

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 високообертового дизеля потужністю 13 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції регулятора.
Прототип 1Ч 12/16.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-21

(підпис) **Удолатій Р.М.**

Керівник роботи:

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

(підпис) **Швець І.А.**

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.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Удолатію Ростиславу Миколайовичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи високообертового дизеля потужністю 13 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції регулятора. Прототип 1Ч 12/16.»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.02.23 за № 9.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 1Ч 12/16, номінальною потужністю 9,6 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 регулятора.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення установки (ГК), 2. Двигун 1Ч 12/16 (СК)

3. Регулятор (СК), 4. Паливний насос високого тиску (СК)

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 регулятора	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 складальним кресленням регулятора	10.05.2023	
9.	Робота з складальним кресленням паливного насоса	12.05.2023	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2023	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2023	

Студент

(підпис)

Удолатій Р.М.

Керівник роботи

(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано конструкторське рішення щодо вирішення проблеми підвищення надійності роботи високообертового дизеля потужністю 13 кВт спроектованого на базі двигуна-прототипу 1Ч 12/16, за рахунок вдосконалення конструкції регулятора.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є мобільна насосна установка. 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, та розглянуто її переваги та недоліки. Окремо виділено будову та роботу регулятора частоти обертання колінчастого валу двигуна. Виявлено особливості його роботи на різних режимах роботи двигуна. Запропоновано вдосконалену конструкцію регулятора частоти обертання двигуна. Виконано розрахунок елементів регулятора та визначено основні параметри.

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

Ключові слова: насосна установка, дизель, робочий цикл, паливна система, регулятор, 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 13 kW high-burning diesel engine designed on the basis of the 1Ch 12/16 prototype engine by improving the design of the regulator.

The object of engine installation, which is a mobile pumping unit, 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 is described, and its advantages and disadvantages are considered. The structure and operation of the engine crankshaft speed regulator are separately highlighted. The peculiarities of its operation at different engine operating modes are revealed. An improved principle of the control system and the design of the engine speed controller are proposed. The calculation of the system elements is performed and the main 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: pumping unit, diesel engine, working cycle, fuel system, regulator, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.....	6
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна.....	6
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу.....	8
1.3 Висновки по розділу	15
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	16
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....	16
2.2. Побудова індикаторної діаграми.....	26
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....	33
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....	41
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	47
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ РЕГУЛЯТОРУ.....	49
3.1. Опис будови та роботи штатних систем та механізмів двигуна.....	49
3.2. Розрахунок тарілчастої пружини.....	55
3.3. Висновки по розділу	65
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	66
4.1. Захист навколишнього середовища.....	66
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	70
4.3 Висновок по розділу	72

					<i>ПННІ НУК 142.44.22.16.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>	<i>Удолатій Р</i>				<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Перевірив</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Н. Контр.</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Затвердив.</i>	<i>Нестеренко В.В</i>						
					<i>Лит.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
						<i>2</i>	
					<i>ПННІ НУК</i>		

ВИСНОВКИ..... 73

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 74

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун 1Ч 12/16

Додаток 2 Специфікація регулятор

Додаток 3 Специфікація паливний насос високого тиску

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

Як показує практика експлуатації силових установок різного функціонального призначення, дизелі і надалі продовжують залишатися основними джерелами механічної енергії стаціонарних енергетичних установок і транспортних засобів, що працюють у різних кліматичних зонах.

З усіх підсистем дизеля система автоматичного регулювання частоти обертання є однією з основних, технічний стан і досконалість якої зумовлюють його потужностні та економічні показники ефективності на усталених і несталених режимах роботи, надійність, стабільність і стійкість. Ефективність, довговічність та надійність дизелів визначаються саме особливостями будови, роботи та швидкодії такої системи регулювання.

Одним з основних напрямів підвищення ефективності систем автоматичного регулювання частоти дизелів є розробка і використання науково-обґрунтованих технологій і новітніх технічних та конструкторських рішень щодо вдосконалення існуючих систем автоматичного регулювання в цілому так і окремо їх елементів. Вибір або проектування регулятора для конкретного дизеля здійснюють виходячи з його енергетичних показників і характеристик працездатності та потужності його виконавчого механізму, а також на базі динамічних характеристик системи регулювання.

При проектуванні регулятора дизеля основним енергетичним показником є величина роботи, що витрачається на подолання сили опору під час переміщення рейки ПНВТ. Завдяки цьому показнику проводиться підбір регулятора для конкретного дизеля. Порушення цієї умови викликає зниження швидкодії регулятора дизеля, а це в свою чергу призводить до зниження ефективності дизеля.

У зв'язку з цим розробка нових регуляторів підвищеної надійності, що зменшують кількість силових контактів з приводними елементами системи регулювання та підвищення швидкодії за рахунок використання сучасних електронних систем з високими статичними, динамічними та енергетичними показниками та характеристиками їхніх елементів є **актуальним завданням**.

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо підвищення надійності роботи високообертового дизеля потужністю 13 кВт спроектованого на базі двигуна-прототипу 1Ч 12/16, за рахунок вдосконалення конструкції регулятора.

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення судна;
- ознайомитись з будовою двигуна прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати особливості роботи системи регулювання обертів колінчастого валу двигуна, розглянути особливості конструкції штатного регулятора щоб виявити його переваги та недоліки, та надати рекомендації щодо вдосконалення його конструкції;
- 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 системі регулюванні обертів колінчастого валу 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 регулятора 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.

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна.

Андижанський машинобудівний завод, що входить до об'єднання, займався виробництвом чотиритактного одноциліндрового горизонтального дизеля моделі 1Ч 12/16, призначеного для приводу пересувних і стаціонарних водовідливних насосів та інших агрегатів, що використовуються в сільському господарстві, іригації та будівництві. Свого часу дане машинобудівне підприємство спільно з ЦНІДІ проводили докорінну модернізацію дизеля з метою суттєво покращити його техніко-економічні та потужносні показники.

Загальний вигляд однієї з установок з дизелем Т-62-1, виробляемого свого часу Андижанським машинобудівним заводом показано на рис. 1.1.

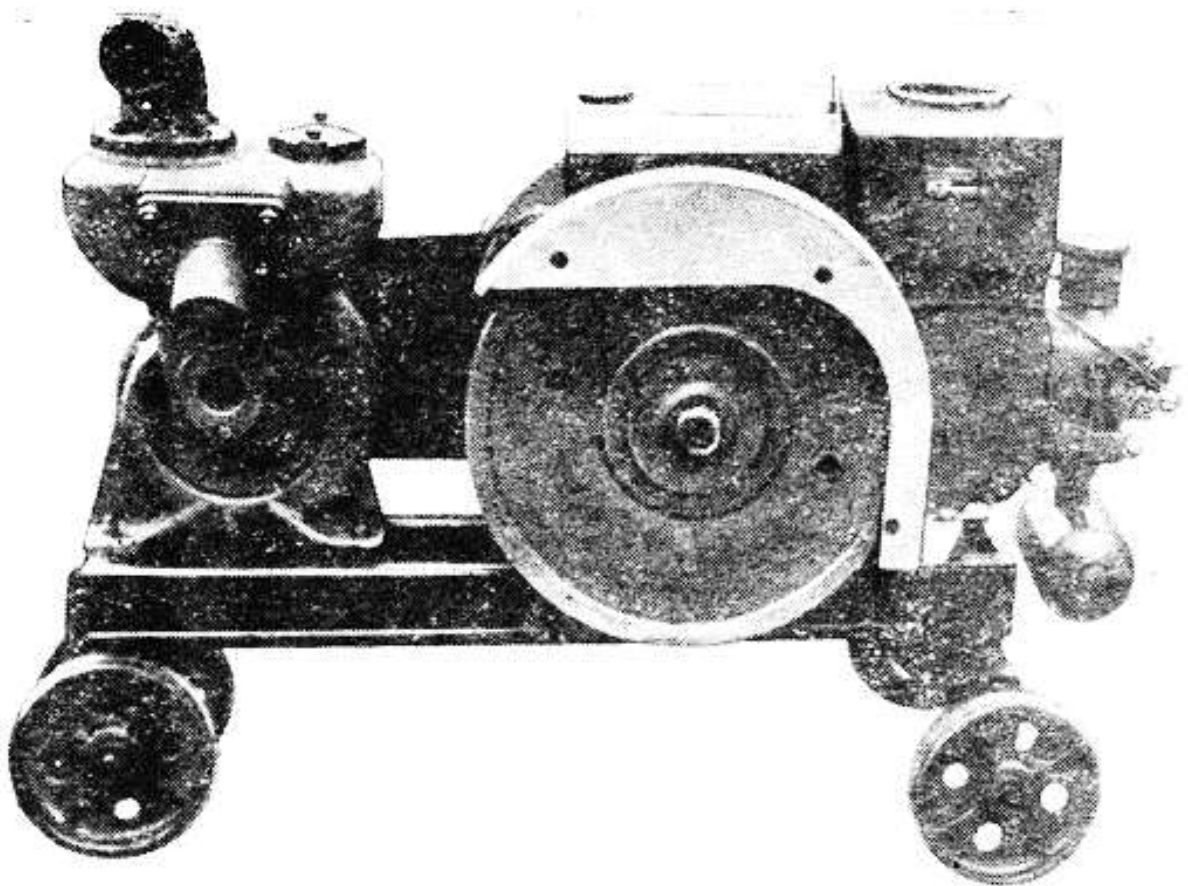


Рис. 1.1 - Насосна установка з дизелем Т-62-1

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

Самовсмоктувальний відцентровий насос "Андижанець" С-245 (з дизелем Т-62-1) призначений для перекачування води під час зрошувальних, будівельно-монтажних, осушувальних та інших робіт.

Насос розрахований на роботу в районах із помірним, тропічним кліматом. Допустима висота самовсмоктування (при подачі 60 м³/год) - не більше 5 метрів.

Частота обертання валу - 1500 об/хв.

Насос поставляється в комплектаціях:

- на візку з дизелем Т-62,
- без візка, б/муфти, без двигуна,
- на візку з електродвигуном 11 кВт.

Насос може встановлюватись на трактор і працювати від валу відбору потужності. Основні технічні параметри та характеристики:

Подача - 100 м³/год;

Напір - 16 м. в. ст.;

Розміри - 1800 х 930 х 1225 мм.

Маса - 760 кг;

Дизель Т-62-1 призначений для приводу пересувних і стаціонарних водовідливних насосів і різних інших машин. Тип - горизонтальний чотиритактний дизель із камерою в поршні типу ЦНІДІ

Номінальна потужність (для тривалої роботи) в 13 к.с., приведена до нормальних атмосферних умов:

- температура 20°C (293,15°K),
- відносна вологість 70%,
- барометричний тиск 760 мм рт. ст.)

Номінальна частота обертання, об/хв 1200

Максимальна частота обертання на холостому ходу, об/хв 1280

Напрямок обертання праве за годинниковою стрілкою з боку паливного насоса.

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Дизель Т-62-1 - одноциліндровий чотиритактний з горизонтальним розташуванням циліндра. Завдяки легкості монтажу, простоті конструкції та обслуговування, випарній системі охолодження його широко використовують для приводу пересувних і стаціонарних водовідливних насосів та інших машин, призначених для механізації робіт у сільському господарстві.

Для відбору потужності дизель забезпечений гладким шківом, який, залежно від умов роботи, може бути встановлений на правому або лівому маховику. Використовуючи посадочне місце шківів на маховику, можна застосовувати й інший вид приводу.

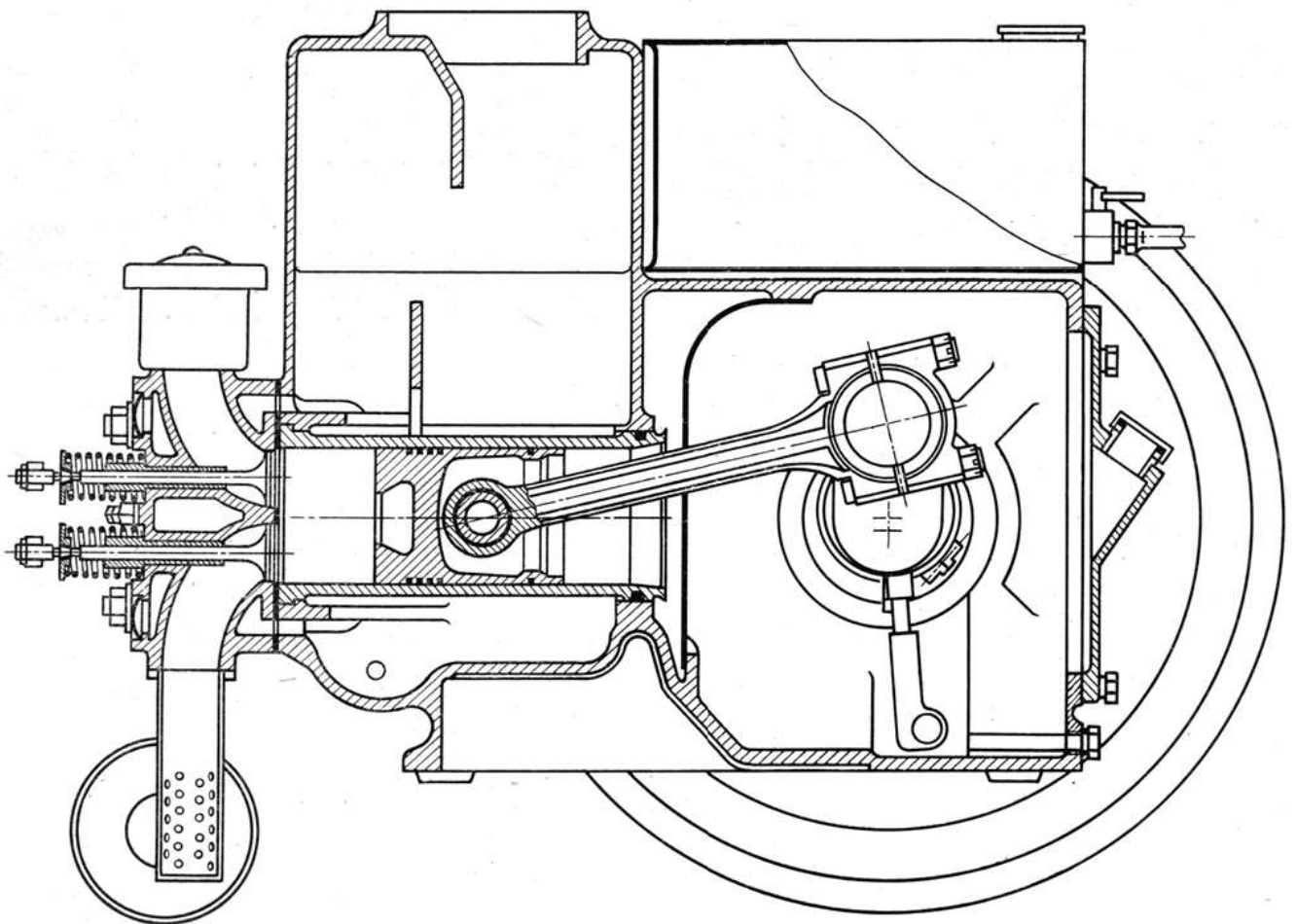


Рис. 1.2 – Повздовжній переріз дизеля Т-62-1

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

Блок-картер відлитий із чавуну. Гільза циліндра з легованого хромонікелевого чавуну запресована в розточку блоку і ущільнюється гумовим кільцем. Водяна сорочка переходить у водяний резервуар, що розширюється догори. Заодно з блоком відлито корпус механізму розподілу, в якому монтується розподільний вал з регулятором швидкості. Усередині кривошипної порожнини вміщено сталевий масловідбивний щит, що перешкоджає потраплянню зайвого масла в циліндр.

