

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення надійності механізму газорозподілу суднового двигуна, потужністю 265 кВт, за рахунок вдосконалення механізму приводу клапану. Прототип 6ЧН 15/18.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

(підпис) **Тріщинський А.С.**

Керівник роботи:

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

(підпис) **Швець І.А.**

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2022 р.

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

Студенту Тріщинському Антону Сергійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності механізму газорозподілу суднового двигуна, потужністю 265 кВт, за рахунок вдосконалення механізму приводу клапану. Прототип 6ЧН 15/18»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 15/18, номінальною потужністю 250 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 механізму приводу клапану

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

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

3. Механізм приводу клапану (СК), 4. Робочі деталі механізму (РК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «16» лютого 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	15.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	21.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	25.03.2022	
4.	Розробка механізму приводу клапану	05.04.2022	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	18.04.2022	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	26.04.2022	
8.	Робота з складальним кресленням механізму приводу клапану	10.05.2022	
9.	Робота з робочими кресленнями деталей механізму приводу	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент

(підпис)

Тріщинський А.С.

Керівник роботи

(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання вирішено питання щодо підвищення надійності механізму газорозподілу суднового двигуна, потужністю 265 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧН 15/18, за рахунок вдосконалення механізму приводу клапану.

Описано об'єкт встановлення проектного двигуна, яким є портовий малий буксир МБ-301. Розглянуто загальну будову, особливості конструкції та принцип 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 механізму газорозподілу двигуна прототипу. Розглянуто переваги та недоліки штатної конструктивного виконання механізму газорозподілу. Виявлено проблеми пов'язані із зношенням складових ланок механізму газорозподілу, та запропоновано конструктивні заходи направлені на підвищення надійності його складових елементів. Розраховано на міцність складові елементи механізму газорозподілу.

Розглянуто проблеми пов'язані зі шкідливим впливом токсичних компонентів відпрацьованих газів на навколишнє середовище. Визначено показники виходу основних токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, за запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: малий буксир, двигун, робочий цикл, механізм газорозподілу, клапан, вібрація, шум.

Annotation

In qualifying work, in accordance with the task, the issue of increasing the reliability of the mechanism of gas distribution of the ship's engine, with a capacity of 265 kW, designed on the basis of the prototype 6ChN 15/18, due to the improvement of the valve drive mechanism.

The object of installation of the projected engine is described, which is a port small tug MB-301. The general structure, features of the design and the principle of engine-prototype engine are considered.

The calculation of the parameters of the operating cycle of the engine, based on the results of which, a theoretical and valid indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments operating in the crank mechanism of the engine and components of external thermal balance are determined.

The structure of the prototype engine gas distribution mechanism is described. The advantages and disadvantages of staffing the mechanism of gas distribution are considered. The problems are detected with the wear of components of the gas distribution mechanism, and constructive measures are proposed to increase the reliability of its components. It is designed to strength components of the gas distribution mechanism.

Problems are considered related to the harmful effects of toxic components of exhaust gases to the environment. The indicators of the output of the main toxic components of the projected engine are determined. Possible dangers that may occur during the repair and operation of the engine are analyzed for proposed measures to prevent them. The level of noise and vibration of the projected engine are determined.

Keywords: small tug, engine, working cycle, gas distribution mechanism, valve, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.....	6
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.....	6
1.2. Опис будови двигуна-прототипу.....	8
1.3 Висновки по розділу	16
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	17
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....	17
2.2. Побудова індикаторної діаграми.....	28
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....	35
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....	43
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	49
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ КЛАПАНУ	51
3.1. Опис будови та принципу дії механізму газорозподілу двигуна- прототипу	51
3.2. Основні несправності механізму газорозподілу, їх усунення та пропозиції щодо удосконалення	53
3.3. Розрахунок елементів механізму газорозподілу	55
3.4. Висновки по розділу.....	66
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	67
4.1. Захист навколишнього середовища.....	67
4.2. Охорона праці при обслуговуванні дизеля	68

					<i>ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Розробив</i>	Тріщинський						
<i>Перевірів</i>	Швець І.А.						
<i>Н. Контр.</i>	Швець І.А.						
<i>Затвердив.</i>	Нестеренко В.В						
					<i>Лит.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
						2	
					<i>ПННІ НУК</i>		

4.3 Висновок по розділу	73
ВИСНОВКИ.....	74
СПИСОК	ВИКОРИСТАНИХ
ДЖЕРЕЛ.....	75
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація двигун 6ЧН 15/18	
Додаток 2 Специфікація Привід газорозподільного механізму	

ВСТУП

Найбільш ефективними шляхами збільшення ресурсу роботи силової установки є діагностування, та впровадження заходів направлених на вдосконалення конструкції деталей, що знаходяться в умовах високої теплової та механічної напруженості. Так наприклад інтенсифікація підводу мастила у пару тертя, суттєво збільшує довговічність та надійність роботи зазначеної пари.

Під час роботи дизельних двигунів від 30 до 45% всіх відмов припадає на механізм газорозподілу (МГР), де один з головних вузлів якого є клапанна група що складається з таких ланок як: клапан, сідло і направляюча втулка. Пара «клапан-втулка» є головним з точки зору ресурсоспроможності всього механізму газорозподілу, так як визначає зв'язок між зношенням МГР та появою відмов у двигуні.

Зношення ланок МГР та погіршення його технічного стану у процесі експлуатації призводить до порушення роботи дизеля, зменшення його потужності, збільшення питомої ефективної витрати палива, формування нагару на поршнях та деталях розпилювача форсунки, що в свою чергу прискорює зношення кривошипно-шатунного механізму. Необхідність відновлення зношених ланок продиктована їх доволі невисоким ресурсом роботи, що вимагає задіяння додаткових можливостей ремонтного господарства. Існуючі методи відновлення пар «клапан-втулка» та «клапан-сідло» складні та дорогі. Тому розробка та реалізація конструктивних заходів направлених підвищення надійності роботи та збільшення зносостійкості елементів МГР є на сьогодні **актуальним завданням** що планується вирішити в ході даної роботи. Передбачається внесення конструктивних змін до ланок МГР, що має забезпечити зменшення числа відмов двигуна внаслідок як окремих поломок елементів так і МГР в цілому.

Мета роботи: полягає в тому, що в результаті планується вирішити проблему щодо підвищення надійності механізму газорозподілу суднового двигуна потужністю 265 кВт, спроектованого на базі 6ЧН 15/18 за рахунок вдосконалення механізму приводу клапану.

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

Завдання які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

- проаналізувати та описати загальну будову та призначення об'єкту встановлення двигуна прототипу;
- ознайомитись будовою та принципом роботи двигуна-прототипу, його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудувати індикаторну діаграму, значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- розглянути конструкцію та принцип дії штатного МГР двигуна-прототипу;
- проаналізувати принципи його функціонування та виявити переваги та недоліки конструкції та надати пропозиції щодо вдосконалення його елементів;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище, та визначити небезпеки що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні двигуна, а також надати рекомендації щодо їх зниження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в механізмі газорозподілу двигуна, та їх вплив на появу відмов та поломок двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є вивчення проблем пов'язаних з зношенням елементів клапанної групи, та пошук шляхів щодо їх вирішення завдяки вдосконаленню конструкції зазначених елементів.

Апробацію результатів дослідження планується здійснити на студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука - 2022» яка має відбутися в травні 2022 року.

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

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

1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

нормальну роботу та спілкування з значною відстані від місця базування. Типовий представник невеликих морських лінійних буксирів є буксир МВ-301, який є головою у великій серії прибережних вітрильних буксирів для далекосхідного басейну.

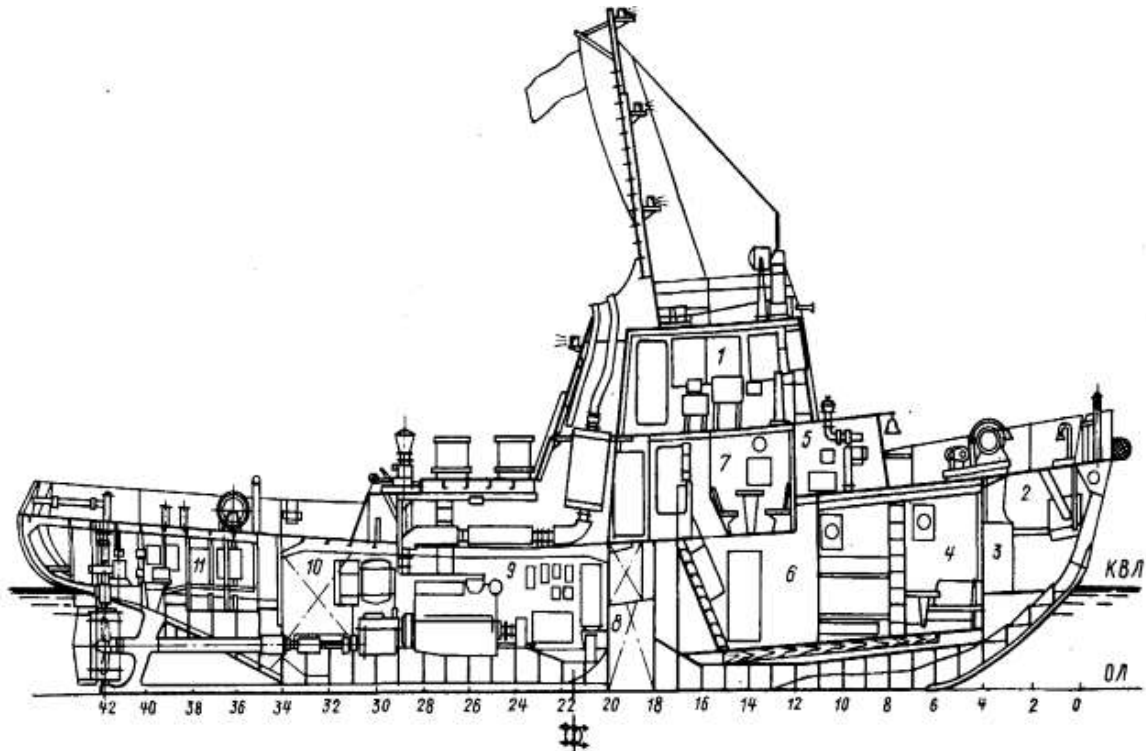


Рис. 1.1 – Лінійний буксир МВ-301

У малого портового буксира типу МВ-301, лебідка відсутня в складі буксирного пристрою. Натомість застосовується електрогідравлічна в'юшка та гак. Основні параметри малих портових буксирів наступні:

- потужність внутрішніх невеликих лінійних буксирів на рівні 225-750 к.с.;
- довжина становить 20-30 м;
- тягове зусилля на швартових становить 3,5-8 тс.
- швидкість вільного переміщення становить 10-11 вузл.

Для морського буксирування навіть невеликих кораблів на короткі відстані, та в режимі прибережного плавання, буксиру щонайменше потрібна потужність у 400 к.с. Так наприклад при буксируванні баржі з вантажопідйомністю 400 – 1 000 тон внаслідок погіршення погоди, буксири меншої потужності не могли виконувати свої функції по буксируванню.

1.2 Опис будови двигуна-прототипу.

