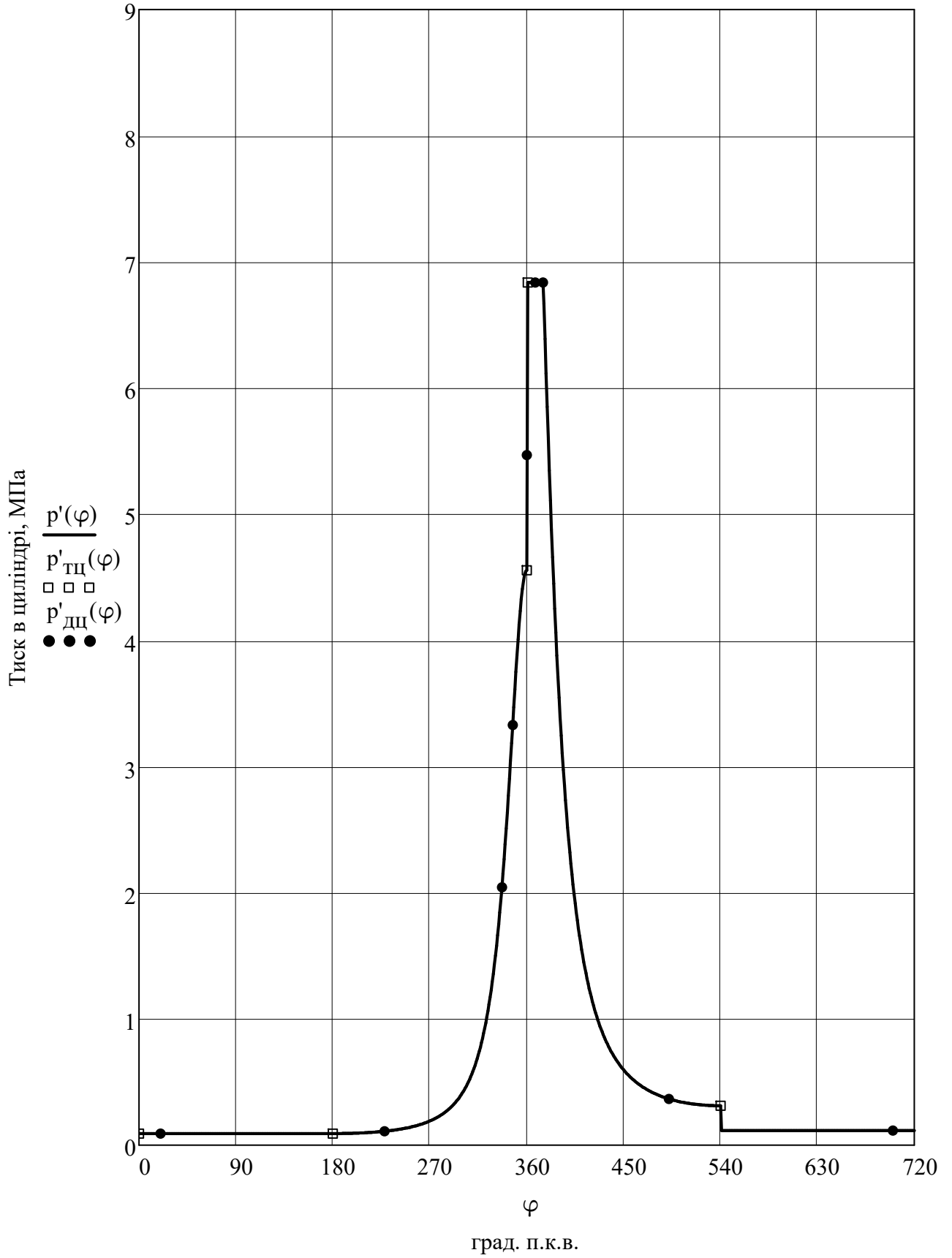


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі передбачає визначення величин сил і моментів, які виникають внаслідок дії газів в циліндрі та сил інерції рухомих деталей двигуна. Отримані в ході даного розрахунку результати дають можливість визначити параметри міцності та зношення деталей КШМ а також спрогнозувати їх залишковий ресурс.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, виконується виходячи з наступних допущень:

- кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

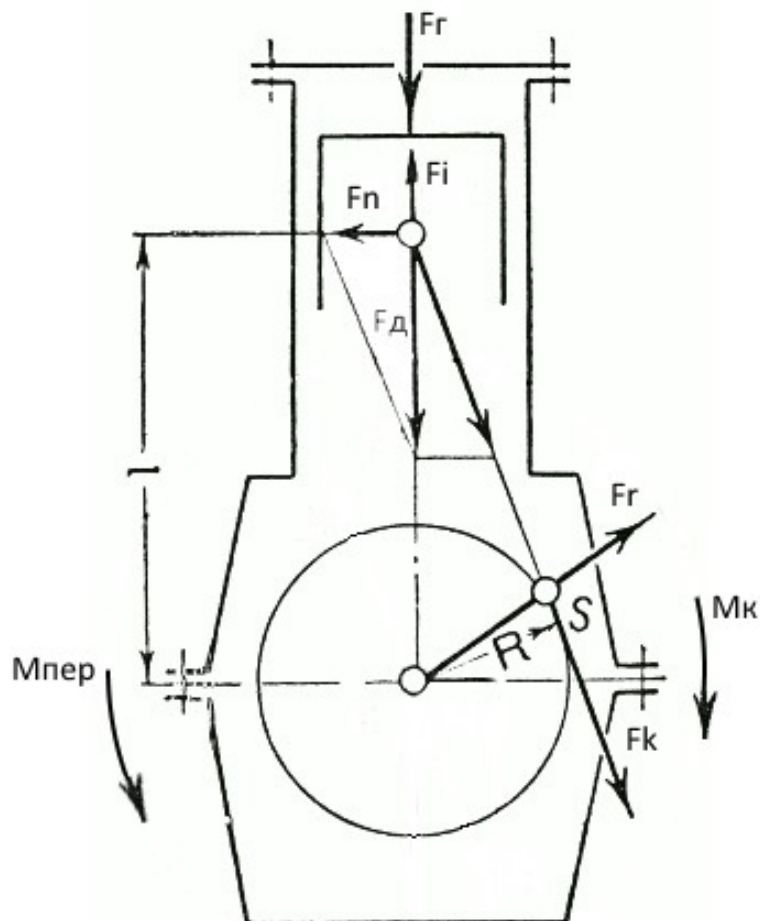


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні дані.

Маси деталей поршневого комплекту:

Маса поршня, в кг	$m_{\Pi} = 2.57$
Маса поршневого пальця, в кг	$m_{\Pi.П} = 1.04$
Маса компресійного кільця, в кг	$m_{К.К} = 0.04$
Кількість компресійних кілець, шт	$i_{К.К} = 2$
Маса маслос'ємного кільця, в кг	$m_{М.К} = 0.039$
Кількість маслос'ємних кілець, шт	$i_{М.К} = 3$
Маса стопорного кільця, в кг	$m_{С.К} = 0.0$
Кількість стопорних кілець, шт	$i_{С.К} = 0$
Маса пальцевої заглушки, в кг	$m_{З.П} = 0.035$
Кількість пальцевих заглушок, шт	$i_{З.П} = 2$
Маси деталей з шатунного комплекту:	
Маса шатуна, в кг	$m_{Ш} = 5.45$
Маса верхньої втулки шатуна, в кг	$m_{В.В.Ш} = 0.045$
Маса нижньої кришки шатуна, в кг	$m_{Н.К.Ш} = 0.75$
Маса вкладиша шатуна, в кг	$m_{В.Ш} = 0.105$
Кількість шатунних вкладишів, шт	$i_{В.Ш} = 2$
Маса шатунного болта, в кг	$m_{Б.Ш} = 0.055$
Кількість шатунних болтів, шт	$i_{Б.Ш} = 2$
Маса шатунної гайки, в кг	$m_{Г.Ш} = 0.035$
Кількість шатунних гайок, шт	$i_{Г.Ш} = 2$
Маса шатунної шийки, в кг	$m_{Ш.Ш} = 1.45$

Маси комплектів деталей що рухаються поступально та обертально

Маса комплекту поршня, в кг

$$m_{к.П} = \sum \begin{pmatrix} m_{П} \\ m_{П.П} \\ i_{к.к} \cdot m_{к.к} \\ i_{М.к} \cdot m_{М.к} \\ i_{с.к} \cdot m_{с.к} \\ i_{з.П} \cdot m_{з.П} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 2.57 \\ 1.04 \\ 2 \cdot 0.04 \\ 3 \cdot 0.039 \\ 0 \cdot 0.0 \\ 2 \cdot 0.035 \end{pmatrix} = 3.877$$

Маса комплекту шатуна, в кг

$$m_{к.Ш} = \sum \begin{pmatrix} m_{Ш} \\ m_{В.В.Ш} \\ m_{Н.к.Ш} \\ i_{В.Ш} \cdot m_{В.Ш} \\ i_{б.Ш} \cdot m_{б.Ш} \\ i_{Г.Ш} \cdot m_{Г.Ш} \\ m_{Ш.Ш} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 5.45 \\ 0.045 \\ 0.75 \\ 2 \cdot 0.105 \\ 2 \cdot 0.055 \\ 2 \cdot 0.035 \\ 1.45 \end{pmatrix} = 8.085$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{к.П} + \frac{1}{3} \cdot m_{к.Ш} = 3.877 + \frac{1}{3} \cdot 8.085 = 6.572$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.18}{2} = 0.09$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{Ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.09}{0.256} = 0.352$$