Головка циліндра, відлита з чавуну, кріпиться до блок-картера чотирма шпильками. Зверху і знизу до неї приєднані очисник повітря і випускний патрубок із глушником. Впускний і випускний клапани однакової конструкції виготовлені з легової сталі. Напрямні втулки клапанів відлиті з антифрикційного чавуну. Привід клапанів здійснюється від розподільного валу через штанги і коромисла.

Колінчастий вал штампований, загартований, обертається у двох роликових підшипниках. Поруч із шатунною шийкою валу є ексцентрикова шийка для приводу масляного насоса, а з іншого боку - гвинтова шестерня приводу розподільного валу. На конічних хвостовиках колінчастого валу встановлені литі маховики, на будь-який з них може кріпитися шків пасової передачі і пускова рукоятка. Колінчастий вал не має противаг, врівноваженість забезпечується за допомогою розподілу мас в ободі маховика.

Шатун - штампований з вуглецевої сталі двотаврового перерізу. Вкладиші кривошипної головки шатуна сталеві, із заливкою бабітом.

Змащування підшипника через свердління в колінчастому валі

Поршень литий, алюмінієвий, з чотирма компресійними і одним маслосніжним кільцями.

Поршневий палець із хромистої сталі, плаваючий, пустотілий, змащення барботажем.

Розподільний вал із легованого чавуну обертається на вертикальній нерухомій осі.

На його верхньому торці встановлено відцентровий регулятор швидкості.

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

Паливний насос плунжерного типу, форсунка з багатодирчастим розпилювачем. Пуск дизеля ручний, інерційний. Передбачено декомпресор, що впливає на впускний клапан і штангу паливного насоса. Цей самий механізм використовується для зупинки шляхом відключення подачі палива.

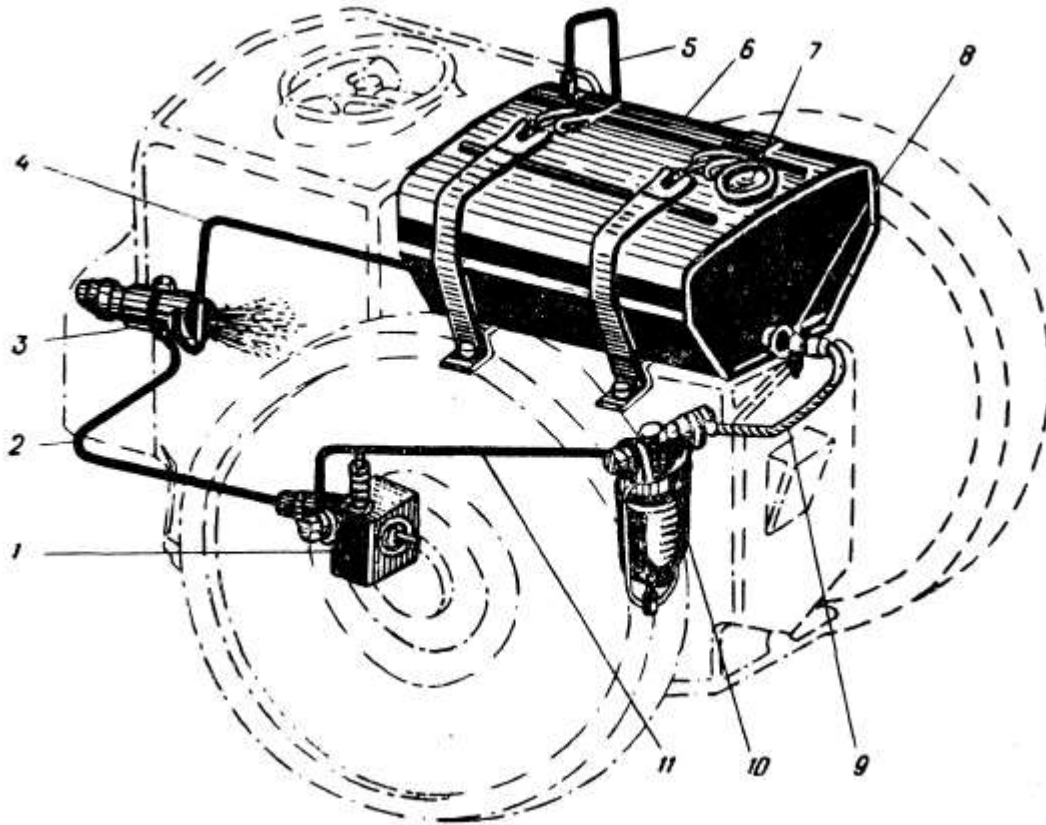


Рис. 1.3 – Система живлення дизеля 14 12/16

1 - паливний насос; 2 – паливопровід від насоса до форсунки; 3 – форсунка; 4,5 – паливопровід від форсунки до баку; 6 – паливний бак; 7 – пробка паливного баку; 8 – краник паливного баку; 9 – гнучкий паливопровід; 10 – паливний фільтр; 11 – паливопровід від паливного фільтра до насоса;

Для полегшення холодного пуску служить запальний гніт, що вставляється в головку циліндра.

Насос масла плунжерного типу з приводом від ексцентрика колінчастого валу.

Система охолодження - відкрита, випарна, з природною циркуляцією за рахунок різниці температур.

У дизеля відсутні вентилятор, радіатор, водяний і паливопідкачувальний насоси.

Технічні характеристики модифікацій, що випускаються (Т-62-1), і модифікацій, що готуються до випуску (Т-62-2), наведено нижче:

Технічні характеристики Т-62-1

1. Номінальна потужність за нормальних умов, кВт (к. с.)..... 9,6
(13)
2. Максимальна потужність протягом години
за тих самих умов, кВт (к. с.)10,5 (14,3)
3. Номінальна частота обертання, с^{-1} (об/хв)..... 20(1200)
4. Максимальна частота обертання на холостому
ходу, с^{-1} (об/хв) 21,3 (1280)
5. Напрямок обертання з боку паливного насоса
правий
6. Число циліндрів
1
7. Діаметр циліндра, мм 120
8. Хід поршня, мм
160
9. Ступінь стиснення 15
10. Регулятор обертів відцентрового
типу
11. Система живлення паливний насос плунжерного
типу
12. Тиск уприскування палива, МПа ($\text{кг}/\text{см}^2$) 16(160)
13. Кут випередження подачі палива, град $17\left(\begin{smallmatrix}-1 \\ +2\end{smallmatrix}\right)$
14. Паливо дизельне Л або дизельне З; паливо для швидкохідних дизелів
типу Grade 2D (за специфікацією США)
15. Питома витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт год})$ 249 +12
16. Система мащення
комбінована
17. Маса масла в дизелі, кг2,5

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

18. Масло моторне:

влітку.....M-10B2

взимку M-8BГ2

19. Рекомендовані замінники виробництва

зарубіжних фірмSAE-30 CB

20. Сумарна питома витрата оливи, віднесена до наведеної

номінальної потужності (на чад і злив), г/(кВт-год)

.....4

21. Термін служби масла до заміни, год 240

22. Система охолодження..... випарна

23. Місткість системи охолодження, л 30

24. Витрата охолоджувальної води за номінальної потужності, л/год 9

25. Пуск дизеля ручний інерційний із запальним гнітом під час декомпресії

26. Запальний гніт папір, просочений у 10%-ному водному розчині калієвої
або натрієвої селітри

27. Габаритні розміри, мм:

довжина1200

ширина зі шківом і пусковою рукояткою915

висота від площини основи

.....730

висота з глушником900

28. Спосіб з'єднання дизеля з машиною, яку він приводить, за допомогою
муфти або пасової передачі через шків

29. Діаметр і ширина шківа під плоский ремінь, мм..... 320x150

30. Маса сухого дизеля (в комплектності), кг, не більше455

Дизель призначений для роботи в нормальних, тропічних і спеціальних
кліматичних умовах

Дизель Т-62-1 відрегульовано на заводі на 1200 об/хв за номінальної
потужності 13 к.с., тривалості роботи до 18 год. на добу, температури повітря

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

+20°C (293,15°C), відносної вологості 70% та барометричного тиску 760 мм рт. ст.

У дизелі застосована випарна система охолодження, що допускає роботу за кипіння води в системі. Вода заливається через горловину у верхній частині блок-картера. Рівень води в системі показує стрижень поплавка. За малої кількості води стрижень опускається, сигналізуючи про необхідність додавання води.

Привід від дизеля зазвичай здійснюється ремінною передачею від приводного шків, встановленого з правого боку. У разі необхідності приводний шків може бути укріплений з лівого боку. Привід може здійснюватися і без шків, безпосередньо через муфту, що прикріплюється до маховика. Муфту завод не постачає. Конструкцію і розміри муфти встановлює споживач.

На зовнішній поверхні правого маховика заводом нанесені мітки, що відповідають положенню поршня в ВМТ і кутам випередження подачі палива насосом.

Система Система охолодження двигуна - це комплекс пристроїв, що дають змогу підтримувати оптимальну температуру працюючого двигуна внутрішнього згорання. Перегрів здатний вивести двигун з ладу, оскільки його компоненти зберігають задані характеристики тільки до певного температурного порога.

Вода для системи охолодження має бути чистою і не містити солей, що утворюють накип на поверхні системи охолодження. Для системи охолодження рекомендується використовувати дощову або річкову воду, попередньо відстояну і профільтровану.

Не слід побоюватися, якщо під час роботи вода в системі охолодження закипить, оскільки дизель Т-62-1 при кипінні води працює нормально. Необхідно не допускати надмірного зниження рівня води. Якщо це сталося, не можна відразу доливати в систему охолодження велику кількість холодної води, щоб уникнути заклинювання поршня в гільзі або появи тріщин у деталях дизеля.

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

Під час роботи дизеля рекомендується періодично доливати воду невеликими кількостями. У холодну пору року після закінчення роботи необхідно зливати всю воду із системи охолодження.

На двигуні встановлено повітроочисник відцентрового типу. Корпус повітроочисника слід періодично очищати від пилу, а серцевину промивати в чистому гасі або дизельному паливі і продувати.

Дизель слід змащувати тільки рекомендованими мастильними матеріалами. Протягом перших 120 годин роботи нового дизеля через кожні 30 годин необхідно міняти мастило в картері й одночасно промивати масляний фільтр у чистому гасі або дизельному паливі. Після кожних 500 годин роботи рекомендується зливати масло і промивати картер.

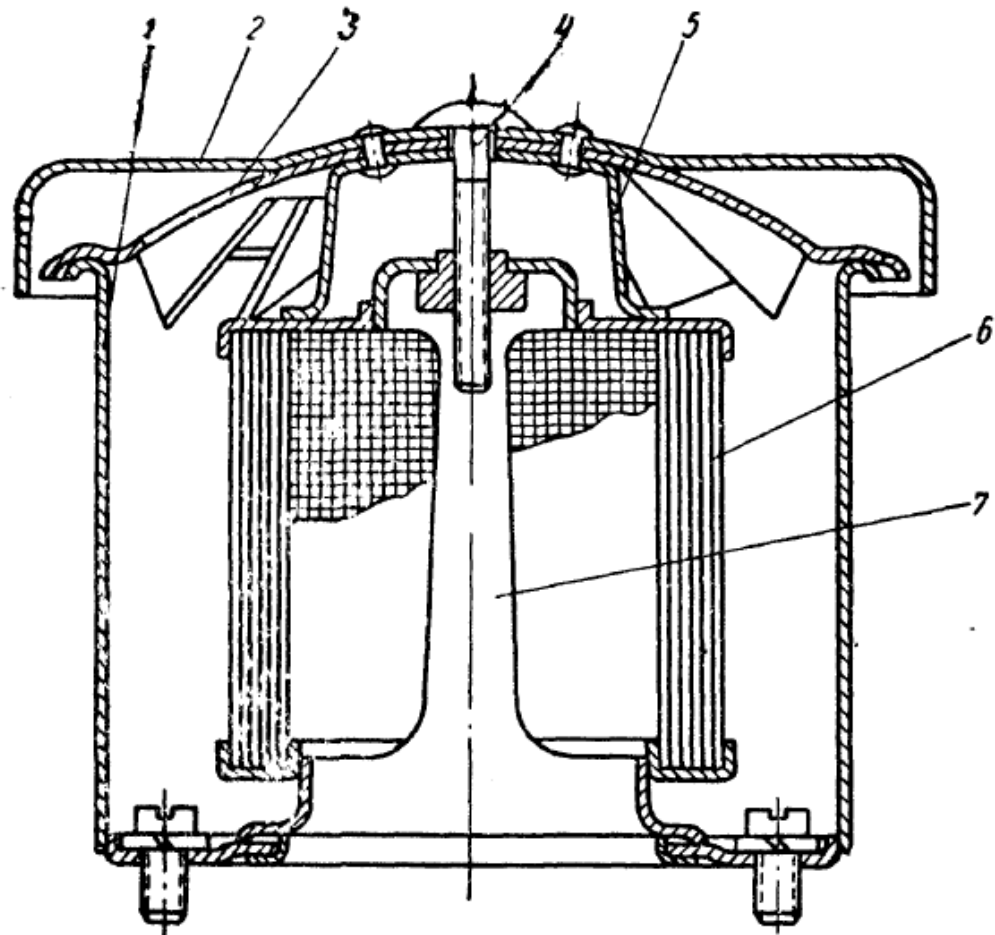


Рис. 1.4 – Повітроочисник

1 – корпус повітроочисника; 2 – кришка корпусу; 3 – крилатка; 4 – болт; 5 – ковпак фільтра; 6 – фільтр повітроочисника; 7 – кронштейн фільтра;

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ

Аркуш

14

Не можна завантажувати холодний дизель на повну потужність. Деякий час ходу до прогрівання і прокачування він повинен пропрацювати на холостому масла по всій системі.

Гвинтові шестерні приводу розподільного валу не мають міток для встановлення розподільного валу в певному положенні. На ободі маховика є мітки, що відповідають положенню поршня у ВМТ і кутам випередження подачі палива.

Вкладиш шатуна має шар бабіту товщиною 0,75 мм, тому необхідно стежити за відсутністю вироблення вкладишів. Діаметральний зазор між шатунною шийкою колінчастого валу і вкладишем не має бути більше 0,1 мм.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі, вивчено та розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є насосна установка на базі дизельного двигуна Т-62-1. Описано особливості будови та експлуатації установки під час роботи. Представлено її загальні технічні характеристики.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості двигуна-прототипу щодо форсування двигуна для розширення його можливостей згідно вимог користувача, без зниження при цьому показників надійності та довговічності.