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

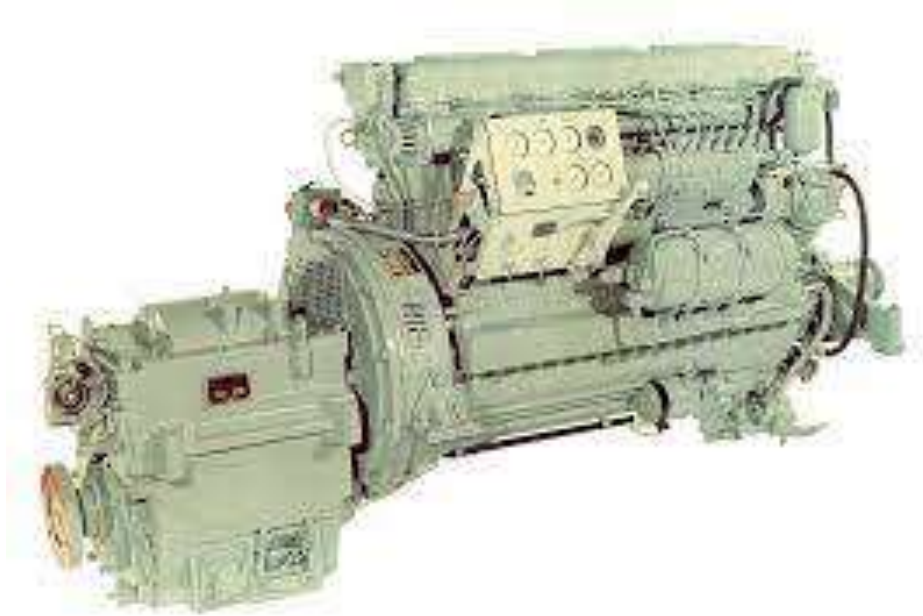


Рис. 1.2 – Двигун серії Д6 з редуктором (перспективний вид).

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

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

Усередині верхньої частини картера мається сім перегородок жорсткості, що виступають за площину рознімання. У нижніх частинах перегородок зроблені

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

пази для кришок корінних підшипників. Розточення в перегородках і підвісках утворюють гнізда для вкладишів 12-ти корінних підшипників.

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

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

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

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

Колінчатий вал виготовляється з високолегованої сталі. Вал має шість колін, розташованих попарно у трьох площинах під кутом 120° друг до друга, шість шатунних і сім корінних пустотілих шийок. Розташування колін залежить від напрямку обертання валу. З боку сьомої корінної шийки мається фланець, до

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

якого за допомогою болтів кріпиться маховик. На голівках болтів маються зрізи, що не допускають провертання болтів. Положення маховика щодо колінчатого валу визначається штифтом.

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

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

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

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

На виступаючому з першої корінної шийки кінці хвостовика маються прямокутні шліци і циліндричні паски, що центрують. На шліцьовий кінець і на один з пасків хвостовика, що центрують, насаджена конічна шестірня, що служить для привода механізмів дизеля.

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

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

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

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

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

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

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

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

Поршневі кільця виготовлені зі спеціального чавуну: два верхніх кільця циліндричні, покриті пористим хромом, інші три - конічні. Поршневий палець що плаває, порожній, сталевий, цементований. Блок циліндрів складається із сорочки циліндрів, відлітої з чавуну, шести сталевих гільз циліндрів і голівки блоку, відлітої з алюмінієвого сплаву.

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

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

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

Головка блоку знизу має шість циліндричних поглиблень, що утворюють разом із днищами поршнів камери згоряння. У виїмках днищ цих поглиблень запресовані і закарбовані по чотири сталевих сідла клапанів. Поглиблення з'єднані каналами з впускними вікнами на одній бічній стороні голівки і з випускними на іншій. Співвісно із сідлами в гнізда голівки запресовані чавунні направляючі втулки для проходу стрижнів клапанів газорозподілу. У центрі

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

кожного поглиблення голівки маються східчасті отвори для установки форсунок, що кріпляться на двох шпильок, вкручені в голівку зверху.

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

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

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

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

У кришці голівки зроблені три люки для доступу до форсунок без зняття кришки. Люки закриті штампованими сталевими кришками. На стінці кришки

голівки, з лівої сторони, розташовані шість отворів для проходу штуцерів трубок високого тиску, що підводять паливо від паливного насоса до форсунок.

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

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

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

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

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

Усередині переднього і заднього кінців кожного валу нарізане різьблення. Після встановлення заглушок вони стопоряться розрізними пружинними кільцями, що входять у спеціальні кільцеві канавки. Різьблення в заглушок праве. Заглушка на переднім кінці валу впуску закінчується плоским хвостовиком для

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

привода валика датчика тахометра. У заглушці просвердлений отвір для проходу мастила до валика датчика тахометра.

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

1.3 Висновки по розділу.

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

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, а також принципи роботи та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено потенційні можливості двигуна-прототипу щодо збільшення вихідної потужності з можливістю отримання високих техніко-економічних показників.

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 265$

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

Ступінь стиску $\epsilon = 15$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8] $\alpha = 1.78$

Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа $p_B = 165$

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 $p_r = 170$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 770$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.45$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi_Z = 0.8$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.97$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

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

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

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

2.1.3 Параметри робочого тіла

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.78 \cdot 0.495 = 0.88$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.78 - 1) \cdot 0.495 = 0.081$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.78 \cdot 0.495 = 0.695$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.081 \\ 0.695 \end{pmatrix} = 0.913$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

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

де $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{165}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 351.8$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 50$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 351.8 - 50 = 301.8$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 165 - 3 = 162$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.92$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.92 \cdot 165 = 151.8$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{770} \cdot \frac{170}{15 \cdot 151.8 - 170} = 0.032$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 770}{1 + 0.03} = 317.37$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{151.8}{165} \cdot \frac{301.82}{317.371 \cdot (1 + 0.032)} = 0.909$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0.80...0.98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_{int}}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{162 \cdot 10^3}{287 \cdot 301.82} = 1.87$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.37$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 151.8 \cdot 15^{1.37} = 6201.786$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (5000...9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 317.37 \cdot 15^{1.37-1} = 864.41$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700 \dots 1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 864.412 = 22.16$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.913}{0.88} = 1.037$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,035 \dots 1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.032}{1.000 + 0.032} = 1.036$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,036 \dots 1,042)$, 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:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.913} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.081 \cdot 23.3 \\ 0.695 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.325$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9131} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.081 \cdot 0.0015 \\ 0.6954 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mC_p'' = mC_v'' + 8.314; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.325 + 8.314 = 31.639$$

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.45 \cdot 6201.786 = 8992.59$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.p} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mC_v'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mC_p'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03613 = 0.00189$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.639 \cdot 1.036 = 32.783$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.8 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.88 \cdot (1 + 0.032)} = 3.739 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.16 + 8.314 \cdot 1.45) \cdot 864.412 = 2.958 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 37389.216 + 29576.381 = 66965.596$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.783^2 + 4 \cdot 1.887 \times 10^{-3} \cdot 6.697 \times 10^4 = 1.58 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.783 + \sqrt{1580.238}}{2 \cdot 0.002} = 1846.442$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 1.846 \times 10^3}{1.45 \cdot 864.412} = 1.526$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1.526} = 9.827$$

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

$$n_2 = 1.217$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8992.59}{9.827^{1.217}} = 557.309$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (400 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1846.442}{9.827^{1.217-1}} = 1124.548$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1124.548}{\sqrt[3]{\frac{557.309}{170}}} = 757$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 757|}{770} \cdot 100 = 1.688 \quad \%$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.45 \cdot (1.526 - 1) = 0.763$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.45 \cdot 1.526}{1.217 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.827^{1.217-1}}\right) = 3.988$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}}\right) = \frac{1}{1.37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1.37-1}}\right) = 1.71$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{6201.786}{15 - 1} \cdot [0.763 + (3.988 - 1.71)] = 1346.846$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.97 \cdot 1346.846 = 1306.44$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.78 \cdot 14.317 \cdot 1306.44}{0.909 \cdot 42447.806 \cdot 1.87} = 0.462$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.462 \cdot 42447.806} = 0.184$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

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

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

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

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.18 \cdot 1500}{30} = 9$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

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

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1306.44 - 194.2 = 1112.24$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1112.24}{1306.44} = 0.851$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.462 \cdot 0.851 = 0.393$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,35...0,42)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.393 \cdot 42447.806} = 0.216$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,200...0,242) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.216 \cdot 265 = 57.19$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{265 \cdot 10^3}{1112.24 \cdot 1500} = 19.061$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{19.061}{6} = 3.177$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3.177}{\pi \cdot 1.2}} = 149.936$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.2 \cdot 149.936 = 179.923$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

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

Хід поршня

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

Літраж двигуна, в л

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

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1112.24 \cdot 19.085 \cdot 1500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 265.341$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |265.341 - 265|}{265.341 + 265} \cdot 100 = 0.129 \quad \%,$$

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

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

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{3.181 \times 10^{-3}}{15 - 1} = 2.272 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 3.181 \times 10^{-3} + 2.272 \times 10^{-4} = 3.408 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 2.272 \times 10^{-4} \cdot 1.526 = 3.468 \times 10^{-4}$$

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

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

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

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:

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

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

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.

$V(0) = 0.00023$	$p(0) = 151.8$	$V(180) = 0.00341$	$p(180) = 151.8$
$V(10) = 0.00026$	$p(10) = 151.8$	$V(190) = 0.00339$	$p(190) = 152.907$
$V(20) = 0.00035$	$p(20) = 151.8$	$V(200) = 0.00334$	$p(200) = 156.313$
$V(30) = 0.00049$	$p(30) = 151.8$	$V(210) = 0.00325$	$p(210) = 162.286$
$V(40) = 0.00068$	$p(40) = 151.8$	$V(220) = 0.00312$	$p(220) = 171.316$
$V(50) = 0.00091$	$p(50) = 151.8$	$V(230) = 0.00296$	$p(230) = 184.186$
$V(60) = 0.00118$	$p(60) = 151.8$	$V(240) = 0.00277$	$p(240) = 202.102$
$V(70) = 0.00145$	$p(70) = 151.8$	$V(250) = 0.00254$	$p(250) = 226.918$
$V(80) = 0.00174$	$p(80) = 151.8$	$V(260) = 0.00229$	$p(260) = 261.523$
$V(90) = 0.00202$	$p(90) = 151.8$	$V(270) = 0.00202$	$p(270) = 310.542$
$V(100) = 0.00229$	$p(100) = 151.8$	$V(280) = 0.00174$	$p(280) = 381.621$
$V(110) = 0.00254$	$p(110) = 151.8$	$V(290) = 0.00145$	$p(290) = 487.893$
$V(120) = 0.00277$	$p(120) = 151.8$	$V(300) = 0.00118$	$p(300) = 652.837$
$V(130) = 0.00296$	$p(130) = 151.8$	$V(310) = 0.00091$	$p(310) = 920.022$
$V(140) = 0.00312$	$p(140) = 151.8$	$V(320) = 0.00068$	$p(320) = 1371.820$
$V(150) = 0.00325$	$p(150) = 151.8$	$V(330) = 0.00049$	$p(330) = 2156.818$
$V(160) = 0.00334$	$p(160) = 151.8$	$V(340) = 0.00035$	$p(340) = 3472.733$
$V(170) = 0.00339$	$p(170) = 151.8$	$V(350) = 0.00026$	$p(350) = 5224.335$