Площа поршня, в м²

$$A_{П} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} = 0.018$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157.08$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ для робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу $\varphi = 0 \dots 720$, з кроком обліку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шагуна

$$\beta'(\varphi) = \text{asin}\left(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

$$F_{\text{Г}}(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\text{П}}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_{\text{і}}(\varphi) = -m_{\text{с}} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{\text{кр}} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_{\text{д}}(\varphi) = F_{\text{Г}}(\varphi) + F_{\text{і}}(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_{\text{н}}(\varphi) = F_{\text{д}}(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_{\text{r}}(\varphi) = F_{\text{д}}(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_{\text{к}}(\varphi) = F_{\text{д}}(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_{\text{к}}(\varphi) = F_{\text{к}}(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{\text{оп}}(\varphi) = -M_{\text{к}}(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{\text{пер}}(\varphi) = -F_{\text{н}}(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{\text{ш}} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

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

$F_r(0) = -0.143$	$F_i(0) = -18.33$	$F_d(0) = -18.474$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.143$	$F_i(30) = -14.507$	$F_d(30) = -14.65$	$M_k(30) = -0.807$
$F_r(60) = -0.143$	$F_i(60) = -5.429$	$F_d(60) = -5.572$	$M_k(60) = -0.491$
$F_r(90) = -0.143$	$F_i(90) = 3.736$	$F_d(90) = 3.593$	$M_k(90) = 0.323$
$F_r(120) = -0.143$	$F_i(120) = 9.165$	$F_d(120) = 9.022$	$M_k(120) = 0.611$
$F_r(150) = -0.143$	$F_i(150) = 10.771$	$F_d(150) = 10.628$	$M_k(150) = 0.371$
$F_r(180) = -0.143$	$F_i(180) = 10.858$	$F_d(180) = 10.715$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = -0.028$	$F_i(210) = 10.771$	$F_d(210) = 10.743$	$M_k(210) = -0.375$
$F_r(240) = 0.41$	$F_i(240) = 9.165$	$F_d(240) = 9.575$	$M_k(240) = -0.648$
$F_r(270) = 1.611$	$F_i(270) = 3.736$	$F_d(270) = 5.347$	$M_k(270) = -0.481$
$F_r(300) = 5.474$	$F_i(300) = -5.429$	$F_d(300) = 0.045$	$M_k(300) = -0.004$
$F_r(330) = 23.46$	$F_i(330) = -14.507$	$F_d(330) = 8.953$	$M_k(330) = -0.493$
$F_r(360) = 78.762$	$F_i(360) = -18.33$	$F_d(360) = 60.432$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 60.909$	$F_i(390) = -14.507$	$F_d(390) = 46.402$	$M_k(390) = 2.555$
$F_r(420) = 18.934$	$F_i(420) = -5.429$	$F_d(420) = 13.505$	$M_k(420) = 1.191$
$F_r(450) = 8.77$	$F_i(450) = 3.736$	$F_d(450) = 12.506$	$M_k(450) = 1.126$
$F_r(480) = 5.38$	$F_i(480) = 9.165$	$F_d(480) = 14.545$	$M_k(480) = 0.985$
$F_r(510) = 4.096$	$F_i(510) = 10.771$	$F_d(510) = 14.867$	$M_k(510) = 0.519$
$F_r(540) = 3.753$	$F_i(540) = 10.858$	$F_d(540) = 14.611$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.277$	$F_i(570) = 10.771$	$F_d(570) = 11.048$	$M_k(570) = -0.386$
$F_r(600) = 0.277$	$F_i(600) = 9.165$	$F_d(600) = 9.443$	$M_k(600) = -0.639$
$F_r(630) = 0.277$	$F_i(630) = 3.736$	$F_d(630) = 4.014$	$M_k(630) = -0.361$
$F_r(660) = 0.277$	$F_i(660) = -5.429$	$F_d(660) = -5.152$	$M_k(660) = 0.454$
$F_r(690) = 0.277$	$F_i(690) = -14.507$	$F_d(690) = -14.23$	$M_k(690) = 0.783$
$F_r(720) = 0.277$	$F_i(720) = -18.33$	$F_d(720) = -18.053$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -18.474$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.891$	$F_r(30) = -11.742$	$F_k(30) = -8.963$	$M_{пер}(30) = 0.807$
$F_n(60) = -1.267$	$F_r(60) = -1.689$	$F_k(60) = -5.459$	$M_{пер}(60) = 0.491$
$F_n(90) = 0.951$	$F_r(90) = -0.951$	$F_k(90) = 3.593$	$M_{пер}(90) = -0.323$
$F_n(120) = 2.051$	$F_r(120) = -6.287$	$F_k(120) = 6.788$	$M_{пер}(120) = -0.611$
$F_n(150) = 1.372$	$F_r(150) = -9.89$	$F_k(150) = 4.126$	$M_{пер}(150) = -0.371$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -10.715$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.386$	$F_r(210) = -9.997$	$F_k(210) = -4.171$	$M_{пер}(210) = 0.375$
$F_n(240) = -2.177$	$F_r(240) = -6.673$	$F_k(240) = -7.204$	$M_{пер}(240) = 0.648$
$F_n(270) = -1.416$	$F_r(270) = -1.416$	$F_k(270) = -5.347$	$M_{пер}(270) = 0.481$
$F_n(300) = -0.01$	$F_r(300) = 0.014$	$F_k(300) = -0.044$	$M_{пер}(300) = 0.004$
$F_n(330) = -1.155$	$F_r(330) = 7.176$	$F_k(330) = -5.477$	$M_{пер}(330) = 0.493$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 60.432$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 5.989$	$F_r(390) = 37.191$	$F_k(390) = 28.387$	$M_{пер}(390) = -2.555$
$F_n(420) = 3.071$	$F_r(420) = 4.093$	$F_k(420) = 13.231$	$M_{пер}(420) = -1.191$
$F_n(450) = 3.312$	$F_r(450) = -3.312$	$F_k(450) = 12.506$	$M_{пер}(450) = -1.126$
$F_n(480) = 3.307$	$F_r(480) = -10.136$	$F_k(480) = 10.943$	$M_{пер}(480) = -0.985$
$F_n(510) = 1.919$	$F_r(510) = -13.835$	$F_k(510) = 5.772$	$M_{пер}(510) = -0.519$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -14.611$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.426$	$F_r(570) = -10.281$	$F_k(570) = -4.289$	$M_{пер}(570) = 0.386$
$F_n(600) = -2.147$	$F_r(600) = -6.581$	$F_k(600) = -7.104$	$M_{пер}(600) = 0.639$
$F_n(630) = -1.063$	$F_r(630) = -1.063$	$F_k(630) = -4.014$	$M_{пер}(630) = 0.361$
$F_n(660) = 1.171$	$F_r(660) = -1.561$	$F_k(660) = 5.047$	$M_{пер}(660) = -0.454$
$F_n(690) = 1.836$	$F_r(690) = -11.405$	$F_k(690) = 8.705$	$M_{пер}(690) = -0.783$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -18.053$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