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 13$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 1200$
Ступінь стиску,	$\varepsilon = 15$
Число циліндрів	$i = 1$
Тактність двигуна	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.7$
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	$p_r = 115$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 780$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.5$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.84$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.97$
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 $k = 0.95$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.95 \cdot 101.3 = 96.235$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{780} \cdot \frac{115}{15 \cdot 96.235 - 115} = 0.034$$

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

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 780}{1 + 0.03} = 318.52$$

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

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{96.235}{101.3} \cdot \frac{293}{318.518 \cdot (1 + 0.034)} = 0.906$$

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 $\text{кг} / \text{м}^3$

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

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

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

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.375$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 96.235 \cdot 15^{1.375} = 3985.277$$

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

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 318.52 \cdot 15^{1.38-1} = 879.36$$

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

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 879.363 = 22.2$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

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

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.7 \cdot 0.495 = 0.841$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.7 - 1) \cdot 0.495 = 0.073$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.7 \cdot 0.495 = 0.664$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.073 + 0.664 = 0.874$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.874}{0.841} = 1.039$$

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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.039 + 0.034}{1.000 + 0.034} = 1.038$$

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

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

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

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:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.874} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.073 \cdot 23.3 \\ 0.664 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.389$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.8735} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0727 \cdot 0.0015 \\ 0.6642 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.389 + 8.314 = 31.703$$

$$b' = b = 0.00184$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 3985.277 = 5977.916$$

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:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00184 \cdot 1.03776 = 0.00191$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.703 \cdot 1.038 = 32.9$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.84 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.841 \cdot (1 + 0.034)} = 4.103 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.2 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 879.363 = 3.049 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 41031.513 + 30488.167 = 71519.68$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.9^2 + 4 \cdot 1.907 \times 10^{-3} \cdot 7.152 \times 10^4 = 1.628 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.9 + \sqrt{1627.976}}{2 \cdot 0.002} = 1952.799$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.038 \cdot 1.953 \times 10^3}{1.5 \cdot 879.363} = 1.536$$

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

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1.536} = 9.763$$

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

$$n_2 = 1.220$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{5977.916}{9.763^{1.22}} = 370.888$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1952.799}{9.763^{1.22-1}} = 1182.896$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1182.896}{\sqrt[3]{\frac{370.888}{115}}} = 800.629$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|780 - 800.629|}{780} \cdot 100 = 2.645 \quad \%$$

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

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.536 - 1) = 0.805$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.536}{1.22 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.763^{1.22 - 1}} \right) = 4.13$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.375 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1.375 - 1}} \right) = 1.701$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{3985.277}{15 - 1} \cdot [0.805 + (4.13 - 1.701)] = 920.518$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.97 \cdot 920.518 = 892.902$$

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

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{1.7 \cdot 14.317 \cdot 892.902}{0.906 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.469$$

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 $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.469 \cdot 42447.806} = 0.181$$

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;

$s_{пр} = 0.16$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.16 \cdot 1200}{30} = 6.4$$

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 6.4 = 163.52$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 892.902 - 163.52 = 729.382$$

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

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{729.382}{892.902} = 0.817$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.469 \cdot 0.817 = 0.383$$

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 $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.383 \cdot 42447.806} = 0.221$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_e = (0,200...0,255) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.221 \cdot 13 = 2.877$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{13 \cdot 10^3}{729.382 \cdot 1200} = 1.782$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.12$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.16}{0.12} = 1.333 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.782}{\pi \cdot 1.333}} = 119.395$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.333 \cdot 119.395 = 159.193$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

$$\text{Діаметр циліндру } d' = 120 \text{ мм або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 120 \cdot 10^{-3} = 0.12$$

$$\text{Хід поршня } s' = 160 \text{ мм або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 160 \cdot 10^{-3} = 0.16$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.12^2 \cdot 0.16}{4} \cdot 10^3 = 1.81$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{729.382 \cdot 1.81 \cdot 1200}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 13.199$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |13.199 - 13|}{13.199 + 13} \cdot 100 = 1.516 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.12^2}{4} \cdot 0.16 = 1.81 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{1.81 \times 10^{-3}}{15 - 1} = 1.293 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 1.81 \times 10^{-3} + 1.293 \times 10^{-4} = 1.939 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.293 \times 10^{-4} \cdot 1.536 = 1.986 \times 10^{-4}$$

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:

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

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

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 мЗ; p - тиск робочого тіла в кПа,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00013$	$p(0) = 96.235$	$V(180) = 0.00194$	$p(180) = 96.235$
$V(10) = 0.00015$	$p(10) = 96.235$	$V(190) = 0.00193$	$p(190) = 96.939$
$V(20) = 0.0002$	$p(20) = 96.235$	$V(200) = 0.0019$	$p(200) = 99.106$
$V(30) = 0.00028$	$p(30) = 96.235$	$V(210) = 0.00185$	$p(210) = 102.908$
$V(40) = 0.00039$	$p(40) = 96.235$	$V(220) = 0.00177$	$p(220) = 108.656$
$V(50) = 0.00052$	$p(50) = 96.235$	$V(230) = 0.00168$	$p(230) = 116.849$
$V(60) = 0.00067$	$p(60) = 96.235$	$V(240) = 0.00157$	$p(240) = 128.258$
$V(70) = 0.00083$	$p(70) = 96.235$	$V(250) = 0.00145$	$p(250) = 144.068$
$V(80) = 0.00099$	$p(80) = 96.235$	$V(260) = 0.0013$	$p(260) = 166.124$
$V(90) = 0.00115$	$p(90) = 96.235$	$V(270) = 0.00115$	$p(270) = 197.386$
$V(100) = 0.0013$	$p(100) = 96.235$	$V(280) = 0.00099$	$p(280) = 242.748$
$V(110) = 0.00145$	$p(110) = 96.235$	$V(290) = 0.00083$	$p(290) = 310.625$
$V(120) = 0.00157$	$p(120) = 96.235$	$V(300) = 0.00067$	$p(300) = 416.081$
$V(130) = 0.00168$	$p(130) = 96.235$	$V(310) = 0.00052$	$p(310) = 587.104$
$V(140) = 0.00177$	$p(140) = 96.235$	$V(320) = 0.00039$	$p(320) = 876.693$
$V(150) = 0.00185$	$p(150) = 96.235$	$V(330) = 0.00028$	$p(330) = 1380.642$
$V(160) = 0.0019$	$p(160) = 96.235$	$V(340) = 0.0002$	$p(340) = 2226.866$
$V(170) = 0.00193$	$p(170) = 96.235$	$V(350) = 0.00015$	$p(350) = 3355.065$
$V(360) = 0.00013$	$p(360) = 3985.277$	$V(540) = 0.00194$	$p(540) = 370.888$
$V(370) = 0.00015$	$p(370) = 5977.916$	$V(550) = 0.00193$	$p(550) = 115$
$V(380) = 0.0002$	$p(380) = 5977.916$	$V(560) = 0.0019$	$p(560) = 115$
$V(390) = 0.00028$	$p(390) = 3940.88$	$V(570) = 0.00185$	$p(570) = 115$

V(400) = 0.00039	p(400) = 2633.863	V(580) = 0.00177	p(580) = 115
V(410) = 0.00052	p(410) = 1845.4	V(590) = 0.00168	p(590) = 115
V(420) = 0.00067	p(420) = 1359.597	V(600) = 0.00157	p(600) = 115
V(430) = 0.00083	p(430) = 1049.007	V(610) = 0.00145	p(610) = 115
V(440) = 0.00099	p(440) = 842.885	V(620) = 0.0013	p(620) = 115
V(450) = 0.00115	p(450) = 701.546	V(630) = 0.00115	p(630) = 115
V(460) = 0.0013	p(460) = 602.025	V(640) = 0.00099	p(640) = 115
V(470) = 0.00145	p(470) = 530.545	V(650) = 0.00083	p(650) = 115
V(480) = 0.00157	p(480) = 478.555	V(660) = 0.00067	p(660) = 115
V(490) = 0.00168	p(490) = 440.588	V(670) = 0.00052	p(670) = 115
V(500) = 0.00177	p(500) = 413.065	V(680) = 0.00039	p(680) = 115
V(510) = 0.00185	p(510) = 393.619	V(690) = 0.00028	p(690) = 115
V(520) = 0.0019	p(520) = 380.69	V(700) = 0.0002	p(700) = 115
V(530) = 0.00193	p(530) = 373.295	V(710) = 0.00015	p(710) = 115

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 1631.728$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.632 \times 10^3}{1.81 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 901.728$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 901.728 \cdot 0.97 = 874.676$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |892.902 - 874.676|}{892.902 + 874.676} \cdot 100 = 2.062$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ 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;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ 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;

$r' = 14^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 51^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 55^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 13^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 3.985 \times 10^3 = 4.782 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 5.978 \times 10^3 = 5.978 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 96.235$	$V(\varphi_r) = 1.293 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 96.235$	$V(\varphi_d) = 1.939 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 3985.277$	$V(\varphi_c) = 1.293 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 5977.916$	$V(\varphi_z) = 1.294 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 370.888$	$V(\varphi_b) = 1.939 \times 10^{-3}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.755 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.347 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 2.783 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.678 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 380$	$p(\varphi_{z'}) = 5.978 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.974 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 485$	$p(\varphi_{b''}) = 458.077$	$V(\varphi_{b''}) = 1.631 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 706$	$p(\varphi_{r'}) = 115$	$V(\varphi_{r'}) = 1.629 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 13$	$p(\varphi_{r''}) = 96.235$	$V(\varphi_{r''}) = 1.583 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 231$	$p(\varphi_{d'}) = 117.83$	$V(\varphi_{d'}) = 1.673 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 4.782 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.293 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_д} = 370$	$p_{z_д} = 5.978 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_д}) = 1.465 \times 10^{-4}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