V(360) = 0.00023	p(360) = 6201.786	V(540) = 0.00341	p(540) = 557.309
V(370) = 0.00026	p(370) = 8992.59	V(550) = 0.00339	p(550) = 170
V(380) = 0.00035	p(380) = 8988.346	V(560) = 0.00334	p(560) = 170
V(390) = 0.00049	p(390) = 5887.398	V(570) = 0.00325	p(570) = 170
V(400) = 0.00068	p(400) = 3938.708	V(580) = 0.00312	p(580) = 170
V(410) = 0.00091	p(410) = 2762.047	V(590) = 0.00296	p(590) = 170
V(420) = 0.00118	p(420) = 2036.465	V(600) = 0.00277	p(600) = 170
V(430) = 0.00145	p(430) = 1572.252	V(610) = 0.00254	p(610) = 170
V(440) = 0.00174	p(440) = 1263.995	V(620) = 0.00229	p(620) = 170
V(450) = 0.00202	p(450) = 1052.517	V(630) = 0.00202	p(630) = 170
V(460) = 0.00229	p(460) = 903.547	V(640) = 0.00174	p(640) = 170
V(470) = 0.00254	p(470) = 796.515	V(650) = 0.00145	p(650) = 170
V(480) = 0.00277	p(480) = 718.644	V(660) = 0.00118	p(660) = 170
V(490) = 0.00296	p(490) = 661.763	V(670) = 0.00091	p(670) = 170
V(500) = 0.00312	p(500) = 620.522	V(680) = 0.00068	p(680) = 170
V(510) = 0.00325	p(510) = 591.38	V(690) = 0.00049	p(690) = 170
V(520) = 0.00334	p(520) = 572.003	V(700) = 0.00035	p(700) = 170
V(530) = 0.00339	p(530) = 560.917	V(710) = 0.00026	p(710) = 170

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 4226.054$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{4.226 \times 10^3}{3.181 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.329 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.329 \times 10^3 \cdot 0.97 = 1.289 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.306 \times 10^3 + 1.289 \times 10^3}{2} = 1.298 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.306 \times 10^3 - 1.289 \times 10^3}{1.298 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 1.365$$

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;

$b'' = 132^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

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

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

$d' = 132^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 6.202 \times 10^3 = 7.442 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 8.993 \times 10^3 = 8.993 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 151.8$	$V(\varphi_r) = 2.272 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 151.8$	$V(\varphi_d) = 3.408 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 6201.786$	$V(\varphi_c) = 2.272 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 8992.59$	$V(\varphi_z) = 2.275 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 557.309$	$V(\varphi_b) = 3.408 \times 10^{-3}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.739 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 4.126 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.336 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 2.95 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 379$	$p(\varphi_{z'}) = 8.993 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 3.354 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 492$	$p(\varphi_{b''}) = 652.398$	$V(\varphi_{b''}) = 2.994 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 700$	$p(\varphi_{r'}) = 170$	$V(\varphi_{r'}) = 3.469 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 20$	$p(\varphi_{r''}) = 151.8$	$V(\varphi_{r''}) = 3.469 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 228$	$p(\varphi_{d'}) = 181.255$	$V(\varphi_{d'}) = 2.994 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 7.442 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 2.272 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_d} = 370$	$p_{z_d} = 8.993 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_d}) = 2.575 \times 10^{-4}$

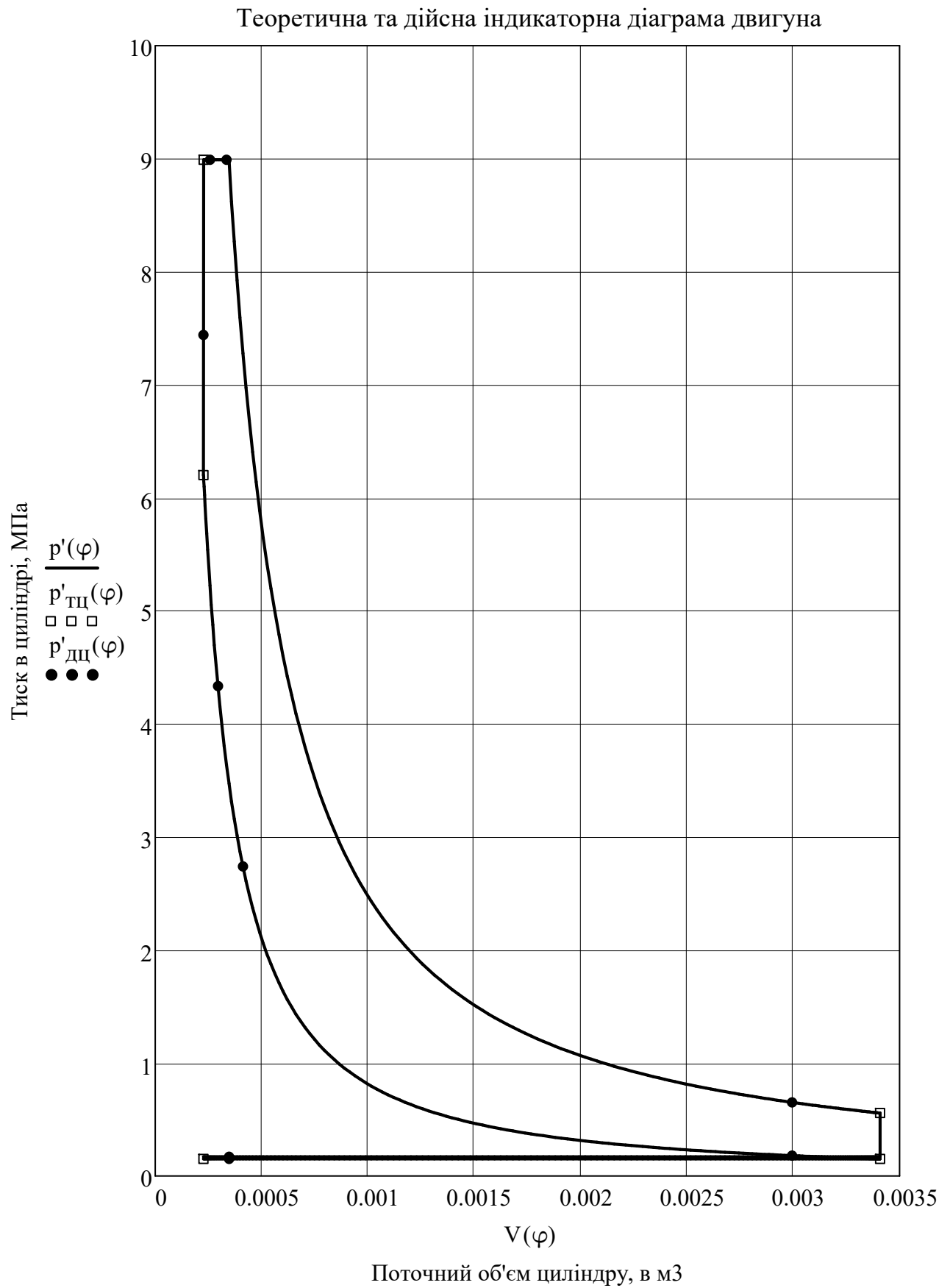


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

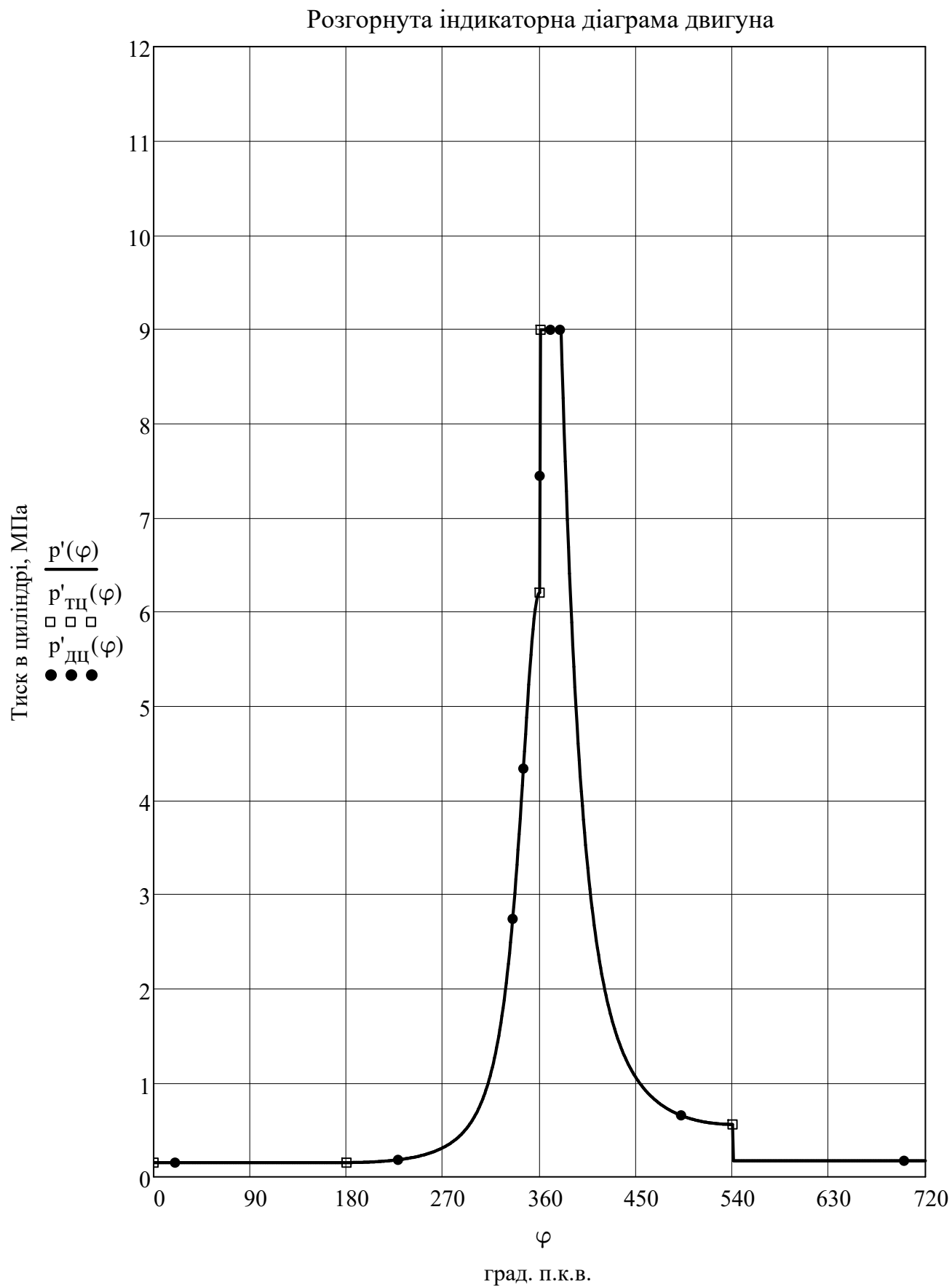


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Даний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