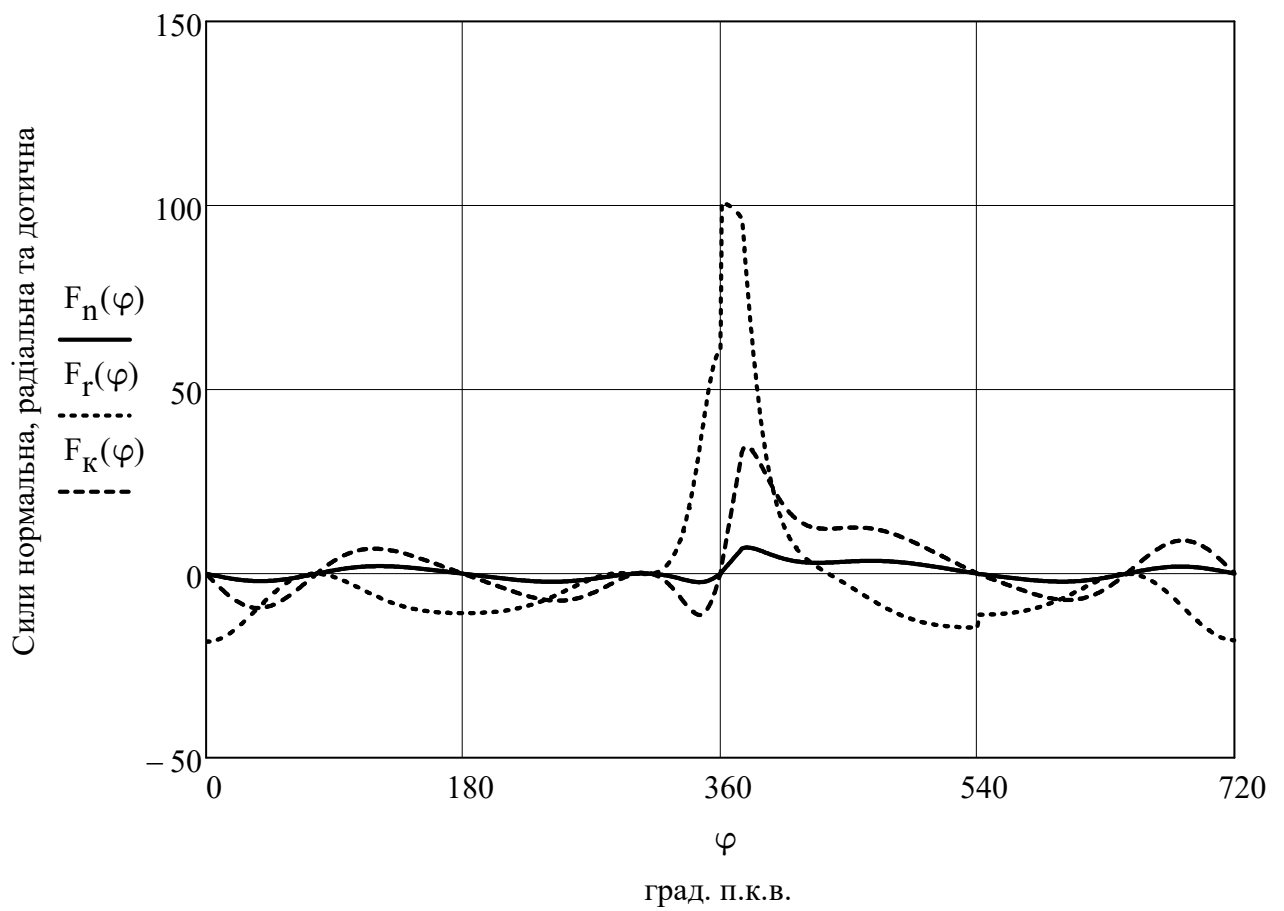
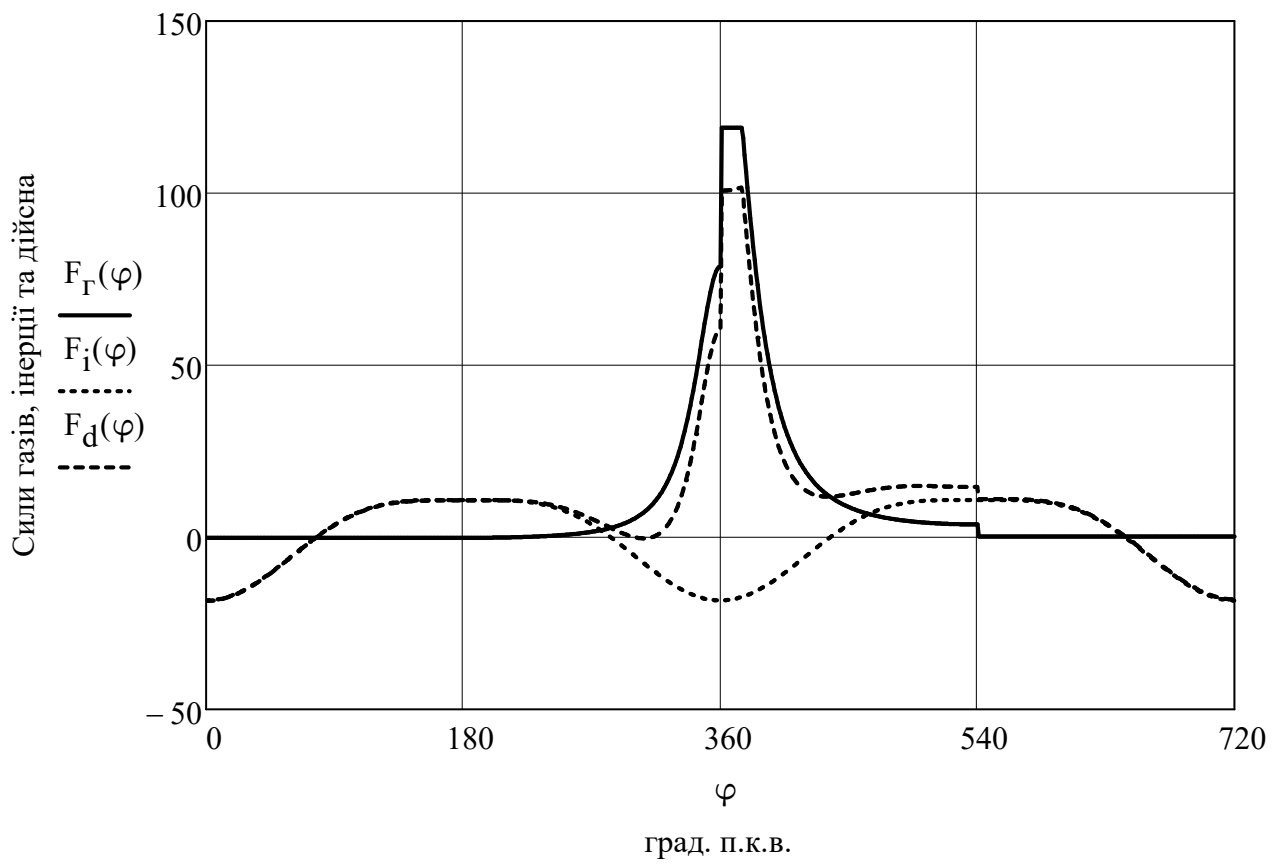


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

Моменти в КШМ двигуна

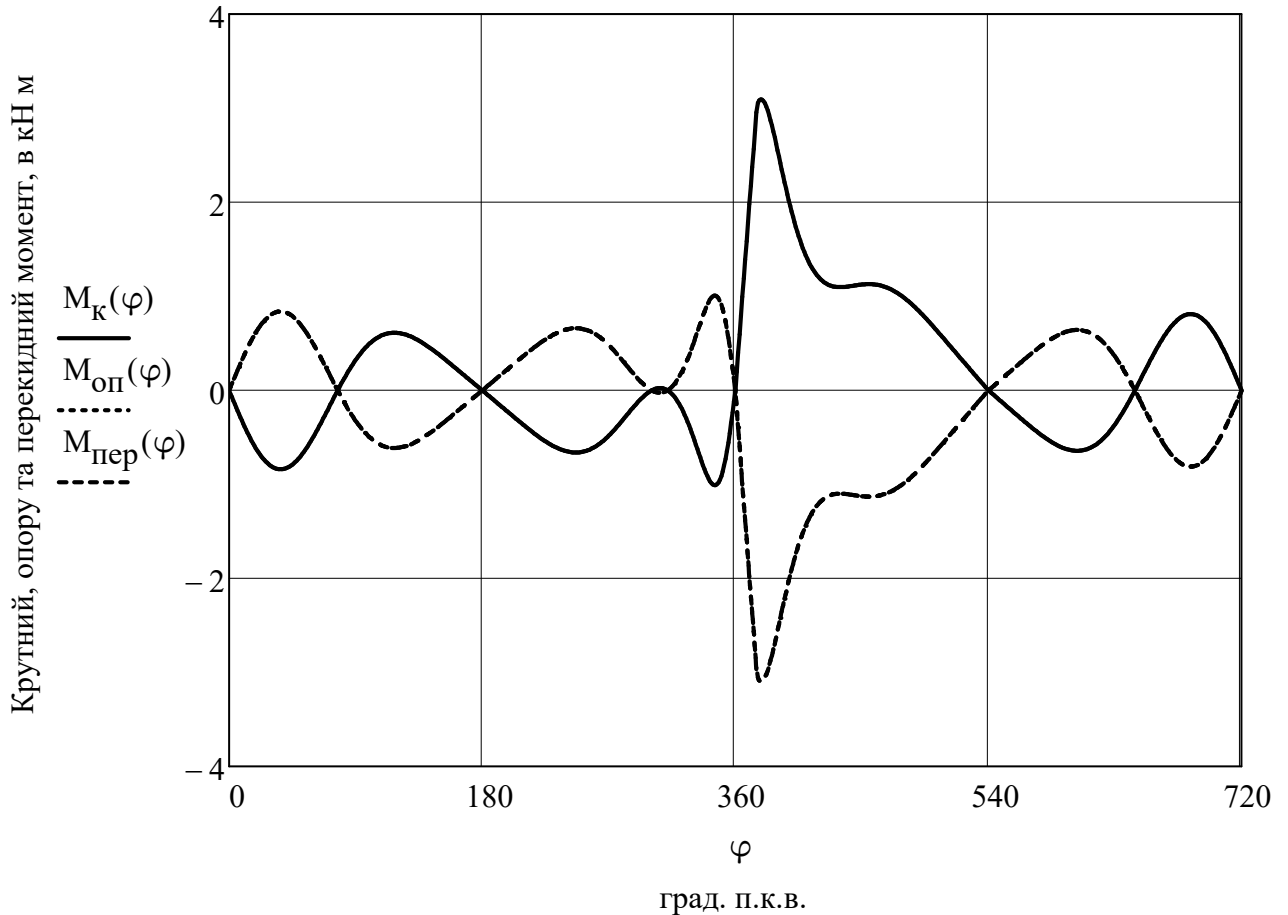


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_K = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_K = 0, \Delta\varphi_K \dots \varphi_{сп}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.кр}(\varphi_K) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_K(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_K) \cdot s)$$