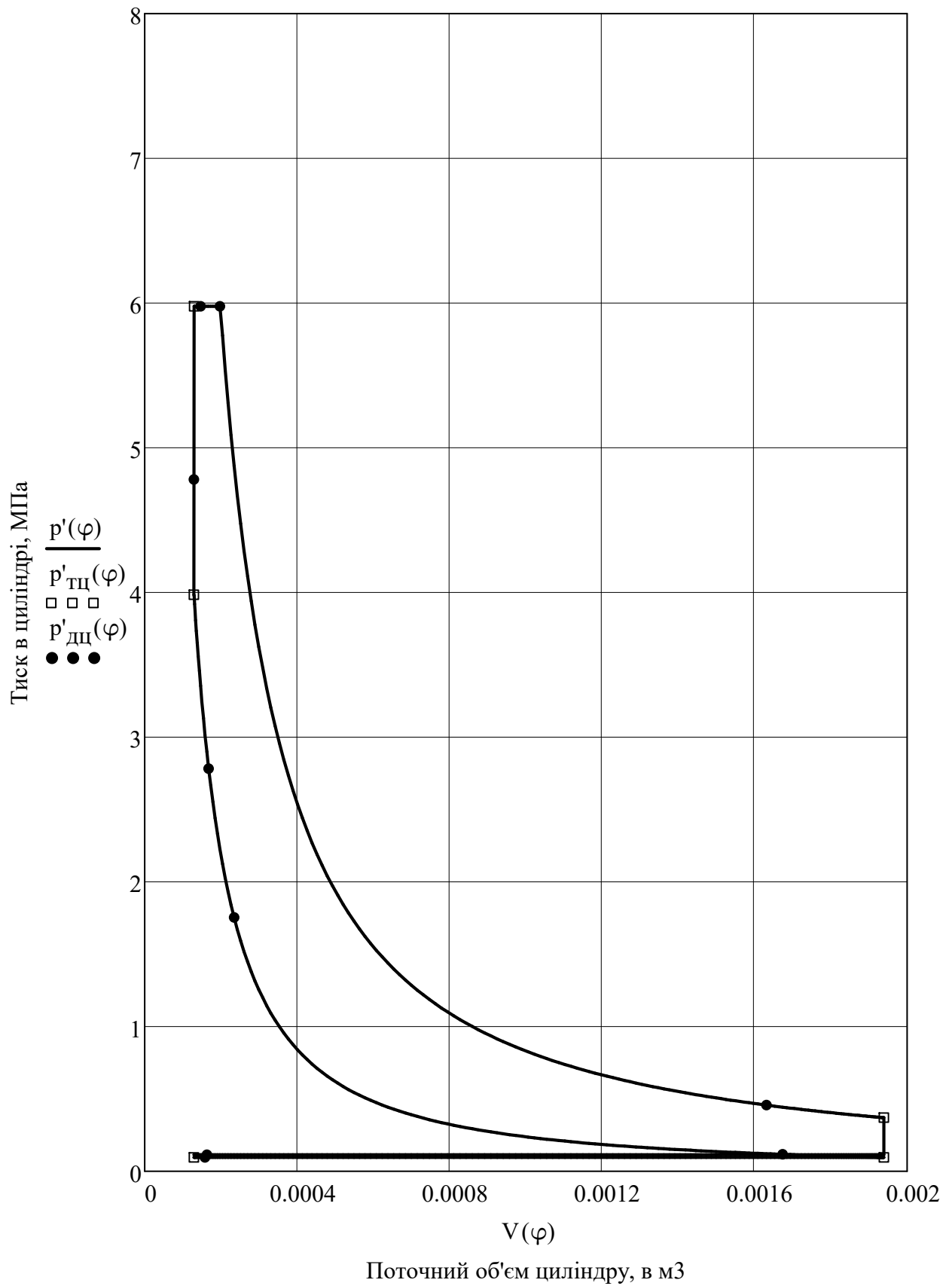


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

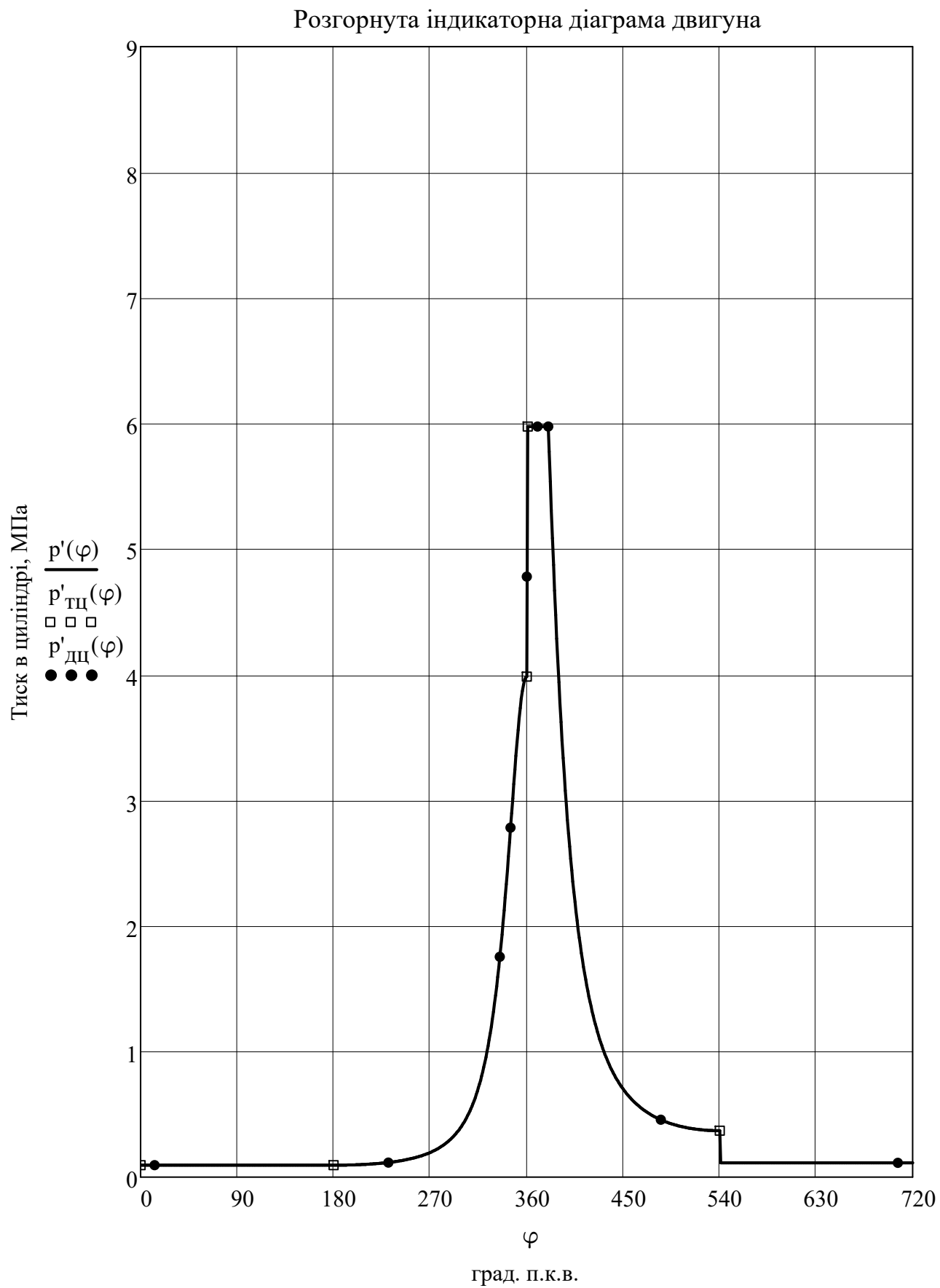


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

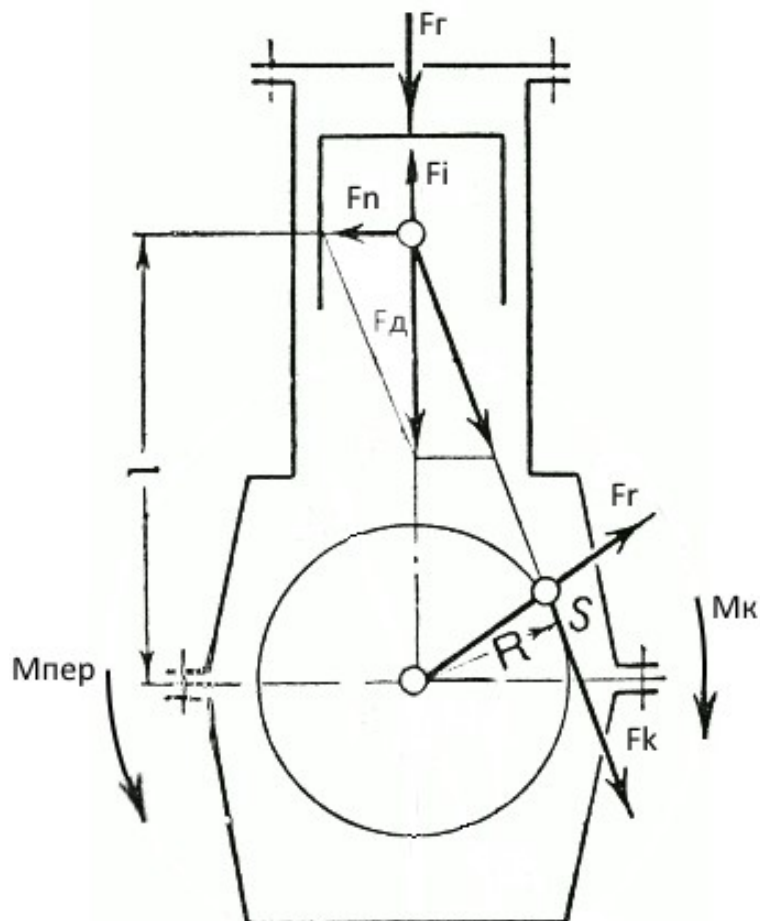


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 1.735$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 3.475$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 1.735 + \frac{1}{3} \cdot 3.475 = 2.893$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.16}{2} = 0.08$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.08}{0.256} = 0.313$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.12^2}{4} = 0.011$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1200}{30} = 125.664$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутий момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

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

$F_r(0) = -0.057$	$F_i(0) = -4.591$	$F_d(0) = -4.648$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.057$	$F_i(30) = -3.633$	$F_d(30) = -3.691$	$M_k(30) = -0.181$
$F_r(60) = -0.057$	$F_i(60) = -1.36$	$F_d(60) = -1.417$	$M_k(60) = -0.111$
$F_r(90) = -0.057$	$F_i(90) = 0.936$	$F_d(90) = 0.878$	$M_k(90) = 0.07$
$F_r(120) = -0.057$	$F_i(120) = 2.295$	$F_d(120) = 2.238$	$M_k(120) = 0.135$
$F_r(150) = -0.057$	$F_i(150) = 2.698$	$F_d(150) = 2.64$	$M_k(150) = 0.082$
$F_r(180) = -0.057$	$F_i(180) = 2.719$	$F_d(180) = 2.662$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.018$	$F_i(210) = 2.698$	$F_d(210) = 2.716$	$M_k(210) = -0.084$
$F_r(240) = 0.305$	$F_i(240) = 2.295$	$F_d(240) = 2.6$	$M_k(240) = -0.157$
$F_r(270) = 1.087$	$F_i(270) = 0.936$	$F_d(270) = 2.022$	$M_k(270) = -0.162$
$F_r(300) = 3.56$	$F_i(300) = -1.36$	$F_d(300) = 2.2$	$M_k(300) = -0.172$
$F_r(330) = 14.469$	$F_i(330) = -3.633$	$F_d(330) = 10.836$	$M_k(330) = -0.53$
$F_r(360) = 43.927$	$F_i(360) = -4.591$	$F_d(360) = 39.336$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 43.425$	$F_i(390) = -3.633$	$F_d(390) = 39.791$	$M_k(390) = 1.947$
$F_r(420) = 14.231$	$F_i(420) = -1.36$	$F_d(420) = 12.871$	$M_k(420) = 1.009$
$F_r(450) = 6.789$	$F_i(450) = 0.936$	$F_d(450) = 7.724$	$M_k(450) = 0.618$
$F_r(480) = 4.267$	$F_i(480) = 2.295$	$F_d(480) = 6.562$	$M_k(480) = 0.395$
$F_r(510) = 3.306$	$F_i(510) = 2.698$	$F_d(510) = 6.004$	$M_k(510) = 0.186$
$F_r(540) = 3.049$	$F_i(540) = 2.719$	$F_d(540) = 5.768$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.155$	$F_i(570) = 2.698$	$F_d(570) = 2.853$	$M_k(570) = -0.089$
$F_r(600) = 0.155$	$F_i(600) = 2.295$	$F_d(600) = 2.45$	$M_k(600) = -0.147$
$F_r(630) = 0.155$	$F_i(630) = 0.936$	$F_d(630) = 1.091$	$M_k(630) = -0.087$
$F_r(660) = 0.155$	$F_i(660) = -1.36$	$F_d(660) = -1.205$	$M_k(660) = 0.094$
$F_r(690) = 0.155$	$F_i(690) = -3.633$	$F_d(690) = -3.478$	$M_k(690) = 0.17$
$F_r(720) = 0.155$	$F_i(720) = -4.591$	$F_d(720) = -4.436$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -4.648$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -0.476$	$F_r(30) = -2.958$	$F_k(30) = -2.258$	$M_{пер}(30) = 0.181$
$F_n(60) = -0.322$	$F_r(60) = -0.429$	$F_k(60) = -1.388$	$M_{пер}(60) = 0.111$
$F_n(90) = 0.233$	$F_r(90) = -0.233$	$F_k(90) = 0.878$	$M_{пер}(90) = -0.07$
$F_n(120) = 0.509$	$F_r(120) = -1.56$	$F_k(120) = 1.684$	$M_{пер}(120) = -0.135$
$F_n(150) = 0.341$	$F_r(150) = -2.457$	$F_k(150) = 1.025$	$M_{пер}(150) = -0.082$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -2.662$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.351$	$F_r(210) = -2.527$	$F_k(210) = -1.054$	$M_{пер}(210) = 0.084$
$F_n(240) = -0.591$	$F_r(240) = -1.812$	$F_k(240) = -1.956$	$M_{пер}(240) = 0.157$
$F_n(270) = -0.536$	$F_r(270) = -0.536$	$F_k(270) = -2.022$	$M_{пер}(270) = 0.162$
$F_n(300) = -0.5$	$F_r(300) = 0.667$	$F_k(300) = -2.156$	$M_{пер}(300) = 0.172$
$F_n(330) = -1.398$	$F_r(330) = 8.685$	$F_k(330) = -6.629$	$M_{пер}(330) = 0.53$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 39.336$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 5.136$	$F_r(390) = 31.893$	$F_k(390) = 24.343$	$M_{пер}(390) = -1.947$
$F_n(420) = 2.926$	$F_r(420) = 3.901$	$F_k(420) = 12.61$	$M_{пер}(420) = -1.009$
$F_n(450) = 2.046$	$F_r(450) = -2.046$	$F_k(450) = 7.724$	$M_{пер}(450) = -0.618$
$F_n(480) = 1.492$	$F_r(480) = -4.573$	$F_k(480) = 4.937$	$M_{пер}(480) = -0.395$
$F_n(510) = 0.775$	$F_r(510) = -5.587$	$F_k(510) = 2.331$	$M_{пер}(510) = -0.186$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -5.768$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.368$	$F_r(570) = -2.654$	$F_k(570) = -1.107$	$M_{пер}(570) = 0.089$
$F_n(600) = -0.557$	$F_r(600) = -1.708$	$F_k(600) = -1.844$	$M_{пер}(600) = 0.147$
$F_n(630) = -0.289$	$F_r(630) = -0.289$	$F_k(630) = -1.091$	$M_{пер}(630) = 0.087$
$F_n(660) = 0.274$	$F_r(660) = -0.365$	$F_k(660) = 1.18$	$M_{пер}(660) = -0.094$
$F_n(690) = 0.449$	$F_r(690) = -2.788$	$F_k(690) = 2.128$	$M_{пер}(690) = -0.17$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -4.436$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

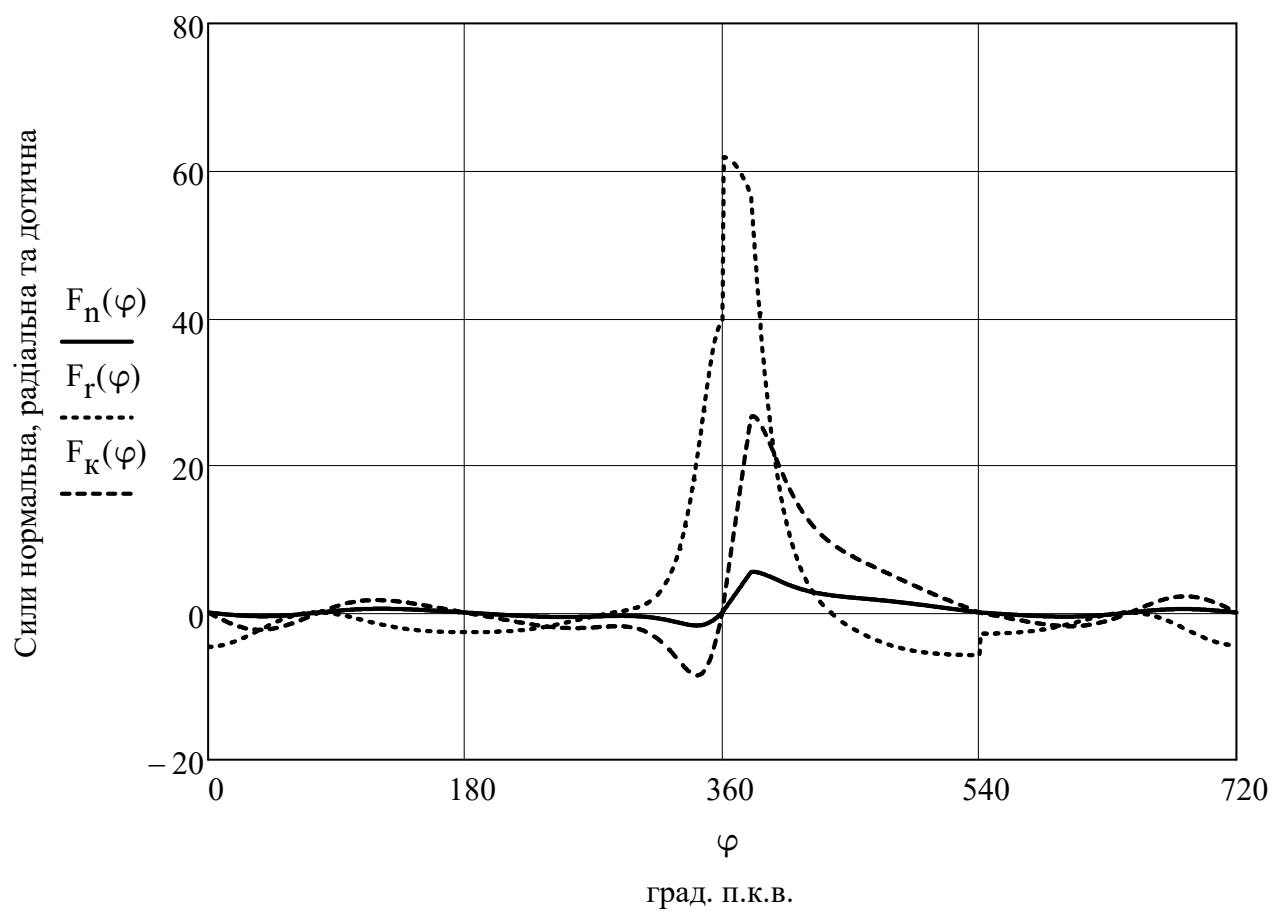
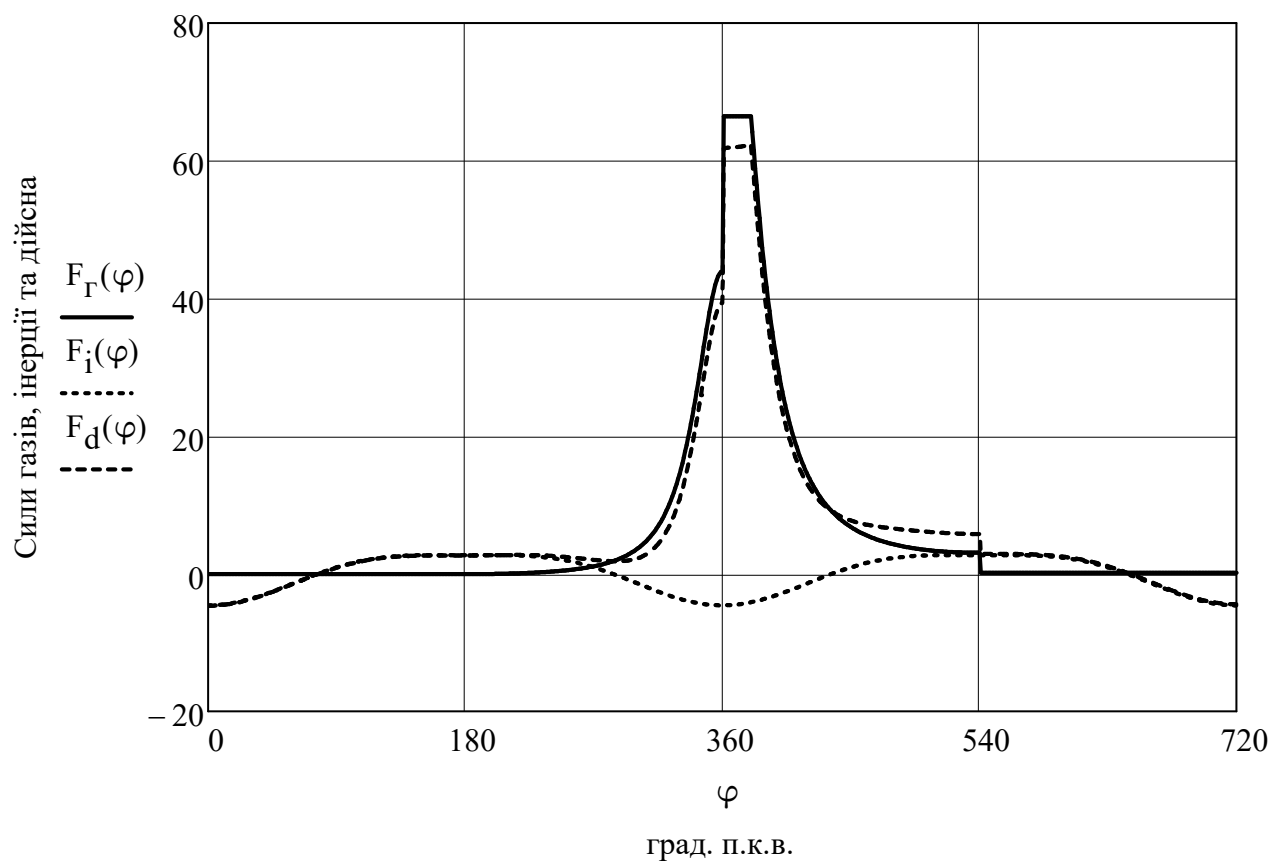