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

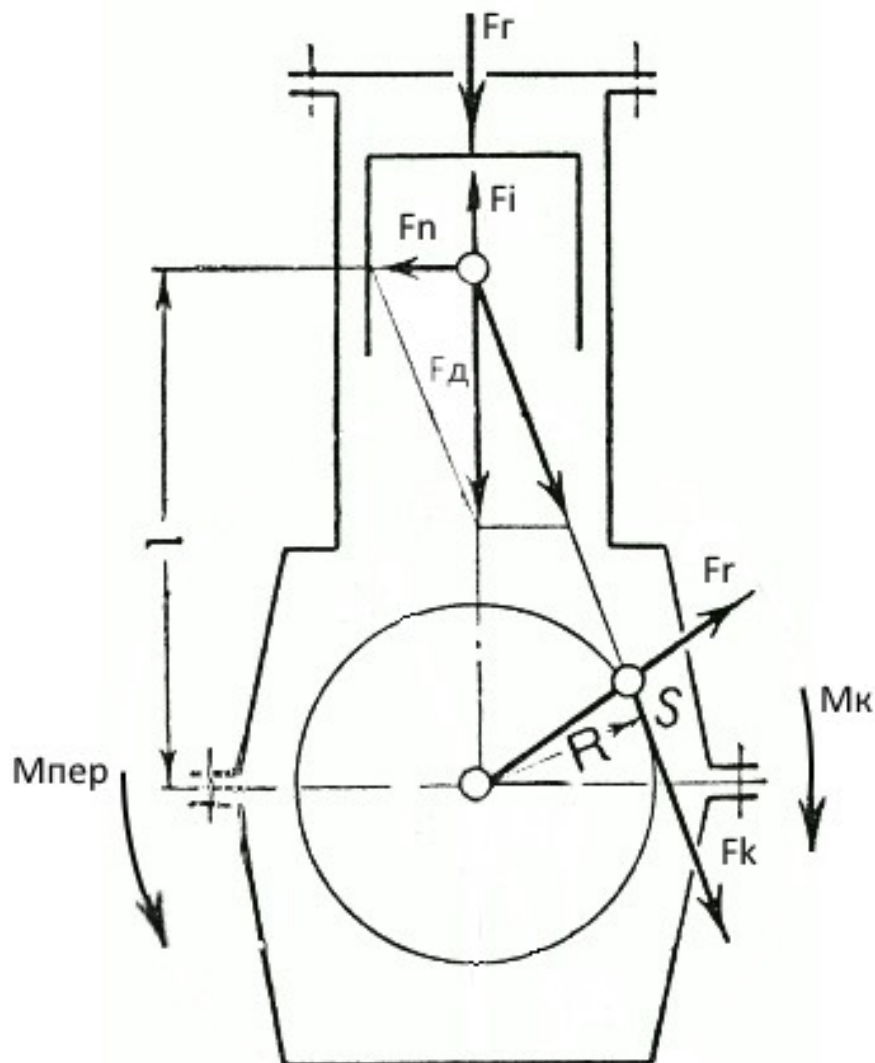


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 5.25$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 7.55$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 5.25 + \frac{1}{3} \cdot 7.55 = 7.767$$

Радіус кривошипу, в м

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

Довжина шатуна, в м

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

Площа поршня, в м²

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

Кутова швидкість, в рад / с

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

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ 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

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

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

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

Крутний 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 КІШМ:
 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

$F_r(0) = 0.892$	$F_i(0) = -21.662$	$F_d(0) = -20.77$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.892$	$F_i(30) = -17.144$	$F_d(30) = -16.252$	$M_k(30) = -0.895$
$F_r(60) = 0.892$	$F_i(60) = -6.416$	$F_d(60) = -5.524$	$M_k(60) = -0.487$
$F_r(90) = 0.892$	$F_i(90) = 4.415$	$F_d(90) = 5.308$	$M_k(90) = 0.478$
$F_r(120) = 0.892$	$F_i(120) = 10.831$	$F_d(120) = 11.724$	$M_k(120) = 0.794$
$F_r(150) = 0.892$	$F_i(150) = 12.729$	$F_d(150) = 13.621$	$M_k(150) = 0.476$
$F_r(180) = 0.892$	$F_i(180) = 12.832$	$F_d(180) = 13.724$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 1.078$	$F_i(210) = 12.729$	$F_d(210) = 13.807$	$M_k(210) = -0.482$
$F_r(240) = 1.781$	$F_i(240) = 10.831$	$F_d(240) = 12.613$	$M_k(240) = -0.854$
$F_r(270) = 3.698$	$F_i(270) = 4.415$	$F_d(270) = 8.113$	$M_k(270) = -0.73$
$F_r(300) = 9.746$	$F_i(300) = -6.416$	$F_d(300) = 3.331$	$M_k(300) = -0.294$
$F_r(330) = 36.324$	$F_i(330) = -17.144$	$F_d(330) = 19.18$	$M_k(330) = -1.056$
$F_r(360) = 107.804$	$F_i(360) = -21.662$	$F_d(360) = 86.142$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 102.249$	$F_i(390) = -17.144$	$F_d(390) = 85.105$	$M_k(390) = 4.686$
$F_r(420) = 34.197$	$F_i(420) = -6.416$	$F_d(420) = 27.781$	$M_k(420) = 2.45$
$F_r(450) = 16.809$	$F_i(450) = 4.415$	$F_d(450) = 21.225$	$M_k(450) = 1.91$
$F_r(480) = 10.909$	$F_i(480) = 10.831$	$F_d(480) = 21.741$	$M_k(480) = 1.472$
$F_r(510) = 8.66$	$F_i(510) = 12.729$	$F_d(510) = 21.389$	$M_k(510) = 0.747$
$F_r(540) = 8.058$	$F_i(540) = 12.832$	$F_d(540) = 20.89$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 1.214$	$F_i(570) = 12.729$	$F_d(570) = 13.943$	$M_k(570) = -0.487$
$F_r(600) = 1.214$	$F_i(600) = 10.831$	$F_d(600) = 12.045$	$M_k(600) = -0.816$
$F_r(630) = 1.214$	$F_i(630) = 4.415$	$F_d(630) = 5.629$	$M_k(630) = -0.507$
$F_r(660) = 1.214$	$F_i(660) = -6.416$	$F_d(660) = -5.202$	$M_k(660) = 0.459$
$F_r(690) = 1.214$	$F_i(690) = -17.144$	$F_d(690) = -15.93$	$M_k(690) = 0.877$
$F_r(720) = 1.214$	$F_i(720) = -21.662$	$F_d(720) = -20.448$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -20.77$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.097$	$F_r(30) = -13.026$	$F_k(30) = -9.942$	$M_{пер}(30) = 0.895$
$F_n(60) = -1.256$	$F_r(60) = -1.674$	$F_k(60) = -5.411$	$M_{пер}(60) = 0.487$
$F_n(90) = 1.406$	$F_r(90) = -1.406$	$F_k(90) = 5.308$	$M_{пер}(90) = -0.478$
$F_n(120) = 2.665$	$F_r(120) = -8.17$	$F_k(120) = 8.82$	$M_{пер}(120) = -0.794$
$F_n(150) = 1.758$	$F_r(150) = -12.675$	$F_k(150) = 5.288$	$M_{пер}(150) = -0.476$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -13.724$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.782$	$F_r(210) = -12.848$	$F_k(210) = -5.36$	$M_{пер}(210) = 0.482$
$F_n(240) = -2.868$	$F_r(240) = -8.79$	$F_k(240) = -9.489$	$M_{пер}(240) = 0.854$
$F_n(270) = -2.148$	$F_r(270) = -2.148$	$F_k(270) = -8.113$	$M_{пер}(270) = 0.730$
$F_n(300) = -0.757$	$F_r(300) = 1.009$	$F_k(300) = -3.263$	$M_{пер}(300) = 0.294$
$F_n(330) = -2.475$	$F_r(330) = 15.373$	$F_k(330) = -11.734$	$M_{пер}(330) = 1.056$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 86.142$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 10.984$	$F_r(390) = 68.211$	$F_k(390) = 52.065$	$M_{пер}(390) = -4.686$
$F_n(420) = 6.316$	$F_r(420) = 8.42$	$F_k(420) = 27.217$	$M_{пер}(420) = -2.45$
$F_n(450) = 5.621$	$F_r(450) = -5.621$	$F_k(450) = 21.225$	$M_{пер}(450) = -1.91$
$F_n(480) = 4.943$	$F_r(480) = -15.151$	$F_k(480) = 16.356$	$M_{пер}(480) = -1.472$
$F_n(510) = 2.761$	$F_r(510) = -19.904$	$F_k(510) = 8.304$	$M_{пер}(510) = -0.747$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -20.89$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.799$	$F_r(570) = -12.975$	$F_k(570) = -5.413$	$M_{пер}(570) = 0.487$
$F_n(600) = -2.739$	$F_r(600) = -8.394$	$F_k(600) = -9.062$	$M_{пер}(600) = 0.816$
$F_n(630) = -1.491$	$F_r(630) = -1.491$	$F_k(630) = -5.629$	$M_{пер}(630) = 0.507$
$F_n(660) = 1.183$	$F_r(660) = -1.577$	$F_k(660) = 5.096$	$M_{пер}(660) = -0.459$
$F_n(690) = 2.056$	$F_r(690) = -12.768$	$F_k(690) = 9.746$	$M_{пер}(690) = -0.877$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -20.448$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