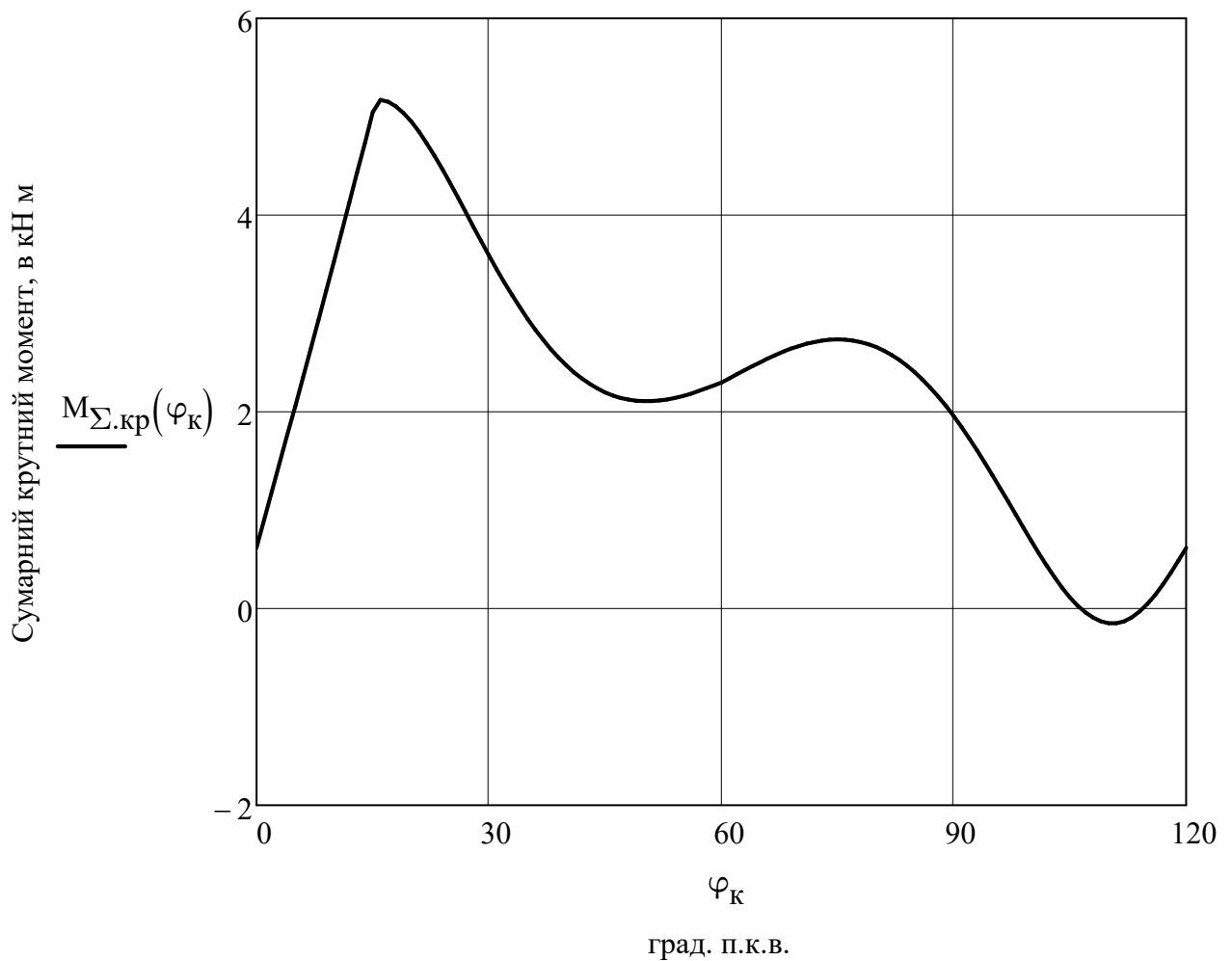


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 0.616$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.1 \cdot \varphi_{cп}) = 4.127$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.6 \cdot \varphi_{cп}) = 2.711$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.2 \cdot \varphi_{cп}) = 4.466$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.7 \cdot \varphi_{cп}) = 2.467$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.3 \cdot \varphi_{cп}) = 2.835$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.8 \cdot \varphi_{cп}) = 1.224$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.4 \cdot \varphi_{cп}) = 2.125$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.9 \cdot \varphi_{cп}) = -0.094$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.5 \cdot \varphi_{cп}) = 2.299$$

$$M_{\Sigma.kp}(1 \cdot \varphi_{cп}) = 0.616$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_T + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_T - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{н.в}$ - невраховані теплові втраги

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в Дж / с

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{31.45 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 3.708 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в Дж / с

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 130.747 = 130746.989$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.307 \times 10^5}{3.708 \times 10^5} \cdot 100 = 35.258$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 370829.058 \cdot 0.351 = 130000$$

Виравуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.307 \times 10^5 - 1.3 \times 10^5|}{1.307 \times 10^5} \cdot 100 = 0.571$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{Т.П} + Q_{В.Н}$$

де Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{Т.П}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{В.Н}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

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

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

де $W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на дільниці наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на дільниці стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.10$ - відносна втрата палива на дільниці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на дільниці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.04 = 0.14$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.14 \cdot 370829.058 = 51916.068$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 194.200 = 116.520$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.18 = 3.181 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{116.52 \cdot 3.181 \times 10^{-3} \cdot 1.5 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 27.798$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 27.798 = 27797.558$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 51916.068 + 27797.558 = 79713.626$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{7.971 \times 10^4 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 2.283 \times 10^{-3}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

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

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.002 \cdot 98}{0.9} = 0.249$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж/с

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.249 = 248.59$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 51916.1 + 27797.6 + 248.6 = 79962.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{79962.216}{370829.058} \cdot 100 = 21.563$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 750 - 273 = 477$$

Температура на початку стиску, в °С

$$t_d = T_d - 273 = 316.95 - 273 = 43.95$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 477 = 33.411$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 43.95 = 29.109$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mC_p'' \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot mC_p \cdot t_d)$$

де $\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_p'' \cdot t_{\Gamma} = 1.022 \cdot 33.411 \cdot 477 = 16285.836$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.989 \cdot 29.109 \cdot 43.95 = 1265.389$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16285.8 - 1265.4 = 15020.4$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{31.45}{3.6} \cdot 15020.447 = 131220.405$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{131220.405}{370829.058} \cdot 100 = 35.386$$

2.4.6 Теплота, відводена з маслом і витрачена на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{194.2}{742.257} \cdot 0.475 = 0.124$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.124 \cdot 370829.058 = 46064.573$$

Теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{v}} = 51916.068 + 46064.573 - 79962.216 = 18018.425$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_{\text{М}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{М1}}}{\rho_{\text{М}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{М}}} = \frac{1.5 \cdot 1.802 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 2.39 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, 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

$$P_{\text{М.Н}} = \frac{V_{\text{М}} \cdot p_0}{\eta_{\text{М.Н}} \cdot 10^3} = \frac{2.39 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.195$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж/с

$$Q_{\text{М2}} = 10^3 \cdot P_{\text{М.Н}} = 10^3 \cdot 1.195 = 1195.109$$

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

$$Q_{\text{М}} = Q_{\text{М1}} + Q_{\text{М2}} = 18018.425 + 1195.109 = 19213.535$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{М}} = \frac{Q_{\text{М}}}{Q_{\text{П}}} \cdot 100 = \frac{19213.535}{370829.058} \cdot 100 = 5.181$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж/с

$$Q_{\text{Н.В}} = Q_{\text{П}} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e + Q_{\text{В}} \\ Q_{\text{Г}} + Q_{\text{М}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 130746.989 + 79962.216 \\ 131220.405 + 19213.535 \end{pmatrix} = 361143.145$$

$$Q_{\text{Н.В}} = Q_{\text{П}} - \Sigma Q = 370829.1 - 361143.1 = 9685.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{НВ}} = \frac{Q_{\text{Н.В}}}{Q_{\text{П}}} \cdot 100 = \frac{9685.914}{370829.058} \cdot 100 = 2.612$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	Q Дж / с,	q %,	межі для ДД без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 370829.1$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 130747.0$	$q_e = 35.3$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 131220.4$	$q_{\Gamma} = 35.4$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 79962.2$	$q_B = 21.6$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 19213.5$	$q_M = 5.2$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 9685.9$	$q_{HB} = 2.6$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 35.258 + 35.386 + 21.563 + 5.181 + 2.612 = 100$$

Перевірка рівняння показала правильність розрахунку його складових

2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	110	130,7	18,8
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	520	548	5,4
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,34	0,351	3,2
4	Механічний ККД	η_m	-	0,735	0,738	0,4
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	Γ	250	242	-3,2
	(кВт год)					
6	Діаметр циліндру	D	мм	150	150	0,0
7	Хід поршня	S	мм	180	180	0,0

В даному розділі кваліфікаційної роботи вирішувалось завдання щодо форсування проектного двигуна до величини 130 кВт що на 20 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. В результаті розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна вдалося виконати поставлене завдання. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 20,7 кВт, що більше ніж у прототипу на 18,8%.

Збільшення потужності проектного двигуна у порівнянні з прототипом пов'язане із збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 5,4%. Форсування двигуна передбачає збільшення циклової роботи в циліндрі двигуна, яке було вирішено за рахунок підвищення ефективності протікання циклу.

Завдяки оптимізації параметрів робочого циклу та раціональному вибору початкових даних для розрахунку проектованого двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 3,2% у порівнянні з прототипом, але при цьому значення ефективного ККД у прототипу більше ніж у проектованого двигуна, також на 3,2%.

Завдяки заходам направлених на вдосконалення елементів системи подачі палива вдалося покращити ефективність протікання робочого циклу і зменшити механічні втрати двигуна. Так для механічного ККД проектованого двигуна спостерігається зростання на 0,4%.

Правильний та обґрунтований підбір параметрів робочого циклу проектованого двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не змінилися. Це дало можливість отримати силову установку збільшеної потужності без суттєвого зростання її масогабаритних параметрів.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектованого двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектованого двигуна та розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані в результаті розрахунку параметри робочого циклу дають можливість оцінити ефективність прийнятих конструктивних рішень, та визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. Вони є базою для подальшого вирішення питання підвищення надійності суднового двигуна.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		50

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ РОЗПИЛЮВАЧА.

3.1 Будова та робота штатної паливної системи.

3.1.1 Загальний опис будови та принципу дії штатної паливної системи.

Паливоподавальна система забезпечує регулярне впорскування в циліндри строго дозованих порцій палива і тонке розпилювання його.

Основні вузли паливоподавальної системи: паливопідкачувальний насос, паливний фільтр, паливний насос з регулятором, трубопроводи низького тиску, високого тиску і форсунки.

Паливопідкачувальний насос засмоктує паливо з бака і нагнітає його через фільтр у паливний насос. У фільтрі паливо очищається від механічних домішок. Паливний насос через трубки високого тиску подає необхідні порції палива під високим тиском до форсунок. Тиск палива в момент початку впорскування становить 210 ± 3 кг/см².

Паливопідкачувальний насос, встановлений на нижній частині картера з лівого боку, складається з корпусу, кришки корпусу, вузла що рухає, і редукційного клапана. Корпус має циліндричний колодезь, у який із натягом запресовано качальний вузол. Качальний вузол складається зі сталевго ротора, що спирається на бронзові під'ятники, сталевго загартованого плаваючого пальця і чотирьох сталевих пластин, що сидять у пазах ротора.