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

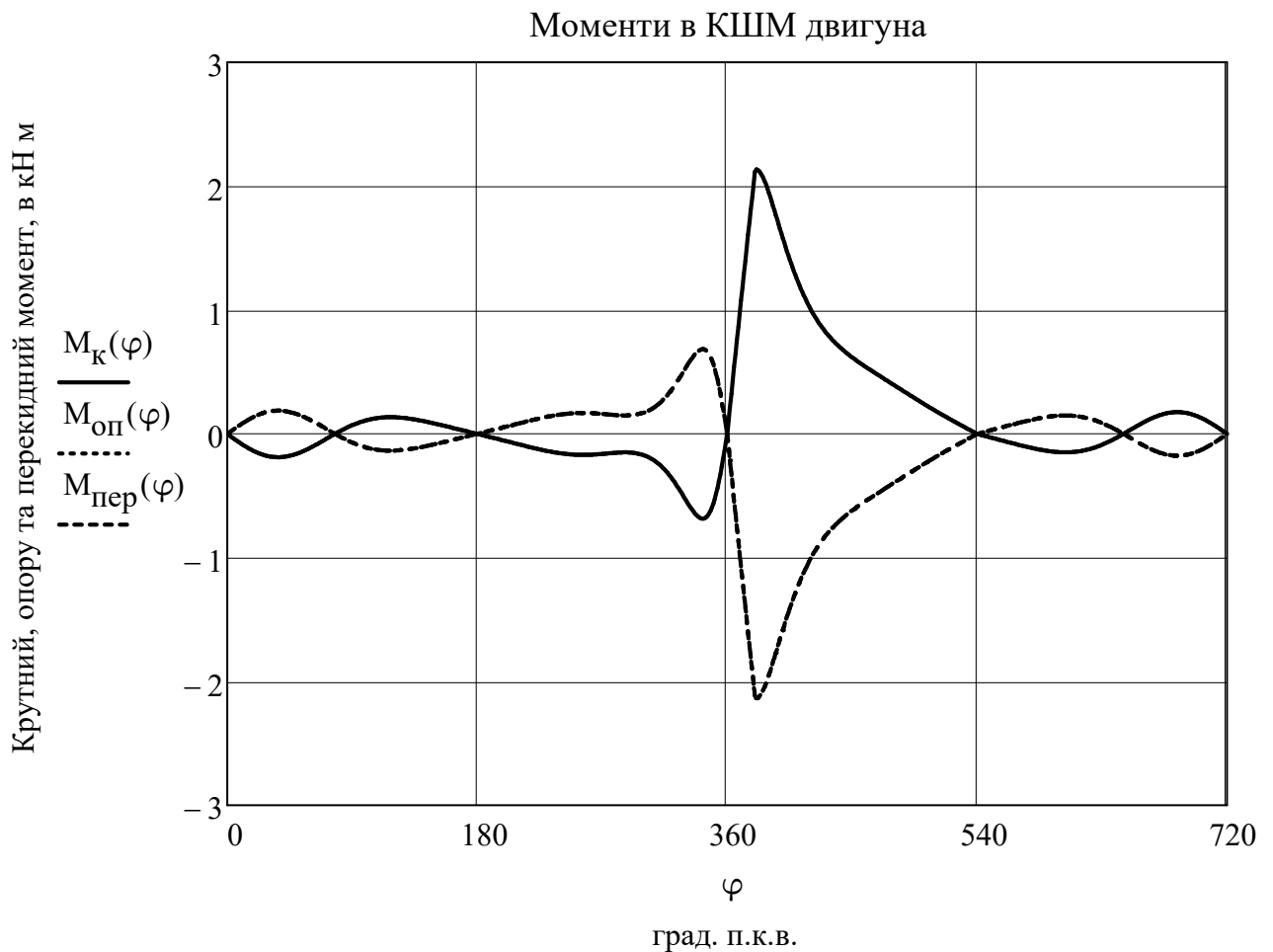


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{\text{сп}} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{1} = 720$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

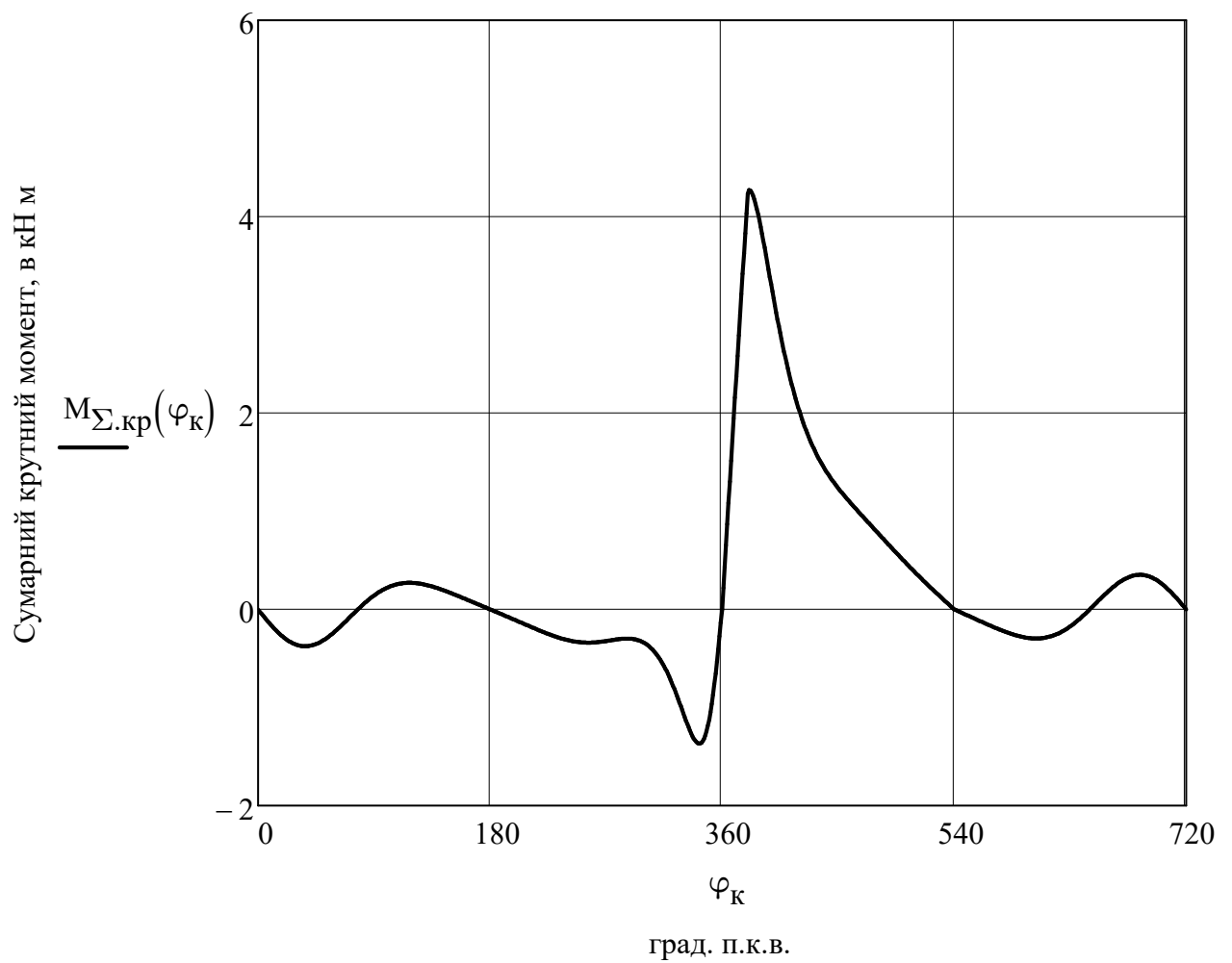


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 0$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.1 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = -0.071$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.6 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 1.613$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.2 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.194$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.7 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.453$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.3 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = -0.202$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.8 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = -0.21$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.4 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = -0.299$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.9 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.036$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.5 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = -1.541 \times 10^{-15}$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(1 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{2.877 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 3.392 \times 10^4$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 13.199 = 13198.593$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.32 \times 10^4}{3.392 \times 10^4} \cdot 100 = 38.911$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 33920.198 \cdot 0.383 = 13000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.32 \times 10^4 - 1.3 \times 10^4|}{1.32 \times 10^4} \cdot 100 = 1.505$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

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

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

$Q_{B.H}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.06$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.06 = 0.18$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.18 \cdot 33920.198 = 6105.636$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 163.520 = 98.112$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.12^2}{4} \cdot 0.16 = 1.81 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{98.112 \cdot 1.81 \times 10^{-3} \cdot 1.2 \times 10^3}{30 \cdot 4} = 1.775$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 1.775 = 1775.393$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_v = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 6105.636 + 1775.393 = 7881.028$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_v = \frac{Q'_v \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_v \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_v}$$

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{7.881 \times 10^3 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 2.257 \times 10^{-4}$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.98}{0.9} = 0.025$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.025 = 24.577$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 6105.6 + 1775.4 + 24.6 = 7905.6$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{7905.606}{33920.198} \cdot 100 = 23.306$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 780 - 273 = 507$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 318.518 - 273 = 45.518$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 507 = 33.527$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 45.518 = 29.11$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $\frac{Дж}{с}$

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

$$\text{де } \Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.874 \cdot 33.527 \cdot 507 = 14848.644$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.841 \cdot 29.11 \cdot 45.518 = 1113.996$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 14848.6 - 1114 = 13734.6$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{2.877}{3.6} \cdot 13734.648 = 10975.408$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{10975.408}{33920.198} \cdot 100 = 32.357$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{163.52}{892.902} \cdot 0.469 = 0.086$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.086 \cdot 33920.198 = 2914.466$$

Теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 6105.636 + 2914.466 - 7905.606 = 1114.496$$

Витрата циркуляційного масла, в $\frac{м^3}{с}$

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_{\text{м}} = 900 \text{ кг} / \text{м}^3$ - густина мастила

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

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.114 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.478 \times 10^{-4}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.478 \times 10^{-4} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.074$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж/с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.074 = 73.921$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 1114.496 + 73.921 = 1188.417$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1188.417}{33920.198} \cdot 100 = 3.504$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж/с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_{\Gamma} + Q_M} \right) = \sum \left(\frac{13198.593 + 7905.606}{10975.408 + 1188.417} \right) = 33268.023$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 33920.2 - 33268 = 652.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{652.174}{33920.198} \cdot 100 = 1.923$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для ДД без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 33920.2$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 13198.6$	$q_e = 38.9$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 10975.4$	$q_{\Gamma} = 32.4$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 7905.6$	$q_B = 23.3$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 1188.4$	$q_M = 3.5$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 652.2$	$q_{HB} = 1.9$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 38.911 + 32.357 + 23.306 + 3.504 + 1.923 = 100$$

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	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	9,6	13,2	37,5
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	650	729	12,2
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,36	0,383	6,4
4	Механічний ККД	η_m	-	0,81	0,817	0,9
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\text{г}}{(\text{кВт год})}$	249	221	-11,2
6	Діаметр циліндру	D	мм	120	120	0,0
7	Хід поршня	S	мм	160	160	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання щодо форсування проектного двигуна на рівні 13 кВт, що на 3,4 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна видно що поставлене завдання виконано. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 3,6 кВт, що більше ніж у прототипу на 37,5%.

Зростання номінальної потужності проектного двигуна у порівнянні з прототипом супроводжувалось збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 12,2%. Форсування двигуна вимагає збільшення циклової роботи в циліндрі, що можна вирішити за рахунок покращення ефективності протікання циклу.

Оптимізація робочого циклу та раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 11,2% у порівнянні з прототипом. Але при цьому порівняння значень ефективного ККД показує у прототипу та проектного двигуна, показує у останнього ріст на 6,4%.

Завдяки заходам направлених на покращення ефективності протікання робочого циклу вдалося зменшити механічні втрати двигуна. Тому для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 0,9%.

Правильний та обґрунтований підбір параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні до двигуна-прототипу. Це дало можливість отримати силову установку збільшеної потужності без суттєвого зростання її масогабаритних параметрів.

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

Результати отримані в даному розділі дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих конструкторських рішень, визначити напрямки подальшого вдосконалення двигуна. Вони також та є основою подальшого вирішення питання щодо підвищення надійності високообертового двигуна.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ РЕГУЛЯТОРУ.

3.1. Опис будови та роботи штатних систем та механізмів двигуна.

3.1.1. Опис роботи та будови штатного регулятора обертів.

Регулятор частоти обертання колінчастого валу змінює подачу палива залежно від навантаження двигуна, підтримуючи задану оператором частоту обертання колінчастого валу. На двигуні встановлюється відцентровий всережимний регулятор прямої дії. Всережимний регулятор забезпечує стійку роботу дизеля в будь-якому режимі, який задає оператор за допомогою керуючого важеля, і обмежує максимальні оберти колінчастого валу. Такий регулятор за кожної нової установки важеля в певне положення буде автоматично підтримувати задане оператором число обертів колінчастого валу майже постійним, допускаючи зміну його в невеликих межах. Регулятор встановлений на дизелі Т-62-1 автоматичний, що не вимагає постійної присутності оператора. Місцем встановлення регулятора є верхній торець розподільного валика.

Дизель Т-62-1 регулюється на заводі на частоту обертання 1200 об/хв за номінальної потужності 13 к.с., тривалості роботи до 18 годин на добу, температурі повітря +20°C (293,15°C), відносної вологості 70% і барометричного тиску 760 мм рт. ст.

У разі частих зупинок дизеля, коли двигун працює на холостому ходу, конструкція регулятора дає змогу легко зменшувати частоту обертання дизеля. Частоту обертання дизеля зменшують у тих випадках, коли необхідно постійно працювати за меншої потужності, тому що під час установлення регулятора на менше число обертів зменшується витрата палива. Зрив пломби і вкручування натискного гвинта на важелі регулятора категорично забороняється, щоб уникнути перевищення допустимого числа обертів. Переміщенням важеля регулятора вперед збільшується число обертів дизеля до 1200 на хвилину за

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		49

номінальної потужності 13 к. с. Під час роботи дизеля протягом 18-24 годин на добу величину навантаження необхідно знижувати на 10%.