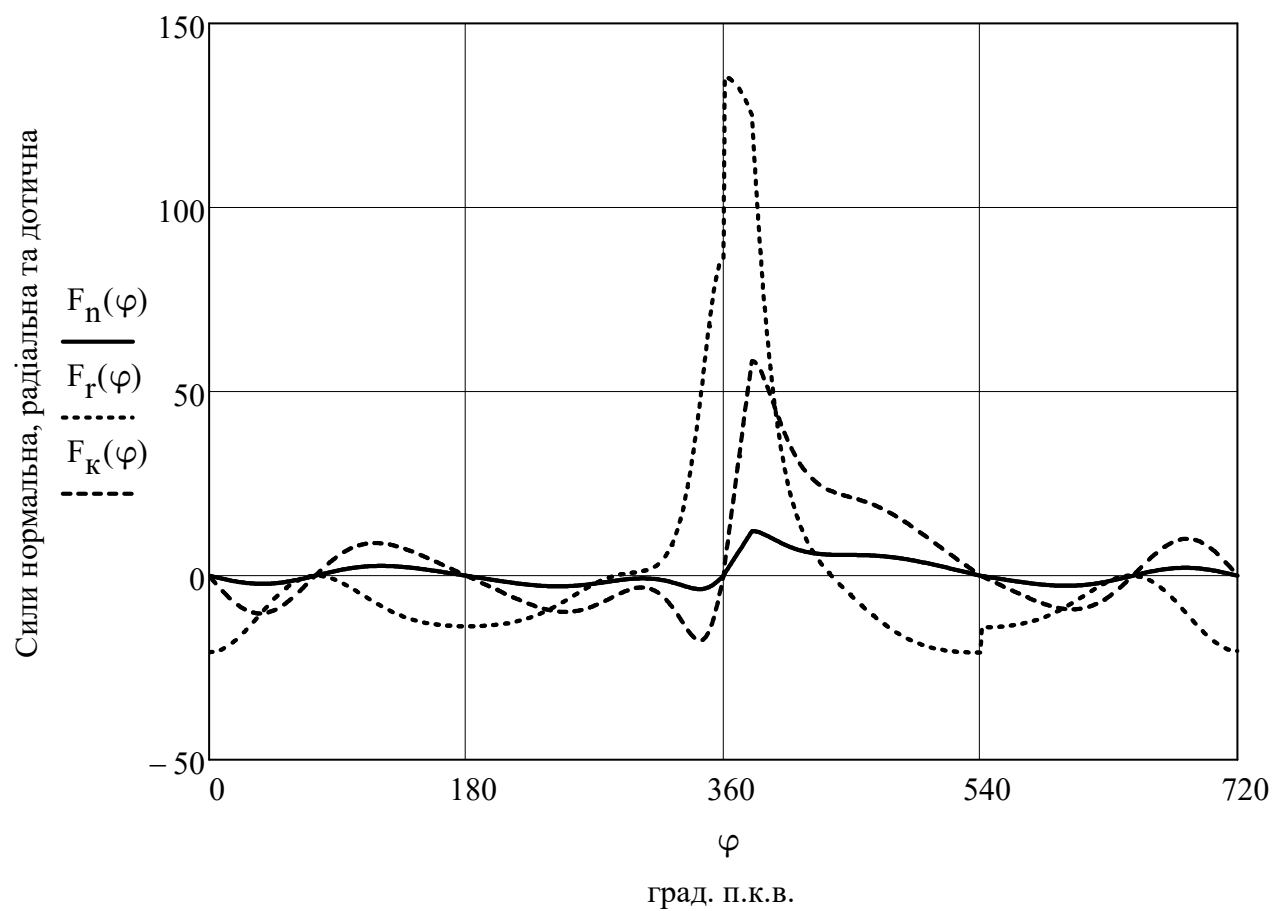
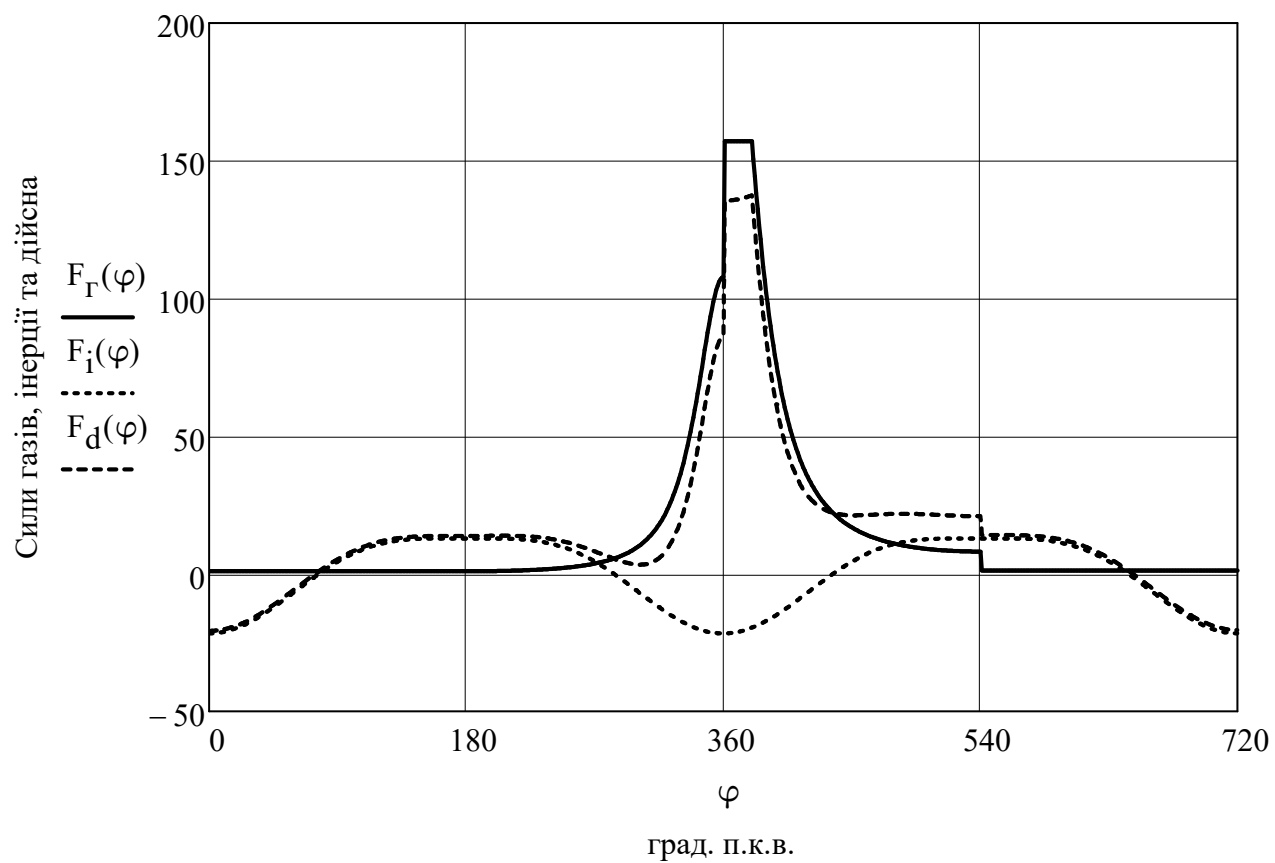


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

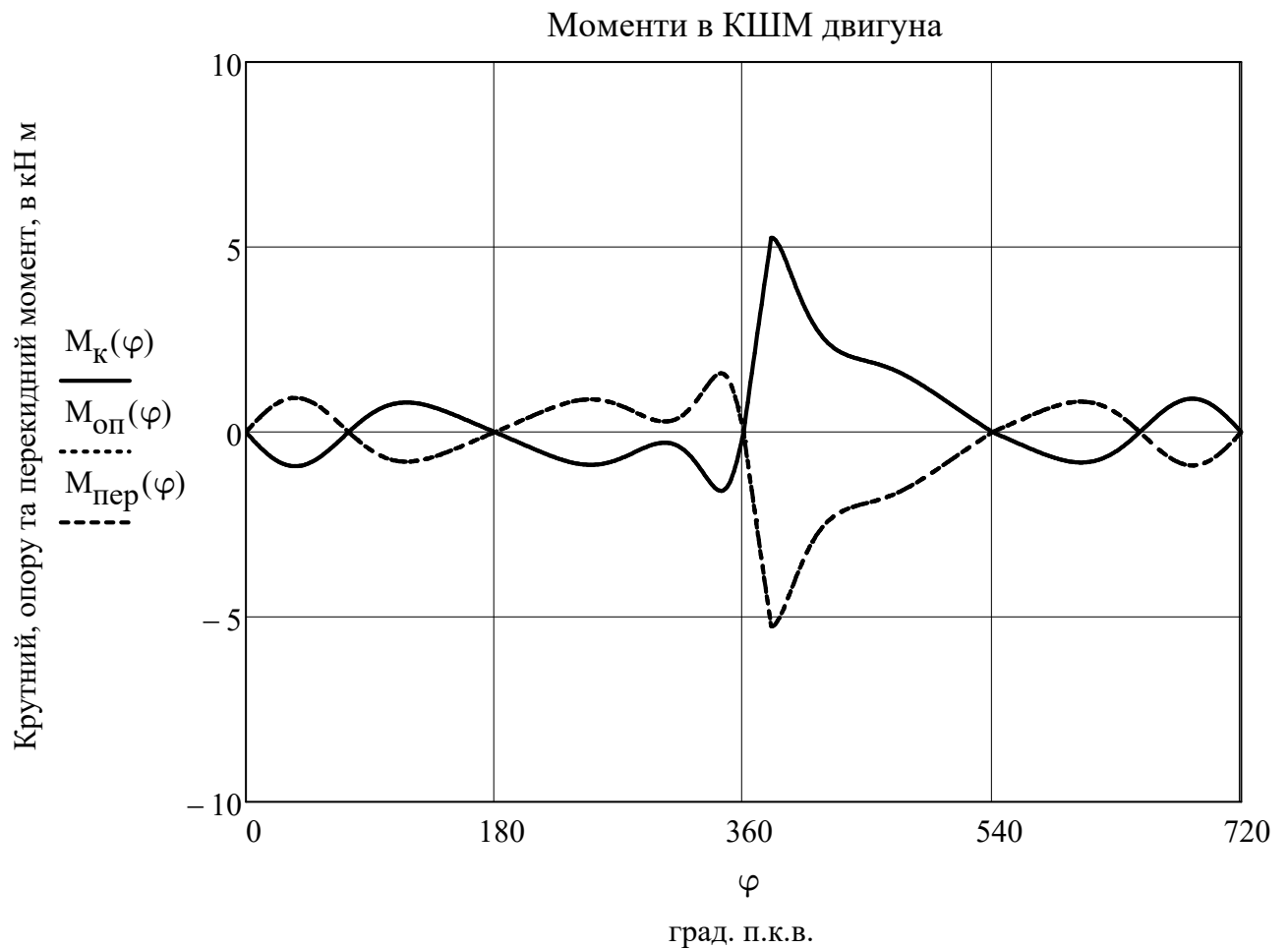


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma,кр}(\varphi_k) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_k(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_k) \cdot s)$$

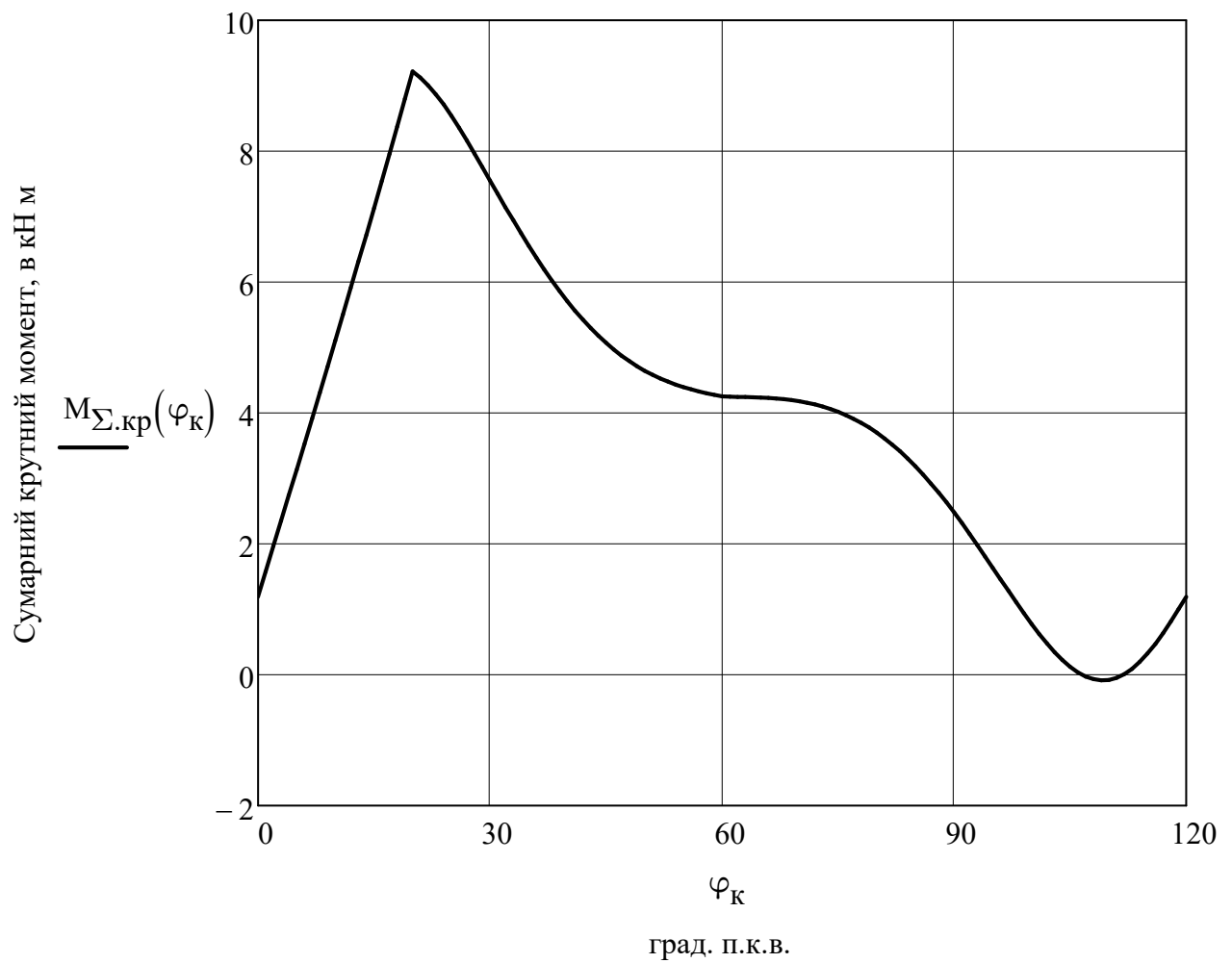


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 1.193$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 5.908$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 8.713$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 6.372$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 4.793$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 4.255$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 4.13$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.304$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.458$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -0.068$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.193$$