Ущільнення від течі палива забезпечується двома манжетами, запресованими в гнізда сальників. Обертання ротора здійснюється від приводу паливо-підкачувального насоса через проміжний валик. Проміжний валик з'єднується з ротором насоса і валиком приводу за допомогою хвостовиків квадратного перетину. У поглиблення корпусу вставлений редукційний клапан, прикріплений за допомогою гайки до мембрани, затиснутої між корпусом і кришкою. На хвостовик редукційного клапана посаджений заливний клапан, притиснутий до тарілки клапана слабкою пружиною, що перекриває отвори в тарілці.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		51

У поглиблення редукційного клапана входить пружина, що притискає тарілку клапана до сідла. Пружина верхнім торцем упирається в гайку. За допомогою регульовального болта можна змінювати натяжку пружини.

Паливопідкачувальний насос працює так: ротор, що утворює з чотирма пластинами і пальцем коловратний механізм, ділить порожнину склянки на чотири об'єми. Величина цих обсягів безперервно змінюється під час обертання ротора, оскільки він розташований ексцентрично щодо порожнини склянки. В об'ємах, що збільшуються, утворюється розрідження, а в об'ємах, що зменшуються, - тиск.

За відсутності значного опору в нагнітальному трубопроводі редукційний клапан, притиснутий пружиною до сідла, щільно закриває камеру насоса і все паливо надходить у нагнітальний трубопровід. У разі збільшення опору на нагнітанні редукційний клапан відкривається і паливо перепускається в порожнину низького тиску. За допомогою регульованого редукційного клапана підтримується необхідний тиск у нагнітальному трубопроводі. Під час роботи дизеля редукційний клапан постійно відкритий і перепускає надлишок палива. Пружина клапана затянута на тиск 0,6-0,8 кг/см² після паливного фільтра.

Заливальний клапан допускає заповнення паливної системи дизеля через отвори в тарелі редукційного клапана, коли паливопідкачувальний насос ще не працює.

Паливний фільтр служить для очищення від механічних домішок палива, що подається паливопідкачувальним насосом до паливного насоса. Корпус фільтра, відлитий із чавуну, має центрувальний буртик, що входить у виточку кришки фільтра і затискає розташовану в ній прокладку. У різьбовий отвір денця корпусу вкручена заглушка зі стяжним болтом. Під головку заглушки підкладено ущільнювальне мідноазбестове кільце.

На стяжний болт надіті пружина, ковпачок з ущільнювальним сальником, а потім фільтрувальний елемент. Фільтрувальний елемент складається з металевої сітки, одягнутого на неї замшевого або шовкового чохла і повстяних пластин. Нижній кінець сітки припаяний до циліндричної основи, що має штуцер із

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		52

різьбленням, а верхній - до сталевій опорній пластині. Повстяні пластини стиснуті ганкою через металеву натискну пластину.

Кришка фільтра, відлита з чавуну, має чотири різьбових отвори, у два з яких загорнуті затискачі підведення і відведення палива, у третє - пробка для спуску повітря з порожнини очищеного палива, а в четверте - пробка для спуску повітря з порожнини неочищеного палива.

Кришка має прямокутний фланець із двома отворами для кріплення паливного фільтра до кронштейна. У центральний отвір кришки проходить стяжний болт, на який навертається глуха гайка, що притискає кришку до корпусу.

На кришці є стрілки, що показують напрямок руху палива; знизу в кришці проточені дві кільцеві канавки - під прокладку і повстяний сальник. У кришку запресована приймальна трубка, що з'єднує порожнину сітки зі штуцером відведення палива. Під усі пробки і затискачі поставлені ущільнювальні прокладки.

Паливо, що подається паливопідкачувальним насосом, потрапляє всередину корпусу і, просочуючись крізь повстяні пластини та замшевий чохол, очищається від механічних домішок, Очищене паливо збирається всередині сітки, звідки через приймальну трубку прямує до паливного насоса.

Приймальна трубка призначена для того, щоб повітря, що перебуває в порожнині очищеного палива, не виносилося з паливом. Затримані фільтром механічні домішки забруднюють повстяні пластини. Тому фільтр необхідно періодично промивати.

Паливний насос служить для подачі до форсунок суворо дозованих порцій палива під високим тиском у певний момент і протягом певного проміжку часу. Відлитий з алюмінієвого сплаву корпус насоса має шість вертикальних ступінчастих отворів, у кожному з яких вставлено: пробку з повстяною подушкою для змащування кулачка валика, штовхач, тарель пружини плунжера, пружину плунжера, поворотну гільзу, гільзу, плунжер, нагнітальний клапан, ущільнювальну прокладку та натискний штуцер. Уздовж усього корпусу проходять три наскрізні канали. У нижній канал поміщений кулачковий валик,

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		53

який посередині спирається на роз'ємний підшипник ковзання і кінцевими шийками на два кулькові підшипники. У середній канал вставлена регулювальна рейка паливного насоса, верхній канал - паливопідвідний. Один із кулькових підшипників входить у буксу, прикріплену до торця корпусу насоса з боку муфти приводу; циліндричний виступ букси центрується в гнізді корпусу; інший підшипник вставлено в подібну ж частину корпусу регулятора. Сталевий кулачковий валик має шість кулачків, розміщених відповідно до порядку роботи циліндрів дизеля, поверхня кулачків цементована і загартована. На лівий конусний кінець валика насаджена хрестовина регулятора, на правий - кулачкова муфта приводу насоса.

Сталеві плунжер і гільза загартовані до високої твердості та щільно пригнані один до одного, тому плунжер або гільзу не можна замінювати порізно. У верхній потовщеній частині гільзи є два радіальних вхідних отвори, один з яких служить також для фіксації гільзи від повороту. Фіксація здійснюється вкручуванням у корпус насоса гвинта, що входить у паз гільзи. Плунжер має поздовжній паз, що з'єднується зі спіральною відсічною кромкою, призначеною для зміни величини подачі палива. Подача починається під час перекриття вікон у гільзі кромкою верхнього торця плунжера під час руху його вгору. Кінець подачі настає в момент, коли вікно в гільзі починає відкриватися відсічною кромкою плунжера.

Поворотом плунжера досягається зміна величини подачі палива, потужності дизеля. Нижня частина плунжера має прямокутний виступ і закінчується головкою. Прямокутний виступ плунжера ковзає по вертикальному пазу поворотної гільзи і під час повороту останньої забезпечує поворот і плунжера. Поворотна гільза центрується на нижній частині гільзи плунжера. Вгорі на поворотну гільзу насаджений розрізний зубчастий вінець, закріплений стяжним гвинтом. Усі шість зубчастих вінців перебувають у зачепленні з регулювальною рейкою. Плунжер здійснює робочий хід під впливом штовхача і хід вниз під впливом пружини плунжера.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		54

Рівномірна подача палива плунжерами насоса досягається регулюванням на заводі. При цьому поворотні гільзи повертають на той чи інший кут щодо зубчастих вінців. Для полегшення регулювання на поворотній гільзі є радіальні отвори.

Паливо, що нагнітається плунжером, перш ніж потрапити в трубку високого тиску, проходить через нагнітальний клапан.

Нагнітальний клапан служить для роз'єднання трубки високого тиску від порожнини гільзи під час ходу плунжера вниз і для різкого зниження тиску в трубці після закінчення подачі пального плунжером, що усуває можливість підтікання палива на виході з форсунки. Нагнітальний клапан складається з сідла клапана, пружини, клапана і обмежувача ходу клапана. Сталеve сідло і клапан загартовані до високої твердості і щільно пригнані одне до одного. Тому клапан і сідло складають пару, розкомплектовувати яку не можна.

Клапан має чотири напрямних пера, розвантажувальний циліндричний поясok і запірний конус. Пружина спирається на циліндричний поясok верхньої частини клапана. Іншим своїм торцем пружина притиснута до натискного штуцера.

Під час робочого ходу плунжера паливо починає надходити в трубку високого тиску тільки після того, як розвантажувальний поясok клапана повністю виходить з отвору сідла. При цьому розвантажувальний поясok зменшує на деяку величину об'єм порожнини високого тиску. Висота підйому клапана визначається упором його обмежувача. Після припинення подачі палива плунжером клапан під впливом пружини різко опускається на сідло. При цьому розвантажувальний поясok швидко звільняє раніше зайнятий ним об'єм у порожнині високого тиску, що різко знижує тиск у трубопроводі високого тиску.

Сідло нагнітального клапана і гільза плунжера затиснуті натискним штуцером, вкрученим у різьблення корпусу насоса зверху. Ущільнення між корпусом нагнітального клапана і гільзою плунжера досягнуто шляхом ретельного доведення їхніх торців. Ущільнення сідла клапана і натискного штуцера в корпусі насоса досягається міднофібровою або текстолітовою

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
						55
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

прокладкою, яку затискають натискним штуцером. Натискний штуцер вгорі закінчується різьбовим кінцем із внутрішнім конусом, до якого приєднується трубка високого тиску.