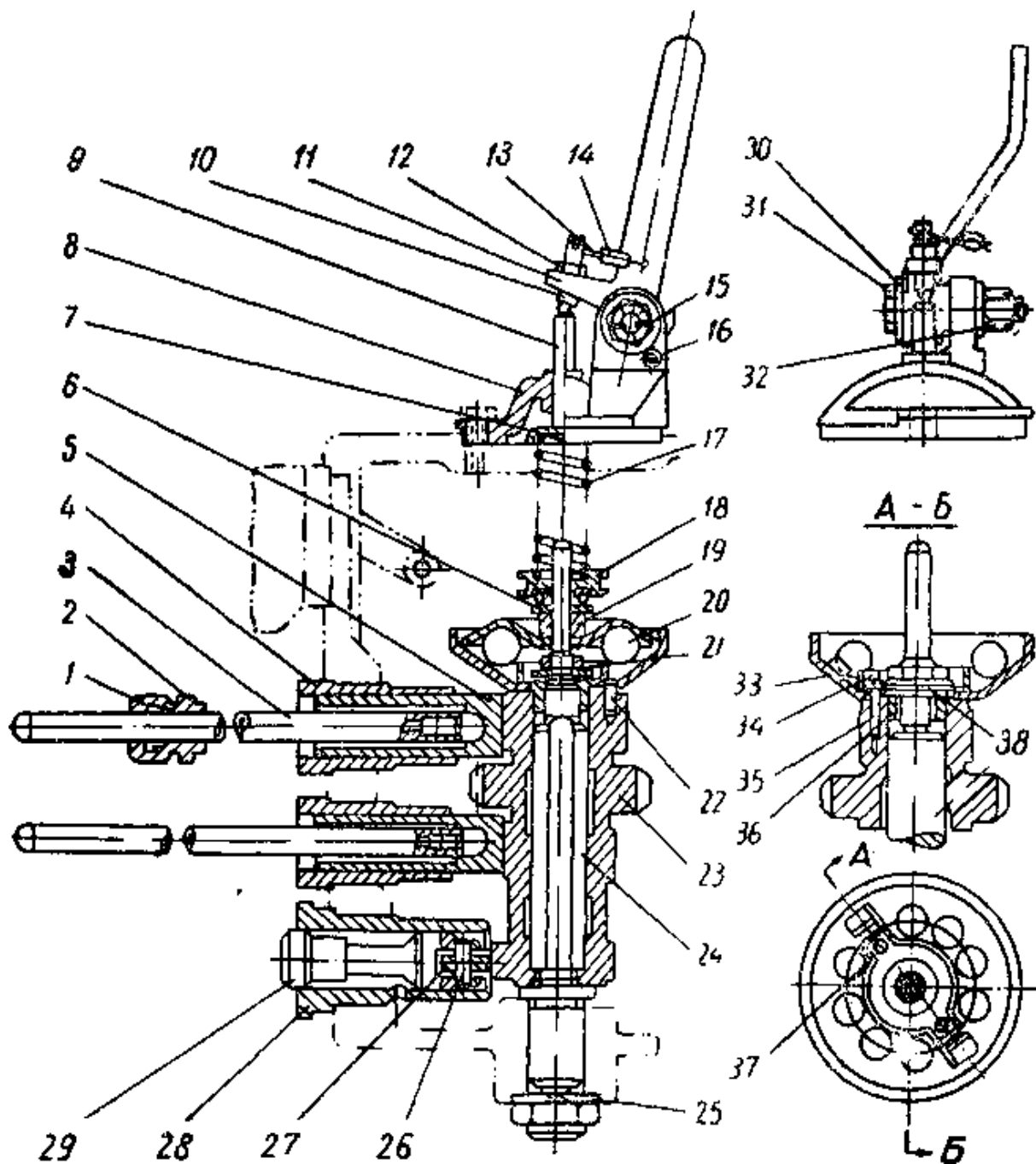


Рис. 3.1 - Розподільний вал із регулятором:

1, 12, 32 - гайки; 2 - втулка-обмежувач; 3 - штанга штовхача; 4, 28, 36 - втулки; 5 - штовхач; 6 - наполегливий кульковий підшипник; 7 - тарілка; 8 - кришка регулятора; 9 - стрижень регулятора; 10 - натискний гвинт; 11 - важіль регулятора; 13 - дрiт; 14 - пломба; 15, 37 - шплінти; 16, 22 - штифти; 17 - пружина регулятора; 18 - наполеглива шайба; 19 - втулка регулятора; 20 - кулька; 21 - прокладки; 23 - розподільний вал; 24 - вісь розподільного валу з гайками; 25 - шайба; 26 - вісь; 27 - ролик; 29 - штовхач паливного насоса; 30 - пружинна шайба; 31 - болт-вісь; 33 - нижня тарілка регулятора; 34 - кільце; 35 - гвинт; 38 - шайба вісі валу.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ

Аркуш

50

3.1.2. Опис роботи та будови штатної паливної системи.

Паливна система двигуна складається з паливного бака, фільтра, паливного насоса, форсунки і трубопроводів.

У паливній системі двигуна встановлюється фільтр-відстійник.

Паливний насос одноплунжерний. Регулювання кількості палива, що подається, здійснюється зміною кінця подачі за допомогою повороту плунжера, що має на циліндричній поверхні спіральну відсічну кромку.

Привід паливного насоса здійснюється від кулачкової шайби розподільного валика за допомогою роликового штовхача.

Форсунка закритого типу зі штифтовим розпилювачем. Тиск відкриття голки 125 кг/см^2 . Діаметр штифтового отвору 1 мм.

Довговічність і надійність роботи двигуна залежать в основному від стану паливної системи. Тому необхідно застосовувати паливо тільки рекомендованих марок, стежити за чистотою палива, зберігати і фільтрувати паливо відповідно до правил і правильно заповнювати паливну систему та здійснювати систематичний догляд за паливним баком і фільтром.

За недостатнього очищення палива зношуються прецизійні деталі паливного насоса (плунжер, гільза). Двигун знижує потужність, і відбувається перевитрата палива. У паливі не повинно бути води, бруду та інших сторонніх домішок. Найдрібніші частинки бруду засмічують фільтр, спричиняють перебої в подачі палива і руйнують паливну апаратуру.

Найкращим способом очищення палива від механічних домішок є відстоювання палива в резервуарах протягом 48 і більше годин.

Під час заправки не допускати збовтування відстояного палива. Рекомендується заправляти паливо через фільтр зі щільної фільтрувальної тканини (фланелі, бавовняної замші, шовкового або щільного лляного полотна).

Для видалення насиченого вологою повітря і запобігання конденсації парів води всередині бака його слід наповнювати наприкінці робочого дня. Не слід залишати відкритою заливну горловину бака. У міру забруднення, але не більше,

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		51

ніж через 240 годин роботи дизеля, паливний бак знімати і промивати від осаду і води, що скупчилися на дні.

Через кожні 60 годин роботи знімати стакан паливного фільтра і видаляти накопичені опади і воду. Періодично промивати мішечок фільтра в гасі, щоб уникнути втрати потужності дизеля. У разі виявлення в мішечку фільтра отворів, місцевих розтягнень або великого засмічення, мішечок замінити.

Терміни промивання залежать від ступеня забрудненості палива. У середньому мішечок фільтра слід промивати через 120 годин роботи дизеля. У разі протікання палива зі склянки фільтра необхідно сильніше затягнути склянку за допомогою гайки і затискного гвинта.

Повітря, що потрапило в паливну систему, утворює повітряні мішки, внаслідок чого дизель працює з перебоями або взагалі не запускається. У разі потрапляння повітря в паливну систему, її слід заповнити паливом і видалити повітря.

Щоб уникнути потрапляння повітря стежити за герметичністю з'єднань паливо проводів. Для попередження потрапляння повітря в паливну систему не допускати зниження рівня палива в паливному баку нижче верхнього краю отвору в крані паливного бака.

Паливний насос і форсунку дозволяється розбирати тільки в разі несправності. Під час зняття паливного насоса необхідно зберігати кількість (загальну товщину) прокладок у виточці корпусу насоса, оскільки вони забезпечують кут випередження подачі палива насосом $17^{\circ} \pm 1/2$, від якого залежать потужність дизеля і витрата палива. Під час заміни прокладок обов'язково перевіряти і регулювати кут випередження подачі палива.

Слід мати на увазі, що під час регулювання в разі зменшення товщини прокладок, що встановлюються у виточку корпусу насоса, впорскування палива відбувається раніше, а в разі збільшення товщини прокладок - пізніше.

Під час установлення насоса на дизель установити кут випередження подачі палива 17° за допомогою прокладок у виточці корпусу насоса.

3.1.3. Пропозиції щодо удосконалення конструкції регулятора.

Регулятор частоти обертання колінчастого валу змінює подачу палива залежно від навантаження двигуна, підтримуючи задану оператором частоту обертання колінчастого валу.

Робота регулятора заснована на використанні відцентрових сил. Так у разі виникнення додаткового навантаження на дизель, частота обертання колінчастого валу буде зменшуватися, а вихідна потужність дизеля - падати.

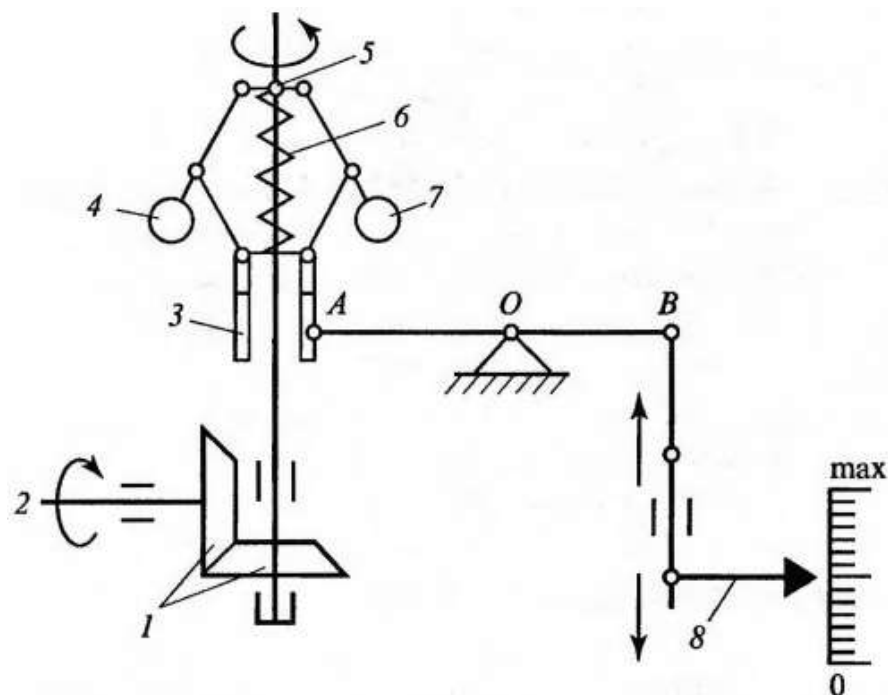


Рис. 3.2 – Відцентровий регулятор прямої дії.

1 - зубчасті колеса; 2 - від колінчастого валу; 3 - муфта; 4,7 - вантаж; 5 - диск; 6 - пружина; 8 - рейка паливного насоса.

Він називається відцентровим тому, що його дія ґрунтується на зміні відцентрових сил, що виникають за різних значень частоти обертання його вантажів. У регуляторі таким обертовим тілом є траверса (диск) 5. Він приводиться в обертання через зубчасту передачу 1 від колінчастого валу дизеля 2. До країв диска 5 шарнірно прикріплено два важелі з однаковими вантажами 4 і 7, які обертаються разом із диском регулятора навколо вертикальної осі та пов'язані шарнірами з ковзаючою муфтою 3, яка вільно переміщується вгору або вниз. Цей вузол називається вимірювачем частоти обертання колінчастого валу дизеля, це

вихідний основний орган регулятора. Попереднє зтягування пружини регулятора відповідає заданій частоті обертання, тобто врівноважується вертикальною складовою від відцентрової сили вантажів. Сила зтягування пружини 6 задається контролером, керованим оператором. Для зміни частоти обертання колінчастого валу дизеля спеціальний механізм змінює силу зтягування пружини 6. Якщо подача палива в циліндри відповідає навантаженню дизеля, то колінчастий вал обертається з постійною частотою і вся система регулятора перебуває в рівновазі.

Характеристики регулятора на пряму визначають його виконавчі механізми. Це важелі, вісі, вали, ваги і головним чином пружина. Характеристика жорсткості встановленої на регуляторі пружини визначає в кінцевому випадку вихідні параметри самого регулятора.

Для циліндричної витой пружини, вважається що залежність її деформації від прикладеного зусилля має лінійний характер. З часом під впливом статичних та динамічних факторів початкова характеристика пружини змінюється а відповідно це впливає на вихідні параметри регулятора. Для пружини в такому випадку передбачається відновлення її характеристик або її повна заміна.

З урахуванням вартості матеріалу з якого вона виготовляється та особливостей технологічних процесів її виготовлення часта заміна пружини не є доцільним. Тому є необхідність пошуку альтернативних шляхів вирішення даної проблеми.

В даній роботі пропонується зробити заміну витой циліндричної пружини на наборну еквівалентну по вихідним параметрам пружину зібрану з пружин тарілчастого типу.

В даній роботі буде розглянуто тарілчасті пружини виконані з ресорно-пружинної сталі, і представлені у вигляді трьох конструктивних типів:

- без опорної площини;
- з опорною площиною;
- та з закругленням кромки.

Використання таких пружин має зменшити витрати матеріальних ресурсів та підвищити надійність як регулятора так і двигуна в цілому.

3.2 Розрахунок тарілчастої пружини.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку.

$E = 2 \cdot 10^5$ Па - модуль пружності матеріалу пружини;

$s_3 = 1$ мм - максимальна деформація пружини;

$t = 1$ мм - товщина пружини;

$D_1 = 20.0$ мм - зовнішній діаметр пружини;

$D_2 = 10.0$ мм - внутрішній діаметр пружини;

$\mu = 0.3$ - коефіцієнт Пуассона;

$b = 0.65$ мм - ширина опорної площини;

$R = 0.5$ мм - радіус закруглення кромки;

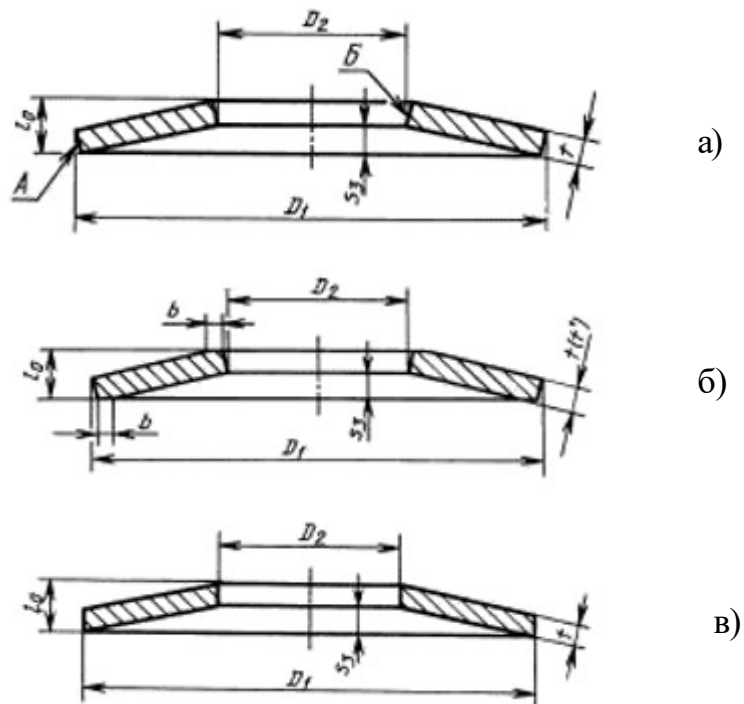


Рис. 3.1 - Розрахункова схема тарілчастої пружини

- а) пружина без опорної поверхні;
- б) пружина з опорною поверхнею;
- в) пружина з радіусним закругленням кромки.