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 $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{57.19 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 6.743 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 265.341 = 265341.285$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2.653 \times 10^5}{6.743 \times 10^5} \cdot 100 = 39.349$$

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

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 674329.727 \cdot 0.393 = 265000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|2.653 \times 10^5 - 2.65 \times 10^5|}{2.653 \times 10^5} \cdot 100 = 0.129$$

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 Дж / с

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.13$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.05$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.13 + 0.05 = 0.18$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.18 \cdot 674329.727 = 121379.351$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

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

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{116.52 \cdot 3.18086 \times 10^{-3} \cdot 1.5 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 27.79756$$

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

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

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 121379.351 + 27797.558 = 149176.909$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{149176.90872 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00427$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.004 \cdot 98}{0.9} = 0.465$$

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

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.465 = 465.214$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 121379.4 + 27797.6 + 465.2 = 149642.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{149642.122}{674329.727} \cdot 100 = 22.191$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 770 - 273 = 497$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 317.371 - 273 = 44.371$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 497 = 33.488$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 44.371 = 29.109$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_r = 0.913 \cdot 33.488 \cdot 497 = 15197.366$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.88 \cdot 29.109 \cdot 44.371 = 1136.988$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15197.4 - 1137 = 14060.4$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{57.19}{3.6} \cdot 14060.378 = 223364.445$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{223364.445}{674329.727} \cdot 100 = 33.124$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{194.2}{1306.44} \cdot 0.462 = 0.069$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.069 \cdot 674329.727 = 46269.674$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 121379.351 + 46269.674 - 149642.122 = 18006.902$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.801 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 2.389 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, 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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{2.389 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.194$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 1.194 = 1194.345$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 18006.902 + 1194.345 = 19201.248$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{19201.248}{674329.727} \cdot 100 = 2.847$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 265341.285 \\ 149642.122 \\ 223364.445 \\ 19201.248 \end{pmatrix} = 657549.1$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 674329.7 - 657549.1 = 16780.6$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{16780.627}{674329.727} \cdot 100.000 = 2.488$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 674329.7$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 265341.3$	$q_e = 39.3$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 223364.4$	$q_{\Gamma} = 33.1$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 149642.1$	$q_B = 22.2$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 19201.2$	$q_M = 2.8$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 16780.6$	$q_{HB} = 2.5$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 39.349 + 33.124 + 22.191 + 2.847 + 2.488 = 100$$

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	250	265,3	6,1
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1050	1112	5,9
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,385	0,393	2,1
4	Механічний ККД	η_m	-	0,84	0,851	1,3
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	Γ	220	216	-1,8
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	150	150	0,0
7	Хід поршня	S	мм	180	180	0,0

В даному розділі кваліфікаційної роботи вирішувалось завдання щодо збільшення потужності проектного двигуна на 15 кВт проти базової потужності двигуна-прототипу. В результаті виконаних розрахунків щодо визначення параметрів робочого циклу, приріст потужності склав 15,3 кВт, що відповідає різниці у 6,1%.

Як правило робота направлена на форсування двигуна призводить до зміни як геометричних параметрів циліндру так і ефективних показників робочого циклу. Так зростання середнього ефективного тиску проектного двигуна у порівнянні з двигуном-прототипом досягло 5,9%, що з одного боку дало можливість отримати задану номінальну потужність, а з іншого призвело до збільшення теплової та механічної напруженості деталей циліндро-поршневої групи.

Рациональний та обґрунтований вибір початкових параметрів для розрахунку робочого циклу проектного двигуна разом із оптимальним розрахунком, дозволили зменшити питому витрату палива у порівнянні з прототипом на 1,8%.

Порівняння величини ефективного ККД показує, що він зріс на 2,1% у проектного двигуна, проти прототипу, що показує більшу ефективність робочого циклу проектного двигуна у порівнянні з прототипом.

Завдяки зменшенню витрат на рух робочого тіла під час процесів газообміну, вдалося зменшити витрати енергії на їх реалізацію, що призвело до несуттєвого збільшення механічного ККД проектного двигуна на рівні 1,3%.

Оптимізація параметрів робочого циклу двигуна створила умови, за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи проектного двигуна та двигуна-прототипу не відрізняються, що мінімізує вірогідність зростання масогабаритних параметрів проектного двигуна.

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.

Отримані в цьому розділі чисельні результати не лише дають можливість оцінити ефективність прийнятих рішень щодо форсування проектного двигуна, а також є основою для нових конструкторських рішень щодо вдосконалення механізму газорозподілу.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ КЛАПАНУ.

3.1 Опис будови та принципу дії механізму газорозподілу двигуна-прототипу.

У двигунах внутрішнього згоряння своєчасне впускання в циліндри свіжого заряду горючої суміші і випуск відпрацьованих газів забезпечується газорозподільним механізмом. На двигунах серії Д6 встановлений газорозподільний механізм з верхнім розташуванням клапанів.

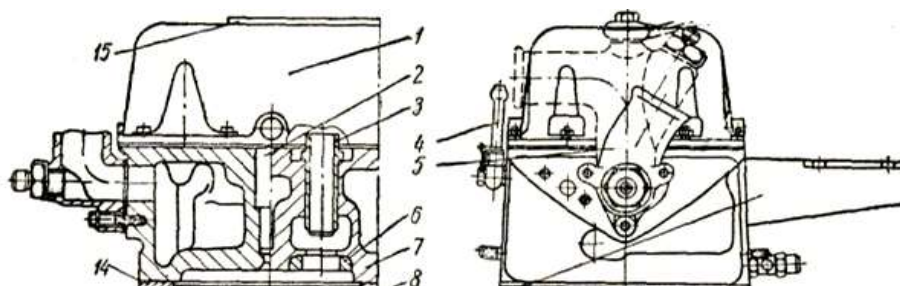


Рис 3.1- Головка циліндрів:

а – частина поздовжнього розрізу; б – вид з боку відводу охолоджуючої рідини; в – розріз по водоперепускній трубці і гумовому ущільнювальному кільці; 1 – кришка голівки блоку; 2 – отвір під форсунку; 3 – направляюча втулка клапана; 4 – паровідвідна трубка; 5 – патрубок відводу охолоджуючої рідини; 6 – сідло клапана; 7, 18 – голівка блоку циліндрів; 8 – гільза циліндра; 9 – кронштейн паливного фільтра; 10 – зшивна шпилька; 11, 20 – сорочка циліндрів; 12 – патрубок підведення охолоджуючої рідини; 13 – гумові кільця, що ущільнюють; 14, 19 – алюмінієва прокладка; 15 – кришка люка; 16 – водоперепускна трубка; 17 – ущільнювальне гумове кільце.

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

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

Впускні клапани, тарелі і замки тарелей виготовлені з якісної сталі, а впускні клапани з жаростійкої якісної сталі. Впускні клапани мають менший діаметр голівки, чим впускні. На голівці блоку циліндрів розташований розподільний вал впуску і вал випуску. З лівої сторони розташований вал впуску.

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

У середині переднього і заднього кінців кожного вала нарізане різьблення. Після встановлення заглушок вони стопоряться розрізними пружинними кільцями, що входять у спеціальні кільцеві канавки. Різьблення в заглушок праве. Заглушка на переднім кінці вала впуску закінчується плоским хвостовиком для привода валика датчика тахометра. У заглушці просвердлений отвір для проходу мастила до валика датчика тахометра.

Передній кінець обох валів має зовні циліндричний пасок і десять прямокутних шліців. На передній кінець вала впуску насаджене регульовальне кільце, та виготовлені спільно конічна і циліндрична шестірні. На передній кінець вала випуску насаджена циліндрична шестірня. Шестірні з'єднуються з розподільними валами за допомогою сталевих регульовальних втулок. Розрізними пружинними кільцями регульовальні втулки рухливо з'єднуються з різьбовими затисками. Затиск розподільного вала впуску має центральний отвір для виходу хвостовика заглушки і ліве різьблення. Затиск вала випуску має праве різьблення.

Циліндричні шестірні знаходяться у взаємному зачепленні, а конічна шестірня входить у зачеплення з валиком привода газорозподілу. По бічних сторонах голівки блоку циліндрів кріпляться на шпильках штамповані сталеві впускний і випускний колектори.

3.2 Основні несправності механізму газорозподілу, їх усунення та пропозиції щодо удосконалення.

3.2.1 Пошкодження деталей механізму газорозподілу.

Ремонт розподільного валу.

Серед основних пошкоджень розподільного валу є його згин внаслідок перевищення осьових зусиль в опорних шийках. Для виправлення даного пошкодження валу його правлять під пресом. За умов коли згин має критичне значення відбувається його заміна на новий.

Знос опорних шийок і шийки під розподільну шестерню.

Зношені шийки шліфують на менший діаметр до з ремонтних розмірів. Після шліфування полірують абразивною стрічкою або пастою ГОІ. При цьому здійснюють заміну зношених опорних втулок на нові. Внутрішні діаметри нових запресованих втулок обробляють розгорткою або расточкой різцем під розмір перешлифованих шийок розподільного вала. Опорні шийки вала, що вийшли з ремонтних розмірів, можна відновлювати хромуванням або осталиванням під номінальний або ремонтний розміри.

Знос кулачків.

Невеликий знос кулачків усувають шліфуванням на копіювально-шліфувальному станку. При значному зносі вершину кулачка можна відновити наплавкой сормайтот №1 з подальшим попереднім шліфуванням на електрошлифовальній установці і остаточною обробкою на копіювально-шліфувальному станку.

Ремонт клапанів.

а) зношення та обгоряння робочої фаски.