На сталевій регулювальній рейці нарізані зубці для з'єднання із зубчастими вінцями поворотних гільз. Циліндричні кінці рейки ковзають у бронзових підшипниках корпусу насоса. Правий кінець рейки впирається за максимальної подачі в регульований упор. Зафіксоване положення упору пломбується заводом виробником. Порушення заводського регулювання упору забороняється. Інший кінець рейки має вушко для з'єднання її за допомогою тяги з важелем регулятора. У середній частині, з боку, протилежного зубцям, рейка має фрезерований паз. У цей паз входить кінець стопорного гвинта, вкрученого в корпус насоса і законтреного в ньому. Стопорний гвинт оберігає рейку від повертання і обмежує її осьове переміщення. У правий торець корпусу насоса, в нарізаний кінець верхнього горизонтального каналу корпусу, вкручений штуцер підведення палива в насос. Кулачковий валик і штовхачі насоса змащуються маслом, залитим у його корпус. Плунжерні пари змащуються паливом, яке просочується через зазор між плунжером і гільзою плунжера і стікає в корпус насоса. До нижньої частини корпусу насоса за допомогою затискача приєднується трубка зливу палива, що просочилося з форсунок. По затиску суміш масла і палива стікає з корпусу насоса разом з паливом, що стікає з форсунок. На бічній стінці корпусу насоса зліва розташована пробка для зливу масла. У верхній частині корпусу, по обидва його боки, розміщені гвинти для видалення повітря з паливопідводячого каналу, а в середній частині пробка для заливки масла в корпус насоса. Місця виходу кулачкового валика з корпусу ущільнюються самопідтискними сальниками. Деталі паливного насоса виготовлені з особливою точністю і малими зазорами в сполученнях. Тому паливний насос дуже чутливий до забруднень і потребує особливо ретельного догляду.

Регулятор підтримує будь-яке встановлене число обертів дизеля в межах від 500 до 1500 об/хв, чому він і називається «всережимним». Регулятор складається з таких основних деталей: корпусу з кришкою, хрестовини, конічної тарелі, шести

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		56

куль, плоскої тарелі, важеля, з'єданого з рейкою насоса за допомогою тяги і двох пружин.

Корпус регулятора, відлитий з алюмінієвого сплаву, кріпиться до корпусу насоса за допомогою шести гвинтів і одного болта. Для ущільнення між корпусами поміщена паронітова прокладка. У розточений отвір стінки корпусу регулятора вільно входить конічна тарель. На кінець кулачкового валика насаджено хрестовину, у пазах якої розміщено кулі, що є вантажами регулятора. По хвостовику хрестовини вільно переміщається фігурна бронзова втулка із запресованим у неї упором важеля. По зовнішньому діаметру цієї втулки вільно ковзає плоска тарілка, що впирається своїм буртом в упорний кульковим підшипник, насаджений на бронзову втулку.

Для зменшення тертя важіль регулятора притиснутий пружинами до упору через поміщений у прорізи важеля ролик в голчастому підшипнику. Ліві кінці пружин через сережки закріплені на важелі регулятора, а праві - через такі самі сережки на важелі валика управління подачею палива. Змащування регулятора здійснюється маслом, що заливається в корпус регулятора. Масло заливний отвір закрито пробкою. У нижній частині кришки регулятора є дві пробки: нижня служить для зливу оливи з корпусу регулятора, а верхня закриває отвір для контролю рівня оливи в регуляторі. Між кришкою і корпусом поміщена паронітова прокладка.

Під час повороту важеля управління подачею палива за годинниковою стрілкою пружини розтягуються і важіль притискається до упору. При цьому кулі, що перебувають у пазах хрестовини, затискаються між конічною і плоскою тарілками. Під час збільшення числа обертів кулачкового валика паливного насоса кулі під дією відцентрових сил, що зросли, відходять від центру обертання. Переміщаючись при цьому по конічній тарелі, вони штовхають плоску тарель у бік важеля регулятора. Плоска тарель через упорний підшипник передає свій рух бронзовій втулці та упору важеля регулятора. Упор натискає на ролик важеля і повертає важіль регулятора. При цьому більше розтягуються пружини, а регульовальна рейка паливного насоса переміщається на зменшення подачі

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

палива. При зменшенні числа обертів відбувається зворотне. Під час усталеного режиму роботи дизеля відцентрові сили куль врівноважуються натягом пружин регулятора. Перестановкою важеля управління подачею палива задається різний натяг пружин регулятора, що, зі свого боку, визначає число обертів дизеля. Максимальний кут повороту важеля управління подачею палива обмежується наполегливими гвинтами, наявними на корпусі регулятора зовні. Положення нижнього наполегливого гвинта регулюють під час заводських випробувань дизеля, що працює в режимі номінальної потужності, а положення верхнього наполегливого гвинта обмежує поворот важеля в разі припинення подачі палива. Ці положення упорних гвинтів фіксуються контргайками, а самі гвинти контряться дротом і пломбуються. Порушувати заводське пломбування забороняється.

Кулачковий валик паливного насоса приводиться в обертання від горизонтального валика приводу. З'єднання кулачкового валика з горизонтальним валиком приводу здійснюється за допомогою муфти, що складається зі сталеві кулачкової напівмуфти, текстолітового диска з чотирма прямокутними отворами, сталевого кулачкового диска з двома прямокутними виступами, який має два отвори з різьбленням, та сталевого фланця приводної муфти. Кулачкова напівмуфта насаджується на конус кулачкового валика паливного насоса і закріплюється за допомогою сегментної шпонки, гайки і пружинної шайби. На ободі кулачкового диска є десять рисок із ціною поділки між сусідніми рисками 3° . Середня поділка має подвійну ширину. Кулачковий диск двома болтами кріпиться до фланця приводної муфти. Головки болтів мають отвори для контрольного дроту. Фланець приводної муфти має внутрішні шліци, два овальні отвори на плоских виступах, отвір під стягнутий болт і розрізи для піддатливості під час затягування. Фланець приводної муфти насаджується на шліцьований кінець горизонтального валика приводу паливного насоса і затягується болтом. Овальна форма отвору на фланці дає змогу кулачковому диску переміщатися відносно фланця, чим досягається регулювання кута подачі палива. Під час встановлення насоса на місце напівмуфта і диск своїми кулачками

					<i>ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ</i>	<i>Арку</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		58

заходять у прямокутні отвори текстолітового диска і тим самим з'єднують насос і привід. Такий пристрій муфти дає змогу з'єднувати валик насоса з валіком приводу за певного розбіжності осей цих валіків.

Форсунка призначена для впорскування в камеру згорання палива в розпиленому вигляді. У верхній частині корпусу форсунки розташована пружина, що спирається нижнім торцем на тарель, напесовану на штангу, а верхнім - на регулювальну гайку, загорнуту в корпус і законтрену контргайкою. Штанга проходить через центральний отвір корпусу. До нижнього торця ретельно обробленого корпусу прилягає торець щілинного фільтра. На нижньому торці корпусу є кільцева канавка, з'єднана з бічним отвором підведення палива до форсунки поздовжнім каналом корпусу. Щілинний фільтр служить для запобігання соплових отворів розпилювача від засмічення та голки розпилювача від зависання. Фільтр являє собою дві сталеві втулки, що входять одна в одну. Торці втулок оброблені спільно. Зазор між втулками фільтра знаходиться в межах 0,02...0,04 мм.

На зовнішній циліндричній поверхні внутрішньої втулки є поздовжні канавки, які, поперемінно чергуючись, виходять то до верхнього, то до нижнього торця. Ця втулка має центральний отвір для проходу штанги форсунки. Зовнішня втулка гладка. Фільтр встановлюється між нижнім торцем корпусу форсунки і торцем корпусу розпилювача. Розпилювач притиснутий до торця щілинного фільтра гайкою. На торці розпилювача є кільцева канавка, подібна до канавки на корпусі форсунки.

У центральний отвір розпилювача вставлена голка з двома конусами вниз. Менший конус закриває соплові отвори, що з'єднують внутрішню порожнину розпилювача з камерою згорання. Під більший конус бічними похилими каналами корпусу розпилювача, сполученими з кільцевою канавкою на торці, надходить паливо.

Голка і корпус розпилювача притираються, доводяться притиральними пастами спільно і являють собою прецизійну пару, в якій заміна однієї з деталей неприпустима.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На хвостовик голки спирається штанга, яка за допомогою пружини притискає до сідла корпусу розпилювача конус голки, що перекриває соплові отвори. Паливо, що подається насосом каналом у корпусі форсунки, підходить до торця щілинного фільтра, потрапляє в канавки, що виходять на верхній торець фільтра, фільтрується в щілинах між втулками фільтра і надходить до розпилювача канавками, що виходять на нижній торець фільтра. Паливо, що вийшло з канавок фільтра, потрапляє в кільцеву виточку на торці розпилювача і бічними каналами в його корпусі надходить під більший конус голки. Коли тиск палива доходить до 210 кг/см^2 , починається підйом голки і через сім отворів у розпилювачі паливо витісняється в камеру згоряння. Коли подача палива плунжером припиняється, голка під дією пружини повертається, різко припиняючи впорскування.

Паливо, впорснуте в циліндр дизеля під високим тиском, дрібно розпорошується і, перемішуючись із повітрям, утворює горючу суміш. Незначна частка палива, що просочилася в зазор між голкою і розпилювачем, через отвір, в якому розташована штанга форсунки, надходить у верхню частину корпусу форсунки і через отвір а потрапляє до штуцера паливопідвідної трубки. Спеціальною трубкою, це паливо виводиться назовні.

3.1.2. Особливості роботи форсунки.

Форсунка високого тиску призначена для розпилення і розподілу палива по камері згоряння. Вона розташовується прямо в камері згоряння і працює в середовищі підвищених температур, що спричиняє проблему виникнення нагару на соплі форсунки.

Олива постійно перебуває в русі та циркулює двигуном. Коли олива потрапляє в паливо, характерні для оливи відкладення утворюються в паливній системі. Вона контактує з повітрям і продуктами згоряння. Кисень, який знаходиться в повітрі, сприяє швидкому окисленню оливи, цей процес протікає швидше в оливах схильних до піноутворення. У ролі каталізаторів в двигуні є металеві поверхні, з якими контактує олива, вона нагрівається, стикаючись із

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		60

нагрітими деталями, що істотно наближає процеси окислення. У результаті цього з'являються тверді продукти окислення, звані відкладеннями. На зміну його структури так само впливають продукти згоряння, а не лише хімічні реакції.