Визначення додаткових параметрів та коефіцієнтів

Попередня деформація пружини, в мм

$$s_1 = (0.2...0.4) \cdot s_3;$$

$$s_1 = 0.3 \cdot s_3 = 0.3 = 0.3$$

Робоча деформація пружини, в м

$$s_2 = (0.3...0.6) \cdot s_3 - \text{для пружин I класа};$$

$$s_2 = (0.6...0.8) \cdot s_3 - \text{для пружин II класа};$$

$$s_2 = 0.45 \cdot s_3 = 0.45 = 0.45$$

Розрахункові коефіцієнти та додаткові значення параметрів

$$Y = \frac{1}{\pi} = \frac{1}{3.1415926} = 0.318$$

$$C_1 = \frac{1}{\pi} = \frac{1}{3.1415926} = 0.318$$

Для пружин без опорної поверхні:

$$A' = \frac{D_1}{D_2} = \frac{20.0}{10.0} = 2$$

Для пружин з опорною поверхнею:

$$A'' = \frac{D_1 - 2 \cdot b}{D_2 + 2 \cdot b} = \frac{20.0 - 2 \cdot 0.65}{10.0 + 2 \cdot 0.65} = 1.655$$

Для пружин з радіусним скругленням кромки:

$$A''' = \frac{D_1 - 2 \cdot R}{D_2 + 2 \cdot R} = \frac{20.0 - 2 \cdot 0.5}{10.0 + 2 \cdot 0.5} = 1.727$$

Для пружин без опорної поверхні:

$$C'_2 = \frac{3 \cdot (A' - 1)}{\pi \cdot \ln(A')} = \frac{3 \cdot (2 - 1)}{3.142 \cdot \ln(2)} = 1.378$$

Для пружин з опорною поверхнею:

$$C''_2 = \frac{3 \cdot (A'' - 1)}{\pi \cdot \ln(A'')} = \frac{3 \cdot (1.655 - 1)}{3.142 \cdot \ln(1.655)} = 1.241$$

Для пружин з радіусним скругленням кромки:

$$C'''_2 = \frac{3 \cdot (A''' - 1)}{\pi \cdot \ln(A''')} = \frac{3 \cdot (1.727 - 1)}{3.142 \cdot \ln(1.727)} = 1.271$$

Встановимо діапазон зміни деформацій пружини:

$s_1 = 0.3$ мм - попередня деформація пружини;

$\Delta s = 0.1$ мм - розрахунковий крок зміни деформації пружини;

$s_3 = 1$ мм - максимальна деформація пружини;

$s = s_1, s_1 + \Delta s \dots s_3$

Сила пружина при робочій деформації, в Н

Для пружин без опорної поверхні:

$$F'(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot D_1^2} \cdot \left[(s_3 - s) \cdot \left(s_3 - \frac{s}{2} \right) \cdot t + t^3 \right]$$

$$F'(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 3.304 \times 10^3 \quad F'(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 5.776 \times 10^3$$

$$F'(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 4.088 \times 10^3 \quad F'(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 6.187 \times 10^3$$

$$F'(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 4.747 \times 10^3 \quad F'(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 6.556 \times 10^3$$

$$F'(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 5.303 \times 10^3 \quad F'(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 6.905 \times 10^3$$

Для пружин з опорною поверхнею:

$$F''(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot (D_1 - 2 \cdot b)^2} \cdot \left[(s_3 - s) \cdot \left(s_3 - \frac{s}{2} \right) \cdot t + t^3 \right]$$

$$F''(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 3.779 \times 10^3 \quad F''(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 6.607 \times 10^3$$

$$F''(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 4.676 \times 10^3 \quad F''(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 7.077 \times 10^3$$

$$F''(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 5.43 \times 10^3 \quad F''(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 7.499 \times 10^3$$

$$F''(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 6.066 \times 10^3 \quad F''(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 7.898 \times 10^3$$

Для пружин з радіусним скругленням кромки:

$$F'''(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot (D_1 - 2 \cdot R)^2} \cdot \left[(s_3 - s) \cdot \left(s_3 - \frac{s}{2} \right) \cdot t + t^3 \right]$$

$$F'''(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 3.661 \times 10^3$$

$$F'''(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 6.4 \times 10^3$$

$$F'''(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 4.529 \times 10^3$$

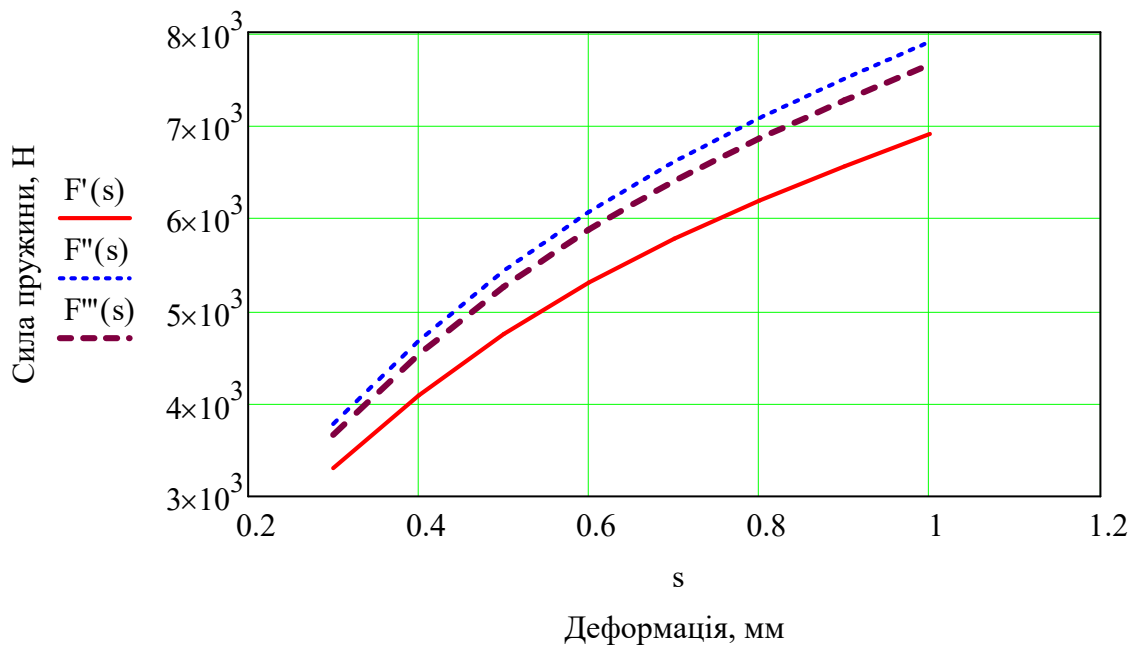
$$F'''(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 6.855 \times 10^3$$

$$F'''(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 5.26 \times 10^3$$

$$F'''(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 7.264 \times 10^3$$

$$F'''(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 5.876 \times 10^3$$

$$F'''(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 7.651 \times 10^3$$



Сила пружина при максимальній деформації, в Н

Для пружин без опорної поверхні:

$$F'_3 = \frac{4 \cdot E \cdot s_3 \cdot t^3}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot D_1^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1^3}{(1 - 0.3^2) \cdot 0.318 \cdot 20^2} = 6.905 \times 10^3$$

Для пружин з опорною поверхнею:

$$F''_3 = \frac{4 \cdot E \cdot s_3 \cdot t^3}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot (D_1 - 2 \cdot b)^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1^3}{(1 - 0.3^2) \cdot 0.318 \cdot (20 - 2 \cdot 0.65)^2} = 7.898 \times 10^3$$

Для пружин з радіусним скругленням кромки:

$$F'''_3 = \frac{4 \cdot E \cdot s_3 \cdot t^3}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot (D_1 - 2 \cdot R)^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1^3}{(1 - 0.3^2) \cdot 0.318 \cdot (20 - 2 \cdot 0.5)^2} = 7.651 \times 10^3$$

Напруження стиснення в кромці I, МПа

Для пружин без опорної поверхні:

$$\sigma'_1(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot D_1^2} \cdot \left[-\left(s_3 - \frac{s}{2} \right) \cdot C_1 + C'_2 \cdot t \right]$$

$$\sigma'_1(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 2.293 \times 10^3 \quad \sigma'_1(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 5.659 \times 10^3$$

$$\sigma'_1(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 3.102 \times 10^3 \quad \sigma'_1(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 6.555 \times 10^3$$

$$\sigma'_1(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 3.932 \times 10^3 \quad \sigma'_1(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 7.473 \times 10^3$$

$$\sigma'_1(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 4.784 \times 10^3 \quad \sigma'_1(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 8.413 \times 10^3$$

Для пружин з опорною поверхнею:

$$\sigma''_1(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot (D_1 - 2 \cdot b)^2} \cdot \left[-\left(s_3 - \frac{s}{2} \right) \cdot C_1 + C''_2 \cdot t \right]$$

$$\sigma''_1(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 2.3 \times 10^3 \quad \sigma''_1(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 5.72 \times 10^3$$

$$\sigma''_1(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 3.118 \times 10^3 \quad \sigma''_1(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 6.637 \times 10^3$$

$$\sigma''_1(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 3.96 \times 10^3 \quad \sigma''_1(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 7.58 \times 10^3$$

$$\sigma''_1(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 4.827 \times 10^3 \quad \sigma''_1(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 8.548 \times 10^3$$

Для пружин з радіусним скругленням кромки:

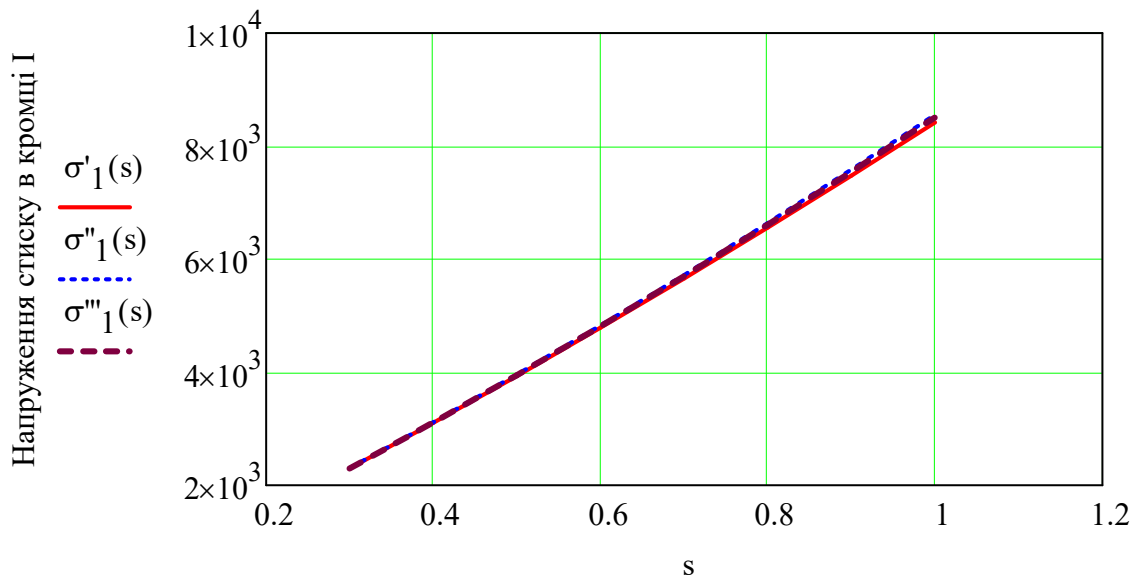
$$\sigma'''_1(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot (D_1 - 2 \cdot R)^2} \cdot \left[-\left(s_3 - \frac{s}{2} \right) \cdot C_1 + C'''_2 \cdot t \right]$$

$$\sigma'''_1(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 2.295 \times 10^3 \quad \sigma'''_1(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 5.697 \times 10^3$$

$$\sigma'''_1(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 3.109 \times 10^3 \quad \sigma'''_1(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 6.608 \times 10^3$$

$$\sigma'''_1(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 3.948 \times 10^3 \quad \sigma'''_1(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 7.544 \times 10^3$$

$$\sigma'''_1(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 4.81 \times 10^3 \quad \sigma'''_1(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 8.504 \times 10^3$$



Напруження стиснення в кромці II, МПа

Для пружин без опорної поверхні:

$$\sigma'_2(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot D_1^2} \cdot \left[-\left(s_3 - \frac{s}{2} \right) \cdot C_1 - C'_2 \cdot t \right]$$

$$\sigma'_2(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = -3.414 \times 10^3 \quad \sigma'_2(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = -7.659 \times 10^3$$

$$\sigma'_2(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = -4.508 \times 10^3 \quad \sigma'_2(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = -8.665 \times 10^3$$

$$\sigma'_2(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = -5.58 \times 10^3 \quad \sigma'_2(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = -9.649 \times 10^3$$

$$\sigma'_2(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = -6.63 \times 10^3 \quad \sigma'_2(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = -1.061 \times 10^4$$

Для пружин з опорною поверхнею:

$$\sigma''_2(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot (D_1 - 2 \cdot b)^2} \cdot \left[-\left(s_3 - \frac{s}{2} \right) \cdot C_1 - C''_2 \cdot t \right]$$

$$\sigma''_2(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = -3.583 \times 10^3 \quad \sigma''_2(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = -8.007 \times 10^3$$

$$\sigma''_2(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = -4.727 \times 10^3 \quad \sigma''_2(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = -9.051 \times 10^3$$

$$\sigma''_2(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = -5.845 \times 10^3 \quad \sigma''_2(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = -1.007 \times 10^4$$

$$\sigma''_2(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = -6.939 \times 10^3 \quad \sigma''_2(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = -1.106 \times 10^4$$

Для пружин з радіусним скругленням кромки:

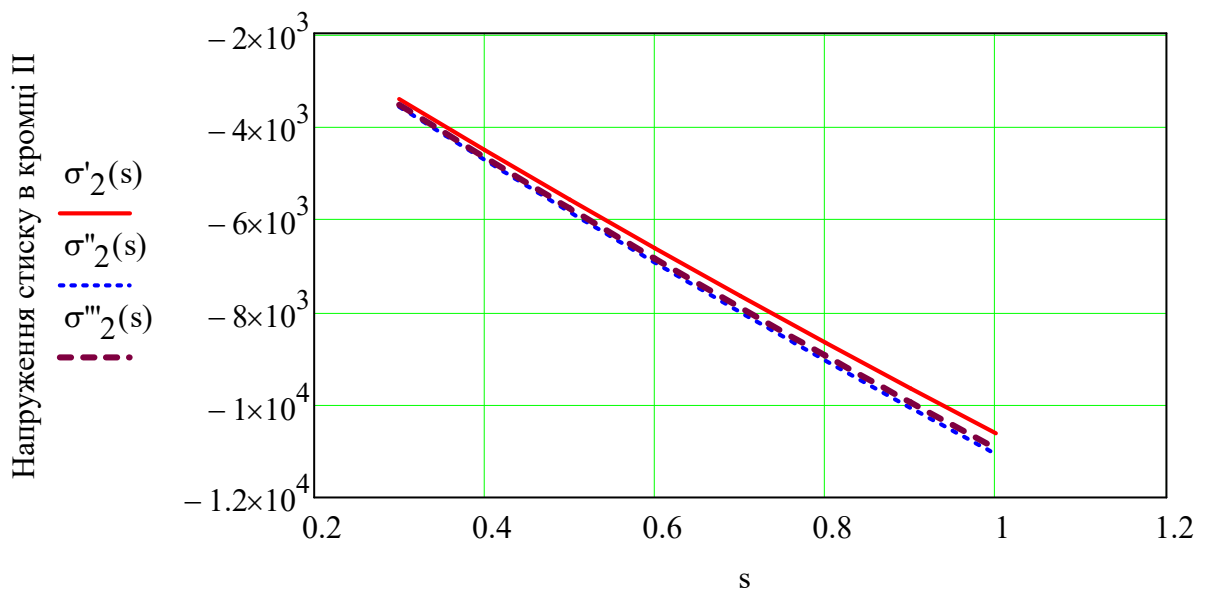
$$\sigma'''_2(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot (D_1 - 2 \cdot R)^2} \cdot \left[- \left(s_3 - \frac{s}{2} \right) \cdot C_1 - C'''_2 \cdot t \right]$$

$$\sigma'''_2(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = -3.537 \times 10^3 \quad \sigma'''_2(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = -7.913 \times 10^3$$

$$\sigma'''_2(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = -4.668 \times 10^3 \quad \sigma'''_2(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = -8.946 \times 10^3$$

$$\sigma'''_2(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = -5.774 \times 10^3 \quad \sigma'''_2(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = -9.955 \times 10^3$$

$$\sigma'''_2(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = -6.856 \times 10^3 \quad \sigma'''_2(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = -1.094 \times 10^4$$