Клапани з невеликим зносом робочої фаски відновлюють притиркой до сидла. При значному зносі або наявності глибоких раковин і рисок здійснюють шліфування і притирку. Після шліфування фаски висота циліндричної частини головки клапана повинна бути не менше за величину, встановлену технічними умовами. Всі клапани притирають одночасно на спеціальному станку.

Герметичність пари «клапан-сідло» контролюють приладом, за допомогою якого нагнітається під надлишковим тиском (0,6...0,7 кгс/см²) повітря. Тиск на протязі часу в 1 хвилину не повинен різко падати.

б) знос стрижня.

Зношений стрижень клапана можна відновити хромуванням або сталюванням з подальшим шліфуванням до номінального розміру. Зношений торець стрижня клапана шліфують до отримання гладкої поверхні.

в) згин стрижня.

Згин стрижня і биття робочої фаски головки відносно стрижня перевіряють на спеціальному пристосуванні. Биття стрижня клапана, що допускається 0,015мм на довжині 100 мм, а биття робочої фаски 0,03. При великому битті стрижень клапана правлять.

3.2.2 Пропозиції щодо удосконалення механізму приводу клапану.

На основі приведеного аналізу даних щодо поломок клапану треба виділити що більшість з них приходить на клапан. В першу чергу це стосується випускного клапану, який на відміну від впускного знаходиться в більш важких умовах роботи. На випускний клапан приходить більша кількість поломок.

Тому пропонується конструкторське рішення, що передбачає зменшення появи ризиків пов'язаних зі зношенням та обгорянням робочої фаски. Для цього контактна поверхня тарілки клапана виконується у вигляді кулі великого діаметру. Контактна поверхня кулачка на вершині профіля виконується з невеликим ухилом в 1..1,5°, а сам кулачок зміщується в осьовому напрямку на 1..1,5 мм. Таким чином отримуємо кулачковий механізм дезаксіального типу, який під час роботи здійснює обертання клапану навколо власної вісі забезпечуючи рівномірність теплового навантаження сідла. За умов змащування пари «кулачок-тарілка» отримуємо не лише ефективний тепловідвід але й помірне тертя в парі. Для запобігання порушення теплового зазору між тарілкою та клапаном, викликаний зусиллям натискання та повороту тарілки, в корпусі клапана конструктивно додаємо різьбовий отвір для фіксації положення тарілки відносно клапану.

3.3 Розрахунок елементів механізму газорозподілу

3.3.1 Початкові дані для розрахунку

Маса рухомих деталей механізму газорозподілу:

Маса клапана, в г $m_{\text{кл}} = 115$

Маса пружини, в г $m_{\text{пр}} = 75$

Маса штовхача, в г $m_{\text{шт}} = 0$

Маса штанги, в г $m_{\text{ш}} = 0$

Маса коромисла, в г $m_{\text{к}} = 0$

Параметри кулачкового механізму:

Радіус початкової окружності, в мм $r_0 = 20$

Радіус першої ділянки профілю кулачка, в мм $r_1 = 154.9$

Радіус другої ділянки профілю кулачка, в мм $r_2 = 4.5$

Максимальна висота підйому штовхача, в мм $h_{\text{тmax}} = 13$

Довжина кормисла зі сторони клапану, в мм $l_{\text{кл}} = 1$

Довжина кормисла зі сторони штовхача, в мм $l_{\text{т}} = 1$

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

Мінімальна сила пружності пружини, в Н $P_{\text{пр.min}} = 221$

Діаметр горловини впускного клапана, в мм $d_{\text{гор}} = 45$

3.3.2 Визначення параметрів розподільного валу

Частота обертання розподільного валу, в хв^{-1}

$$n_p = \frac{n}{u_{p.v}}$$

де $u_{p.v} = 2$ - передавальне число розподільного валу;

$$n_p = \frac{n}{u_{p.v}} = \frac{1500}{2} = 750$$

Кутова швидкість обертання розподільного валу, в $\text{рад} / \text{с}$.

$$\omega_p = \frac{\pi \cdot n_p}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54$$

Максимальна сила від впускного клапана, яка діє на кулачок:

$$M_T = \left(m_{кл} + \frac{m_{пр}}{3} \right) \cdot \left(\frac{l_{кл}}{l_T} \right)^2 + m_{ш} + m_{шт} + m_{кк}$$

де $d_{вп} = 1.076 d_{гор} = 1.45 = 48$ мм - діаметр тарілки впускного клапана;

$d_v = \left(\frac{1}{1.06} \right) \cdot d_{вп} = \frac{1}{1} \cdot 48 = 46$ мм - діаметр тарілки випускного клапана;

$p_r = 0.445$ МПа - тиск газів під час відкриття клапану;

$p_r = 0.1$ МПа - умовний середній тиск газів у впускному каналі;

$$m_{кк} = \frac{m_k \cdot l_{кл}^2}{(3 \cdot l_T^2)} = \frac{0.1^2}{3 \cdot 1^2} = 0 \quad \text{г - приведена маса коромисла}$$

Сумарний приведений момент системи

$$M_T = \left(m_{кл} + \frac{m_{пр}}{3} \right) \cdot \left(\frac{l_{кл}}{l_T} \right)^2 + m_{ш} + m_{шт} + m_{кк}$$

$$M'_T = \left(m_{кл} + \frac{m_{пр}}{3} \right) \cdot \left(\frac{l_{кл}}{l_T} \right)^2 = \left(115 + \frac{75}{3} \right) \cdot \left(\frac{1}{1} \right)^2 = 140$$

$$M''_T = m_{III} + m_{IIT} + m_{KK} = 0 + 0 + 0 = 0$$

$$M_T = M'_T + M''_T = 140 + 0 = 140$$

Таким чином маємо:

$$P_{Tmax} = \left[P_{пр.min} + \frac{\pi d_B^2}{4} (p_T - p_r) \right] \frac{l_{кл}}{l_T} + M_T \cdot \omega_K^2 (r_1 - r_0)$$

$$P'_{Tmax} = \frac{\pi d_B^2}{4} (p_T - p_r) = \frac{\pi \cdot 45.679^2}{4} \cdot (0.445 - 0.1) = 565.388$$

$$P''_{Tmax} = (P_{пр.min} + P'_{Tmax}) \frac{l_{кл}}{l_T} = (221 + 565.4) \cdot \frac{1}{1} = 786.4$$

$$P'''_{Tmax} = M_T \cdot \omega_p^2 (r_1 - r_0) \cdot 10^{-6} = 140 \cdot 79^2 \cdot (155 - 20) \cdot 10^{-6} = 116$$

$$P_{Tmax} = P''_{Tmax} + P'''_{Tmax} = 786 + 116 = 903$$

Стріла прогину розподільного вала

$$y = 0.8 \cdot \frac{P_{Tmax} \cdot a^2 \cdot b^2}{E \cdot l \cdot (d_p^4 - \delta_p^4)}$$

де $E = 2.2 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності сталі

$$a = 93$$

мм - відстані від опор до точки прикладення сил P_{Tmax}

$$b = 176$$

$$l = a + b = 93 + 176 = 269 \text{ мм - міжопорна відстань}$$

$$d_p = 2 \cdot r_0 + 2 = 2 \cdot 20 + 2 = 42 \text{ мм - напружений діаметр вала}$$

$\delta_p = 18$ мм - внутрішній діаметр вала, прийнятий за рахунок його для підводу мащення до кулачків і зберігання достатньої жорсткості

$$y = 0.8 \cdot \frac{P_{Tmax} \cdot a^2 \cdot b^2}{E \cdot l \cdot (d_p^4 - \delta_p^4)} = 0.8 \cdot \frac{902.887 \cdot 93^2 \cdot 176^2}{2.2 \cdot 10^5 \cdot 269 \cdot (42^4 - 18^4)} = 1.088 \times 10^{-3}$$

Напруга зминання, в МПа

$$\sigma_{\text{см}} = 0.418 \sqrt{\frac{P_{\text{тmax}} \cdot E}{(b_{\text{к}} \cdot r_1)}}$$

де $b_{\text{к}} = 25$ мм - ширина кулачка

$$\sigma_{\text{см}} = 0.418 \sqrt{\frac{P_{\text{тmax}} \cdot E}{(b_{\text{к}} \cdot r_1)}} = 0.418 \sqrt{\frac{903 \cdot 2 \cdot 10^5}{25 \cdot 155}} = 95$$

3.3.3 Профілювання випуклого кулачка

Початкові дані:

$h_{\text{шт.max}} = 0.013$ м - максимальний підйом штовхача;

$\varphi_{\text{в.к}} = 20^\circ$ - кут випередження відкриття випускного клапану;

$\varphi_{\text{з.к}} = 47^\circ$ - кут запізнення закриття випускного клапану;

$\varphi_{\text{в.к}} = 10^\circ$ - кут виступу клапану;

$r_{\text{п}} = 0.050$ м - радіус початкового кола кулачка;

$r_{\text{в}} = 0.0045$ м - радіус при вершині кулачка;

$\rho = 0.150$ м - радіус кульової поверхні штовхача;

$\Delta = 0.000$ м - величина експлуатаційного зазору;

$k = 1^\circ$ - крок розрахунку кінематичних параметрів;

Визначимо основні та додаткові сталі коефіцієнти для розрахунку

Фаза повного руху штовхача, відносно обертання колінчастого валу в $^\circ$

$$\varphi'_{\text{п.к}} = \varphi_{\text{в.к}} + 180 + \varphi_{\text{з.к}} = 10 + 180 + 47 = 237$$

Фаза повного руху штовхача, відносно обертання розподільного валу в $^\circ$

$$\varphi'_{\text{п.р}} = \frac{1}{2} \cdot \varphi'_{\text{п.к}} = \frac{1}{2} \cdot 237 = 118.5$$

Напівфаза руху штовхача, відносно обертання розподільного валу в $^\circ$

$$\varphi_{\text{п}} = \frac{1}{2} \cdot \varphi'_{\text{п.р}} = \frac{1}{2} \cdot 118.5 = 59.25$$

Величина кута активного руху штовхача в °

$$\varphi_{ap} = \varphi_{\Pi} - \frac{1}{4} \cdot \varphi_{B.K} = 56.75$$

Допоміжний сталий коефіцієнт a_1 в м

$$a_1 = r_{\Pi} + h_{шт.мах} - r_B = 0.050 + (0.013 - 0.0045) = 0.059$$

Величина радіусу сполучення в м

$$R = \frac{\left(a_1^2 + r_{\Pi}^2 - r_B^2 - 2 \cdot r_{\Pi} \cdot a_1 \cdot \cos\left(\varphi_{ap} \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right)}{2 \cdot \left(r_{\Pi} - r_B - a_1 \cdot \cos\left(\varphi_{ap} \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right)}$$

$$R' = \left(a_1 \cdot \cos\left(\varphi_{ap} \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right) = 0.059 \cdot \cos\left(56.75 \cdot \frac{\pi}{180} \right) = 0.032$$

$$R'' = \left(a_1^2 + r_{\Pi}^2 - r_B^2 \right) = 0.059^2 + 0.05^2 - \left(4.5 \times 10^{-3} \right)^2 = 5.902 \times 10^{-3}$$

$$R''' = 2 \cdot (r_{\Pi} - r_B - R') = 2 \cdot (0.05 - 4.5 \times 10^{-3} - 0.032) = 0.027$$

$$R = \frac{(R'' - 2 \cdot r_{\Pi} \cdot R')}{R'''} = \frac{5.902 \times 10^{-3} - 2 \cdot 0.05 \cdot 0.032}{0.027} = 0.1$$