Під час роботи двигуна можна виділити два види температурного режиму:

- робота на прогрітому двигуні;
- робота на холодному двигуні.

Під час роботи на прогрітому двигуні наявний високотемпературний режим зміни властивостей палива. Отже, під час роботи на холодному двигуні, спостерігається низькотемпературний режим.

На поверхнях, які піддаються високим температурам, утворюються різні вуглецеві відкладення. Їхній склад і структура залежать від температури поверхні. Можна виділити три види відкладень, це: нагари, лаки та шлам.

Так само можна виокремити, що їхнє утворення накопичення на деталях залежить не тільки від нестачі окислювальної і термічної стабільності, а й від малої мийної здатності двигуна.

Нагар - це продукти термічної деструкції та полімеризації. Нагар з'являється на поверхнях, що піддаються високим температурам. Має типовий чорний колір, але так само іноді буває коричневого, білого та інших кольорів. Відкладення, зокрема товщина шару, змінюються, коли відкладень стає багато, тоді процес відведення тепла стає гіршим, що сприяє підвищенню температури на верхніх шарах відкладень та їхньому згоряння. Не велика кількість відкладень формуються в розігрітому двигуні під навантаженням. Можна виділити три види нагару від їхньої структури, це: монолітні, щільні та пухкі.

Лак - це тонкий шар клейкої або твердої речовини. Утворюється на середньо нагрітих поверхнях, внаслідок полімеризації палива в наявності кисню. Він істотно зменшує відведення тепла, так само знижує міцність.

Шлам - це суспензія та емульсія з нерозчинних твердих і смолистих речовин. Процеси утворення шламу різняться, залежно від від температури і масла. Можна розрізнити на низькотемпературний і високотемпературний.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

Низькотемпературний шлам формується від взаємодії в картері проривних газів, які мають у собі залишки палива, води, оливи. В «холодному» двигуні паливо і вода випаровуються не так швидко, з чого випливає утворення емульсії, яка надалі перетворюється на шлам. Високотемпературний шлам формується через з'єднання окислювальних молекул під впливом підвищених температур.

Відкладення в камері згоряння утворюються з частинок вуглецю, у процесі неповного згоряння та солей металів, унаслідок термічного розкладання частини оливи, яка проникає в камеру згоряння.

Однією з головних проблем форсунок - це закоксування каналів розпилювачів, відкладення на стінках нагару палива, шару лаків і шламів. При закоксуванні збільшується нерівномірність подачі палива каналами розпилювача, змінюється характеристика впорскування.

Закоксування форсунок є наслідком складних фізико-хімічних процесів палива на стінках робочої поверхні під впливом високих температур і окислення повітрям.

Порожнина сопла розпилювача наповнюється високотемпературними газами з камери згоряння. Під дією високих температур паливо частково перетворюється на пару. Спочатку випаровуються легкі фракції, а важкі (смолисті) фракції затримуються. Високотемпературні гази, що надходять у порожнину сопла, містять продукти повного і неповного згоряння палива і масла: перекиси, гідроперекиси, вільні радикали, альдегіди, азот, кисень, атомарні водень і кисень, гідроксильні групи та ін.

Під впливом високих температур і газів у камері згоряння плівка палива на поверхні розпилювача нагрівається, в ній відбуваються процеси окислення і полімеризації молекул з виділенням на робочій поверхні лакового шару.

Ненасичені сполуки визначаються низькою стабільністю. Через високі температури і каталітичний вплив металів ненасичені сполуки стрімко окислюються і полеміризуються. У підсумку утворюються смолисті речовини.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

Проблема закоксування є однією з головних для задовільного стану, і розпилювача форсунки безпосередньо. Так встановлено, що з підвищенням температури відкладення шару смол збільшується.

Відкладення смол при температурі до 190-220°C спричиняються наявністю в паливі маркаптанів, особливо ароматичних і адсорбованих смол. При температурах вище 190 - 220°C відкладення можуть утворювати вуглеводні, що складають паливо.

Гідроочищення підвищує термічну і хімічну стабільність палива. У процесі гідроочищення ненасичені сполуки гідруються до граничних, і потім легко видаляються з палив промиванням.

Максимально допустима температура розпилювачів у зоні сопла, що організовує роботу без закоксування каналів сопла, не відповідає у різних двигунів і залежить від кількості палива після впорскування, що залишається на робочій поверхні розпилювача, характеристик палива і умов його окислення. Чим гірше протікання кінцевої фази подачі, тим вища інтенсивність прориву газів у розпилювач, гірша термічна і хімічна стабільність палива, тим нижча температура розпилювача, при якій починається процес закоксування прохідних перетинів. Тому рекомендовані допустимі значення температури розпилювачів для різних двигунів лежать у досить широких межах від 140 до 270°C.

Легкі палива і бензини мають низьку термічну стабільність, це є наслідком того, що вони виділяють смоли за нижчих температурах.

Під час роботи двигуна розпилювач омивається газами, що мають високу температуру, і нагрівається. Зі збільшенням температури, що перевищує допустиму, знижується твердість поверхонь розпилювача та голки, а також збільшується знос.

Внаслідок теплових деформацій імовірно зависання голки, закоксування сопла і погіршення роботи двигуна. Працездатність форсунки залежить від її теплової напруженості, діагностику якої проводять за температурою розпилювача.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Корпус розпилювача голку виготовляють із високолегованих сталей. Термічна обробка повинна забезпечувати отримання стабільної структури, що виключає надалі можливість будь-яких змін розмірів деталей. Поверхні пар мають бути ретельно оброблені, оскільки як це підвищує експлуатаційні якості, зносостійкість і корозійну стійкість. Частота поверхні повинна відповідати 12-му класу

3.1.3. Пропозиції щодо удосконалення розпилювача.

На основі вище перелічених викладів було запропоновано такі конструкційні зміни. До розпилювача забезпечити підведення рідини з системи охолодження. Для цього до розпилювача підвести канали сорочки охолодження з циркулюючою в ній охолоджувальною рідиною, яка надходить безпосередньо із системи охолодження двигуном. Канали мають бути зроблені з тими міркуваннями, щоб товщина стінок забезпечила її не прогар під впливом високих температур. Також необхідно врахувати різну величину температур з різних сторін стінок, щоб не виникало деформації структури металу. Доцільним перед соплом форсунки додати теплоізоляційний екран. Матеріал і товщина екрана обирати з урахуванням того, що під час при екрануванні впливу високих температур піддаються стінки екрану. Це дає можливість використовувати різні палива включаючи рослинні [2].

Підведення сорочки охолодження до розпилювача знімає температуру і знижує теплову напруженість розпилювача. Використання екрана так само сприяє ефективному зниженню температури. В головному колодязі розпилювача створити додатковий гвинтовий канал, який збільшить надходження палива і тим самим він буде забирати тепло на себе. Отже, використовуючи такі конструктивні рішення можна знизити не лише ймовірність закоксування сопла форсунки, але покращити її тепловий стан. Всі ці зазначені заходи в комплексі мають покращити роботу паливної апаратури, та в цілому забезпечити умови підвищення надійності роботи представленого тут в роботі судового двигуна. що слідує підвищенню ресурсу. Зменшивши перевитрати та закоксування можна не лише позитивно впливати на потужносні показники двигуна але й на екологічні.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

обирати з урахуванням того, що під час при екрануванні впливу високих температур піддаються тонкі стінки екрану.

Підведення сорочки охолодження до розпилювача знімає температуру і знижує теплову напруженість розпилювача. Використання екрана так само сприяє ефективному зниженню температури. В головному колодязі розпилювача створити додатковий гвинтовий канал, який збільшить надходження палива і тим самим він буде забирати тепло на себе. Отже, використовуючи такі конструктивні рішення можна знизити не лише ймовірність закоксування сопла форсунки, але покращити її тепловий стан. Всі ці зазначені заходи в комплексі мають покращити роботу паливної апаратури, та в цілому забезпечити умови підвищення надійності роботи представленого тут в роботі суднового двигуна. що слідує підвищенню ресурсу. Зменшивши перевитрати та закоксування можна не лише позитивно впливати на потужносні показники двигуна але й на екологічні.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		65

3.2 Розрахунок параметрів паливної апаратури.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна	6ЧСП 15/18
Ефективна потужність, кВт	$P_e = 130$
Частота обертання двигуна, хв ⁻¹	$n = 1500$
Число циліндрів	$i = 6$
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*год)	$g_e = 0.242$
Тип та марка палива,	Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

3.2.2 Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

Максимальна циклова подача

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{eц} = \frac{P_e}{i} = \frac{130}{6} = 21.667$$

Частота обертання кулачкового валу, в хв⁻¹

$$n_k = \frac{n}{1} = \frac{1500}{1} = 1.5 \times 10^3$$

Номінальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{пал} = \frac{P_{eц} \cdot g_e}{60 \cdot n_k \cdot \rho_T}$$

де $\rho_T = 850$ кг/м³ - густина палива,

$$Q_{пал} = \frac{P_{eц} \cdot g_e}{60 \cdot n_k \cdot \rho_T} = \frac{21.667 \cdot 0.242}{60 \cdot 1.5 \times 10^3 \cdot 850} = 6.854 \times 10^{-8}$$

або в мм³/цикл => $Q_{пал} \cdot 10^6 = 0.069$

Максимальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}}$$

де $k_1 = 1.3$ - коефіцієнт що враховує перевантаження дизеля та витікання палива з надплунжерного простору внаслідок зношення;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_1 = 1,25 \dots 1.35$

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}} = 1.3 \cdot 6.854 \times 10^{-8} = 8.91 \times 10^{-8}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал.мах}} \cdot 10^6 = 0.089$$

Розрахунок надплунжерного простору, розташованого між НМТ та ВМТ, в м³

$$V_{\text{п}} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2$$

де $k_2 = 4$ - коефіцієнт перевищення об'єму, що описує плунжер, над максимальною цикловою подачею палива, з урахуванням суми об'ємів на:

- стиснення палива в надплунжерному просторі та в лінії високого тиску;
- деформацію паливопроводів високого тиску;
- перекриття об'ємів пов'язаних з закриттям наповнювальних отворів;
- розгін та гальмування швидкості плунжера.