Напруження стиснення в кромці III, МПа

Для пружин без опорної поверхні:

$$\sigma'_3(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot D_1^2} \cdot \frac{D_2}{D_1} \cdot \left[(2 \cdot C'_2 - C_1) \cdot \left(s_3 - \frac{s}{2} \right) + C'_2 \cdot t \right]$$

$$\sigma'_3(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 3.572 \times 10^3 \quad \sigma'_3(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 7.157 \times 10^3$$

$$\sigma'_3(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 4.595 \times 10^3 \quad \sigma'_3(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 7.843 \times 10^3$$

$$\sigma'_3(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 5.533 \times 10^3 \quad \sigma'_3(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 8.445 \times 10^3$$

$$\sigma'_3(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 6.387 \times 10^3 \quad \sigma'_3(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 8.963 \times 10^3$$

Для пружин з опорною поверхнею:

$$\sigma''_3(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot (D_1 - 2 \cdot b)^2} \cdot \frac{D_2 + 2 \cdot b}{D_1 - 2 \cdot b} \cdot \left[(2 \cdot C''_2 - C_1) \cdot \left(s_3 - \frac{s}{2} \right) + C''_2 \cdot t \right]$$

$$\sigma''_3(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 4.412 \times 10^3 \quad \sigma''_3(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 8.848 \times 10^3$$

$$\sigma''_3(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 5.676 \times 10^3 \quad \sigma''_3(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 9.699 \times 10^3$$

$$\sigma''_3(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 6.837 \times 10^3 \quad \sigma''_3(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 1.045 \times 10^4$$

$$\sigma''_3(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 7.894 \times 10^3 \quad \sigma''_3(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 1.109 \times 10^4$$

Для пружин з радіусним скругленням кромки:

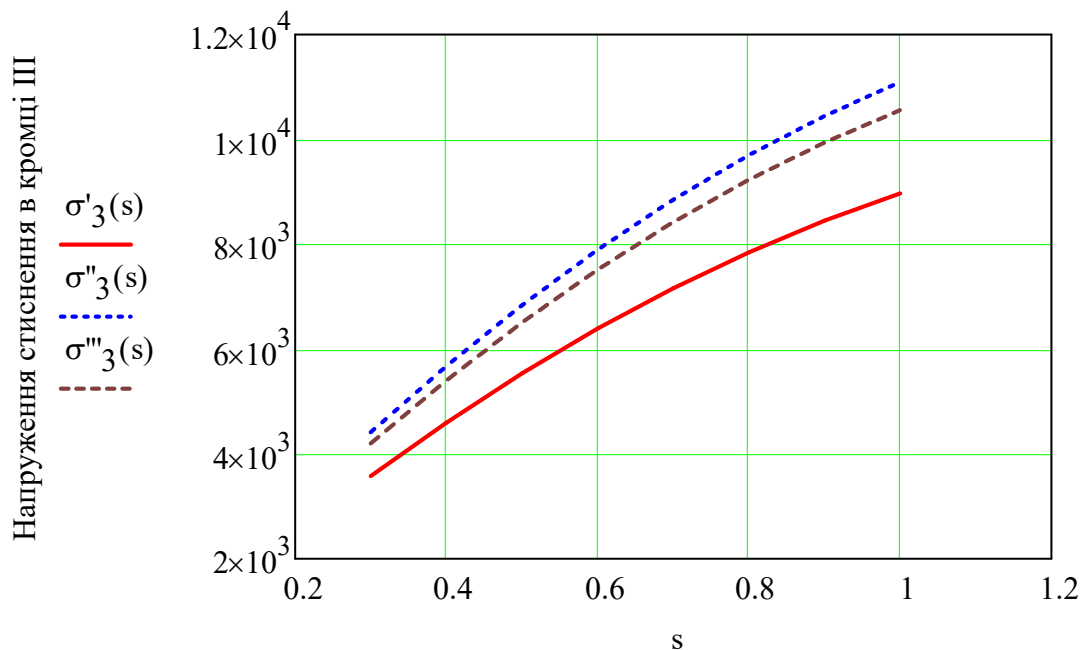
$$\sigma'''_3(s) = \frac{4 \cdot E \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot (D_1 - 2 \cdot R)^2} \cdot \frac{D_2 + 2 \cdot R}{D_1 - 2 \cdot R} \cdot \left[(2 \cdot C'''_2 - C_1) \cdot \left(s_3 - \frac{s}{2} \right) + C'''_2 \cdot t \right]$$

$$\sigma'''_3(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 4.199 \times 10^3 \quad \sigma'''_3(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 8.42 \times 10^3$$

$$\sigma'''_3(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 5.402 \times 10^3 \quad \sigma'''_3(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 9.229 \times 10^3$$

$$\sigma'''_3(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 6.507 \times 10^3 \quad \sigma'''_3(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 9.94 \times 10^3$$

$$\sigma'''_3(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 7.513 \times 10^3 \quad \sigma'''_3(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 1.055 \times 10^4$$



Жорсткість пружини, Н/мм

Для пружин без опорної поверхні:

$$c'(s) = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{s^3}{Y \cdot D_1^2} \cdot \left[\left(\frac{s_3}{t} \right)^2 - 3 \cdot \frac{s_3}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{s}{t} \right)^2 + 1 \right]$$

$$c'(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 230.234$$

$$c'(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 1.504 \times 10^3$$

$$c'(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 459.57$$

$$c'(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 1.98 \times 10^3$$

$$c'(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 755.191$$

$$c'(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 2.592 \times 10^3$$

$$c'(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 1.104 \times 10^3$$

$$c'(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 3.452 \times 10^3$$

Для пружин з опорною поверхнею:

$$c''(s) = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{s^3}{Y \cdot (D_1 - 2 \cdot b)^2} \cdot \left[\left(\frac{s_3}{t} \right)^2 - 3 \cdot \frac{s_3}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{s}{t} \right)^2 + 1 \right]$$

$$c''(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 263.358$$

$$c''(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 1.72 \times 10^3$$

$$c''(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 525.689$$

$$c''(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 2.265 \times 10^3$$

$$c''(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 863.84$$

$$c''(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 2.965 \times 10^3$$

$$c''(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 1.262 \times 10^3$$

$$c''(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 3.949 \times 10^3$$

Для пружин з радіусним скругленням кромки:

$$c'''(s) = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{s^3}{Y \cdot (D_1 - 2 \cdot R)^2} \cdot \left[\left(\frac{s_3}{t} \right)^2 - 3 \cdot \frac{s_3}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{s}{t} \right)^2 + 1 \right]$$

$$c'''(s_1 + 0 \cdot \Delta s) = 255.107$$

$$c'''(s_1 + 4 \cdot \Delta s) = 1.666 \times 10^3$$

$$c'''(s_1 + 1 \cdot \Delta s) = 509.219$$

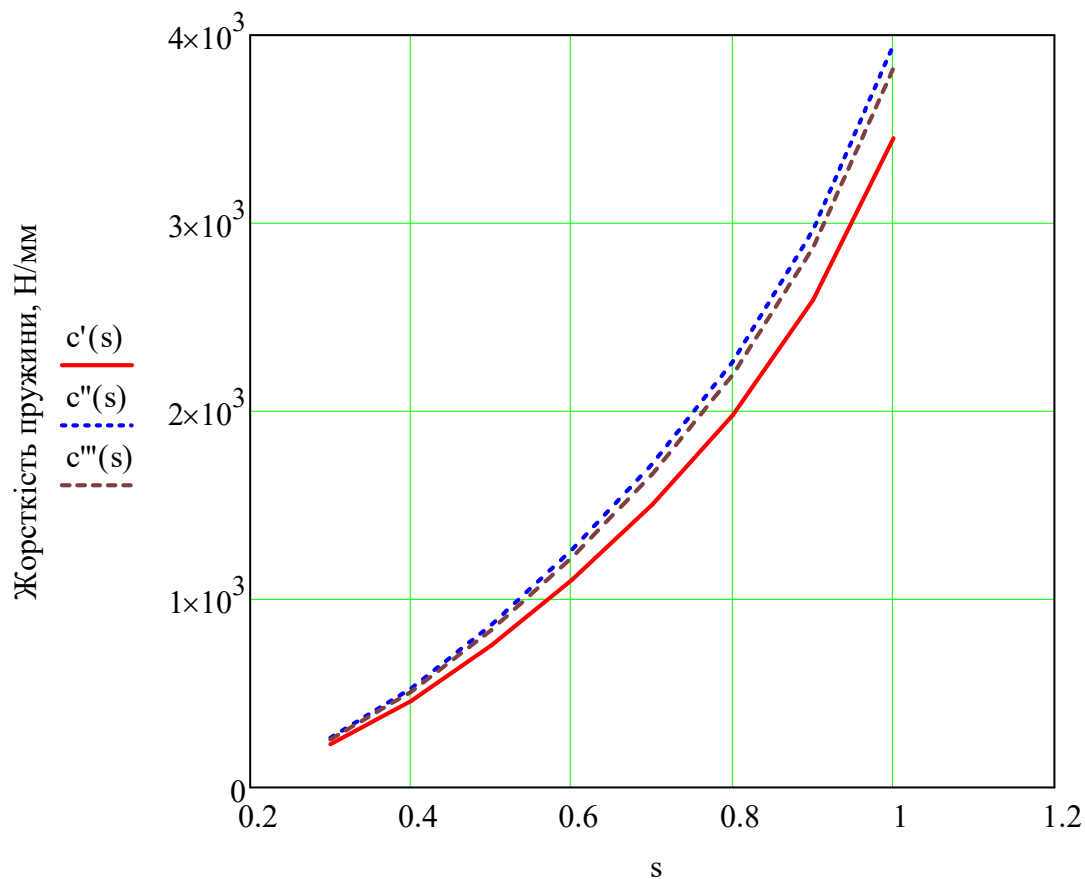
$$c'''(s_1 + 5 \cdot \Delta s) = 2.194 \times 10^3$$

$$c'''(s_1 + 2 \cdot \Delta s) = 836.776$$

$$c'''(s_1 + 6 \cdot \Delta s) = 2.872 \times 10^3$$

$$c'''(s_1 + 3 \cdot \Delta s) = 1.223 \times 10^3$$

$$c'''(s_1 + 7 \cdot \Delta s) = 3.825 \times 10^3$$



Маса пружини, в г

$$m = \frac{\rho \cdot \pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot t$$

$\rho = 7.850 \cdot 10^{-3}$ г/м³ - густина матеріала пружини;

$$m = \frac{\rho \cdot \pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot t = \frac{7.85 \cdot 10^{-3} \cdot 3.142}{4} \cdot (20^2 - 10^2) = 1.85$$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано принципи роботи та будови штатного механізму регулювання та паливної системи двигуна. В результаті зробленого аналізу виявлено переваги так і недоліки в роботі зазначеного механізму. Розглянуто проблеми і особливості роботи штатної паливної системи. Запропоновано конструктивне рішення для пружного елементу регулятора у вигляді наборної пружини з тарілчастих елементів. Виконано розрахунок основних трьох типів тарілчастих пружин на міцність та обрано пружину другого типу – з опорною поверхнею.

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 13$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.221$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.7$ - 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

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.221 \cdot 13 \cdot 1.7 \cdot 14.45 = 70.575$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{70.575}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.7 \cdot 14.45} \right) = 0.02$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.02}{0.35} = 0.058$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.221 \cdot 22.6 = 4.995$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.995 \cdot 13}{3600} = 0.018$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.221 \cdot 40.9 = 9.039$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{9.039 \cdot 13}{3600} = 0.033$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.221 \cdot 10.5 = 2.321$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.321 \cdot 13}{3.6 \times 10^3} = 8.38 \times 10^{-3}$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.221 \cdot 5.6 = 1.238$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.238 \cdot 13}{3.6 \times 10^3} = 4.469 \times 10^{-3}$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.221 \cdot 7.6 = 1.68$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.68 \cdot 13}{3.6 \times 10^3} = 6.065 \times 10^{-3}$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.018 \\ 0.033 \\ 8.38 \times 10^{-3} \\ 4.469 \times 10^{-3} \\ 6.065 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 0.07$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.018}{0.07} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.033}{0.07} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{8.38 \times 10^{-3}}{0.07} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{6.065 \times 10^{-3}}{0.07} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.004}{0.07} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{T.K} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{CO} \\ \delta m_{NOx} \\ \delta m_{CH} \\ \delta m_C \\ \delta m_{SO2} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

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 дрانتя, 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 утом слухового апарату.

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

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектового 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_o , 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 $n_H = 1200 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

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

$P_e = 13 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(1.2 \times 10^3 + 13^{0.55}) = 30.807$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.2 \times 10^3}{1.2 \times 10^3}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 30.807 + 0 = 84.807$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектового 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 $m = 650$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{1.2 \times 10^3}{60} = 20 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 1.2 \times 10^3 \cdot 13^{0.55} \cdot \frac{1 + 13}{650} = 105.941$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{1.2 \times 10^3}{1.2 \times 10^3} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{1.2 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{650}{13} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{105.941}{1} + 0 \right) = 64.251$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизеля наносить напоправної шкоди оточуючому середовищу. Одним з таких негативних чинників шкідливого впливу є наявність у відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів, а відповідно є необхідність у проведенні заходів щодо їх знешкодження.

Розрахунок кількості викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів дизеля показав, що наявні токсичні компоненти присутні у значній кількості 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. Але навіть попри це необхідно перебаити заходи щодо зниження шуму та вібрації проектованого двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи високообертового дизеля потужністю 13 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції регулятора. Прототип 1Ч 12/16.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є мобільна насосна установка на базі 1Ч 12/16. Було описано 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 та будови штатного механізму регулювання та паливної системи двигуна. В результаті зробленого аналізу виявлено переваги так і недоліки в роботі зазначеного механізму. Розглянуто проблеми і особливості роботи штатної паливної системи. Запропоновано конструктивне рішення для пружного елементу регулятора у вигляді наборної пружини з тарілчастих елементів. Виконано розрахунок основних трьох типів тарілчастих пружин на міцність та обрано пружину другого типу – з опорною поверхнею.

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.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 142.44.23.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73

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