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_2 = (4 \dots 8)$

$$V_{\text{п}} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2 = 8.91 \times 10^{-8} \cdot 4 = 3.564 \times 10^{-7}$$

$$\text{або в мм}^3 \Rightarrow V_{\text{п}} \cdot 10^6 = 0.356$$

Розрахунок діаметру плунжеру, в м

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}}$$

де $k_{sd} = 1.25$ - коефіцієнт що представляє відношення ходу плунжеру до його діаметру;
Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_{sd} = 1,0 \dots 1.5$

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3.564 \times 10^{-7}}{1.25 \cdot \pi}} = 7.134 \times 10^{-3}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 7.134$$

Приймаємо значення діаметру плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в м

$$d_{\Pi} = 0.007$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_{\Pi} \cdot 10^3 = 7$$

Тоді хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d_{\Pi} \cdot k_{sd} = 7 \times 10^{-3} \cdot 1.25 = 8.75 \times 10^{-3}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 8.75$$

Приймаємо значення ходу плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в мм

$$s_{\Pi} = 0.009$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s_{\Pi} \cdot 10^3 = 9$$

3.2.3 Розрахунок параметрів форсунки

Початкові дані

$p_c = 4.558$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 6.837$ МПа - тиск в кінці згоряння;

$n = 1500$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$Q_{\text{Пал.мах}} = 8.91 \times 10^{-8}$ м³/цикл - максимальна циклова подача палива;

$\rho_T = 850$ кг/м³ - щільність палива;

$\Delta\varphi = 23$ ° - поворот колінчастого валу;

$\mu_f = 0.78$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$m = 6$ - кількість соплових отворів;

Число та розташування отворів сопла вибирають виходячи з форми камери згоряння та способу сумішоутворення.

В дизельних двигунах:

- з плівковим сумішоутворенням застосовують одно- та двохдиркові розпилювачі з діаметром отвору 0,4...0,6 мм

- з об'ємним сумішоутворенням - багатодиркові розпилювачі з діаметром отворів 0,2 мм та більше.

Визначаємо параметри форсунки.

За результатами теплового розрахунку дизеля та паливного насоса високого тиску визначаємо діаметр соплових отворів форсунки.

Тривалість подачі палива в градусах повороту колінчастого валу приймаємо рівною $\Delta\varphi = 23$

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\Pi} = \frac{\Delta \varphi}{(6 \cdot n)} = 2.556 \times 10^{-3}$$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{\Pi} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = 5.697$$

Середній тиск розпилювання приймаємо рівним p_{Φ} , МПа.

$$p_{\Phi} = 80$$

Середня швидкість витікання палива через отвори сопла, м/с:

$$w_{\Phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\Phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = 418.126$$

Коефіцієнт витрати палива приймаємо рівним. $\mu_{\Phi} = 0.78$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_c = \frac{Q_{\text{пал.мах}}}{\mu_{\Phi} \cdot w_{\Phi} \cdot \Delta t_{\Pi}} = 1.069 \times 10^{-7}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi \cdot m}} = 1.506 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_c \cdot 10^3 = 0.151$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d_c = 0.150$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано принципи роботи штатної паливної системи двигуна. В результаті зазначеного аналізу виявлено переваги та недоліки зазначеної системи. Враховано проблеми і особливості роботи паливної системи та складових її елементів. Окрема увага приділена роботі форсунки та розпилювача. Описано проблеми розпилювача що виникають під час його роботи в умовах високих тисків та температур. Запропоновано конструктивне рішення розпилювача з урахуванням поданих пропозицій. Виконано розрахунок витратних параметрів паливної системи та визначено геометричні параметри її елементів.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

По характеру впливу компонентів, що містяться у ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це речовини, не суттєвого шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II-а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

IV-а група, це вуглеводні (головним чином з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів серед яких: алкени, алкадієни, циклани, а також ароматичні з'єднання та канцерогени.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

4.1.2 Заходи направлені на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином через вплив на процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Покращення екологічних показників дизеля можна здійснити за рахунок:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля;
- в) забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів;
- г) застосування високоякісних палив та присадок до них;
- д) забезпечити на дизелі нейтралізацію відпрацьованих газів;

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
						71
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 130$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.242$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 2.0$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.242 \cdot 130 \cdot 1.1 \cdot 2 \cdot 14.45 = 1000.113$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{1000.113}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.1 \cdot 2 \cdot 14.45} \right) = 0.287$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 750$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{750}{273}} = 0.35$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.287}{0.35} = 0.82$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO,дд} = 0.242 \cdot 22.6 = 5.469$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO,c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{5.469 \cdot 130}{3600} = 0.197$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx,дд} = 0.242 \cdot 40.9 = 9.898$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx,c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{9.898 \cdot 130}{3600} = 0.357$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH,дд} = 0.242 \cdot 10.5 = 2.541$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH,c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.541 \cdot 130}{3.6 \times 10^3} = 0.092$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи,
в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2,дд} = 0.242 \cdot 5.6 = 1.355$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2,c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.355 \cdot 130}{3.6 \times 10^3} = 0.049$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C,дд} = 0.242 \cdot 7.6 = 1.839$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C,c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.839 \cdot 130}{3.6 \times 10^3} = 0.066$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{\text{ТК}} = \sum \begin{pmatrix} m_{\text{CO.c}} \\ m_{\text{NOx.c}} \\ m_{\text{CH.c}} \\ m_{\text{SO2.c}} \\ m_{\text{C.c}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.197 \\ 0.357 \\ 0.092 \\ 0.049 \\ 0.066 \end{pmatrix} = 0.762$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, в долях та %
- чадного газу

$$\delta m_{\text{CO}} = \frac{m_{\text{CO.c}}}{m_{\text{ТК}}} = \frac{0.197}{0.762} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CO}} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{\text{NOx}} = \frac{m_{\text{NOx.c}}}{m_{\text{ТК}}} = \frac{0.357}{0.762} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{NOx}} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{\text{CH}} = \frac{m_{\text{CH.c}}}{m_{\text{ТК}}} = \frac{0.092}{0.762} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_{\text{C}} = \frac{m_{\text{C.c}}}{m_{\text{ТК}}} = \frac{0.066}{0.762} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{C}} \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{\text{SO2}} = \frac{m_{\text{SO2.c}}}{m_{\text{ТК}}} = \frac{0.049}{0.762} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{SO2}} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{\text{Т.К}} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{\text{CO}} \\ \delta m_{\text{NOx}} \\ \delta m_{\text{CH}} \\ \delta m_{\text{C}} \\ \delta m_{\text{SO2}} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

При роботі ДВЗ, систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Серед них:

1) Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань дихальних шляхів.

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дроття, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду, у вигляді опіків.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування.

4) Якість освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система освітлення призначена для забезпечення ефективного освітлення робочого місця.

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки.

6) Шум та вібрація.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливаючи на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утома слухового апарату.

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		75

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

де $n_H = 1500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1200 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 130 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(1.5 \times 10^3 + 130^{0.55}) = 31.803$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.2 \times 10^3}{1.5 \times 10^3}\right) = -2.907$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 31.803 + -2.907 = 82.896$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектованого двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right)$$

де $m = 1700$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{1.5 \times 10^3}{60} = 25 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 1.5 \times 10^3 \cdot 130^{0.55} \cdot \frac{1 + 130}{1.7 \times 10^3} = 1.681 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{1.2 \times 10^3}{1.5 \times 10^3} \right) = -2.907$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{1.5 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{1.7 \times 10^3}{130} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{1.681 \times 10^3}{1} + -2.907 \right) = 76.248$$

4.3 Висновки по розділу

Працюючий дизельний двигун наносить суттєву шкоду оточуючому середовищу. Серед основних негативних факторів шкідливого впливу є наявність у відпрацьованих газах двигуна токсичних компонентів що отруюють атмосферу.

Відповідно є необхідність проведення заходів щодо знешкодження їх шкідливого впливу. Серед них заходи з нейтралізації токсичних компонентів та зменшення викидів сажі. Отримані в результаті розрахунку значення викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів в деяких випадках перевищують допустимі встановлені нормативні значення. Їх присутність є небезпечними для здоров'я працюючих з дизелем людей та навколишнього довкілля.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованого двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі. Враховуючи також шкідливість даних чинників необхідно передбачити певні заходи щодо їх зниження.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи суднового двигуна, потужністю 130 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧСП 15/18, за рахунок вдосконалення конструкції розпилювача.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є головний судновий двигун на базі 6ЧСП 15/18. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано принципи роботи штатної паливної системи двигуна. В результаті зазначеного аналізу виявлено переваги та недоліки зазначеної системи. Враховано проблеми і особливості роботи паливної системи та складових її елементів. Окрема увага приділена роботі форсунки та розпилювача. Описано проблеми розпилювача що виникають під час його роботи в умовах високих тисків та температур. Запропоновано конструктивне рішення розпилювача з урахуванням поданих пропозицій. Виконано розрахунок витратних параметрів паливної системи та визначено геометричні параметри її елементів.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні показники токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження. Запропоновано заходи щодо зниження шкідливого впливу дизеля на навколишнє середовище.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		78

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.

2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.

3. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.

5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.

6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

7. Система стандартів безпеки праці

					ПННІ НУК 142.44.23.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		79