Допоміжний сталий коефіцієнт a_2 в м

$$a_2 = R - r_{\Pi} = 0.1 - 0.05 = 0.05$$

Допоміжний сталий коефіцієнт χ_1

$$\chi_1 = \frac{(R + \rho)}{a_2} = \frac{0.1 + 0.15}{0.05} = 4.972$$

Допоміжний сталий коефіцієнт χ_2

$$\chi_2 = \frac{(r_B + \rho)}{a_1} = \frac{4.5 \times 10^{-3} + 0.15}{0.059} = 2.641$$

Допоміжний кут ψ в $^\circ$

$$\psi = \arccos \left[1 - \frac{h_{\text{шт.max}} \cdot (r_{\text{II}} + 0.5 \cdot h_{\text{шт.max}} - r_{\text{B}})}{[a_2 \cdot (R - r_{\text{B}})]} \right]$$

$$\psi' = (r_{\text{II}} + 0.5 \cdot h_{\text{шт.max}} - r_{\text{B}}) = 0.05 + 0.5 \cdot 0.013 - 4.5 \times 10^{-3} = 0.052$$

$$\psi'' = [a_2 \cdot (R - r_{\text{B}})] = 0.05 \cdot (0.1 - 4.5 \times 10^{-3}) = 4.827 \times 10^{-3}$$

$$\psi = \arccos \left(1 - \frac{h_{\text{шт.max}} \cdot \psi'}{\psi''} \right) \cdot \frac{180}{\pi} = \arccos \left(1 - \frac{0.013 \cdot 0.052}{4.827 \times 10^{-3}} \right) \cdot \frac{180}{\pi} = 30.69$$

Кут повороту кулачка який відповідає шляху проходження роликом штовхача ділянки АВ в рад.

$$\varphi_{\text{AB}} = \text{atan} \left[\frac{\chi_1 \cdot \sin \left(\psi \cdot \frac{\pi}{180} \right)}{\left(\chi_1 \cdot \cos \left(\psi \cdot \frac{\pi}{180} \right) - 1 \right)} \right] \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\varphi'_{\text{AB}} = \left(\chi_1 \cdot \sin \left(\psi \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right) = 4.972 \cdot \sin \left(30.69 \cdot \frac{\pi}{180} \right) = 2.538$$

$$\varphi''_{\text{AB}} = \left(\chi_1 \cdot \cos \left(\psi \cdot \frac{\pi}{180} \right) - 1 \right) = 4.972 \cdot \cos \left(30.69 \cdot \frac{\pi}{180} \right) - 1 = 3.276$$

$$\varphi_{\text{AB}} = \text{atan} \left(\frac{\varphi'_{\text{AB}}}{\varphi''_{\text{AB}}} \right) \cdot \frac{180}{\pi} = \text{atan} \left(\frac{2.538}{3.276} \right) \cdot \frac{180}{\pi} = 37.765$$

Кут повороту кулачка який відповідає шляху проходження роликом штовхача перехідної ділянки, пов'язаної з наявністю зазору.

$$\varphi_{\Delta} = \arccos \left[1 - \frac{(R + \rho + 0.5 \cdot \Delta) \cdot \Delta}{[a_2 \cdot (r_{\text{II}} + \rho + \Delta)]} \right] \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\varphi'_{\Delta} = (R + \rho + 0.5 \cdot \Delta) = 0.1 + 0.15 + 0.5 \cdot 0 = 0.25$$

$$\varphi''_{\Delta} = [a_2 \cdot (r_{\text{II}} + \rho + \Delta)] = 0.05 \cdot (0.05 + 0.15 + 0) = 0.01$$

$$\varphi_{\Delta} = \arccos \left(1 - \frac{\varphi'_{\Delta} \cdot \Delta}{\varphi''_{\Delta}} \right) \cdot \frac{180}{\pi} = \arccos \left(1 - \frac{0.25 \cdot 0}{0.01} \right) \cdot \frac{180}{\pi} = 0$$

Розрахунок кінематичних параметрів руху штовхача.

Визначимо поточну величину переміщення штовхача в м

$\varphi = 0, k \dots \varphi_{\Pi}^{\circ}$ - поточний кут повороту кулачка

на ділянці: $0 \leq \varphi \leq \varphi_{AB}$

$$h_{\text{шт}}(\varphi) = a_2 \cdot \left(\sqrt{\chi_1^2 - \sin(\varphi \cdot \text{deg})^2} - \cos(\varphi \cdot \text{deg}) \right) - [(r_{\Pi} + \rho) - \Delta]$$

на ділянці: $\varphi_{AB} < \varphi \leq \varphi_{ap}$

$$h_{\text{шт}}(\varphi) = a_1 \cdot \left(\sqrt{\chi_2^2 - \sin(\varphi_{ap} \cdot \text{deg} - \varphi \cdot \text{deg})^2} \dots \right) - [(r_{\Pi} + \rho) - \Delta]$$

$$+ \cos(\varphi_{ap} \cdot \text{deg} - \varphi \cdot \text{deg})$$

Результати розрахунку переміщення штовхача приведено в масивах:
в дужках вказано поточний кут руху штовхача

$$h_{\text{шт}}(0) = 0$$

$$h_{\text{шт}}(10) = 6.123 \times 10^{-4}$$

$$h_{\text{шт}}(40) = 9.595 \times 10^{-3}$$

$$h_{\text{шт}}(20) = 2.444 \times 10^{-3}$$

$$h_{\text{шт}}(50) = 0.012$$

$$h_{\text{шт}}(20) = 2.444 \times 10^{-3}$$

$$h_{\text{шт}}(\varphi_{ap}) = 0.013$$



Визначимо поточну величину швидкості штовхача в м/с

на ділянці: $0 \leq \varphi \leq \varphi_{AB}$

$$v_{\text{шт}}(\varphi) = a_2 \cdot \omega_p \cdot \sin(\varphi \cdot \text{deg}) \cdot \left(1 - \frac{\cos(\varphi \cdot \text{deg})}{\sqrt{\chi_1^2 - \sin(\varphi \cdot \text{deg})^2}} \right)$$

на ділянці: $\varphi_{AB} < \varphi \leq \varphi_{ap}$

$$v_{\text{шт}}(\varphi) = a_1 \cdot \omega_p \cdot \sin[(\varphi_{ap} - \varphi) \cdot \text{deg}] \cdot \left[1 + \frac{\cos[(\varphi_{ap} - \varphi) \cdot \text{deg}]}{\sqrt{\chi_2^2 - \sin[(\varphi_{ap} - \varphi) \cdot \text{deg}]^2}} \right]$$

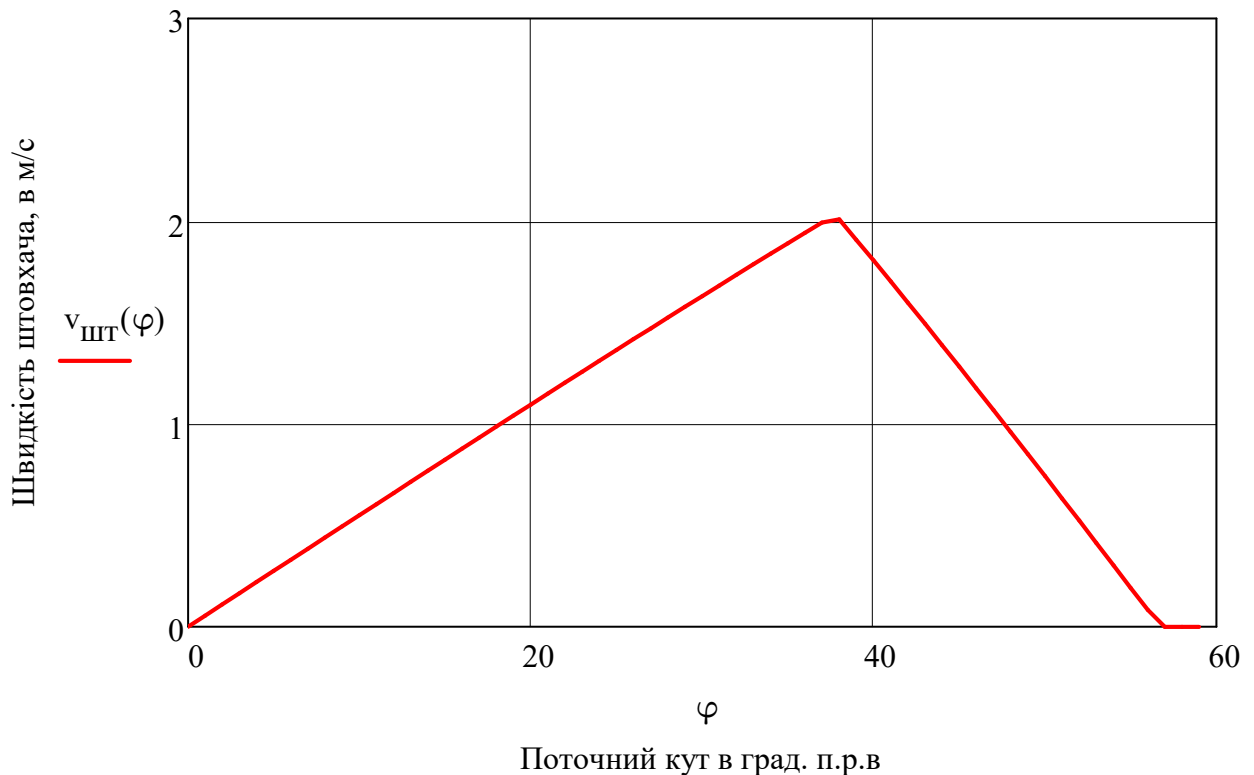
Результати розрахунку швидкості штовхача приведено в масивах:
в дужках вказано поточний кут руху штовхача

$$v_{\text{шт}}(0) = 0$$

$$v_{\text{шт}}(10) = 0.551 \quad v_{\text{шт}}(40) = 1.807$$

$$v_{\text{шт}}(20) = 1.096 \quad v_{\text{шт}}(50) = 0.743$$

$$v_{\text{шт}}(30) = 1.631 \quad v_{\text{шт}}(\varphi_{ap}) = 0$$



Визначимо максимальну величину швидкості штовхача в м/с

$$v_{\text{шт. max}} = a_2 \cdot \omega_p \cdot \sin(\varphi_{AB} \cdot \text{deg}) \cdot \left(1 - \frac{\cos(\varphi_{AB} \cdot \text{deg})}{\sqrt{\chi_1^2 - \sin(\varphi_{AB} \cdot \text{deg})^2}} \right) = 2.034$$

Визначимо поточну величину прискорення штовхача в м/с^2

на ділянці: $0 \leq \varphi \leq \varphi_{AB}$

$$j_{\text{шт}}(\varphi) = a_2 \cdot \omega_p^2 \cdot \left[\cos(\varphi \cdot \text{deg}) - \frac{(\chi_1^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi \cdot \text{deg}) + \sin(\varphi \cdot \text{deg})^4)}{(\chi_1^2 - \sin(\varphi \cdot \text{deg})^2)^{\frac{3}{2}}} \right]$$

на ділянці: $\varphi_{AB} < \varphi \leq \varphi_{ap}$

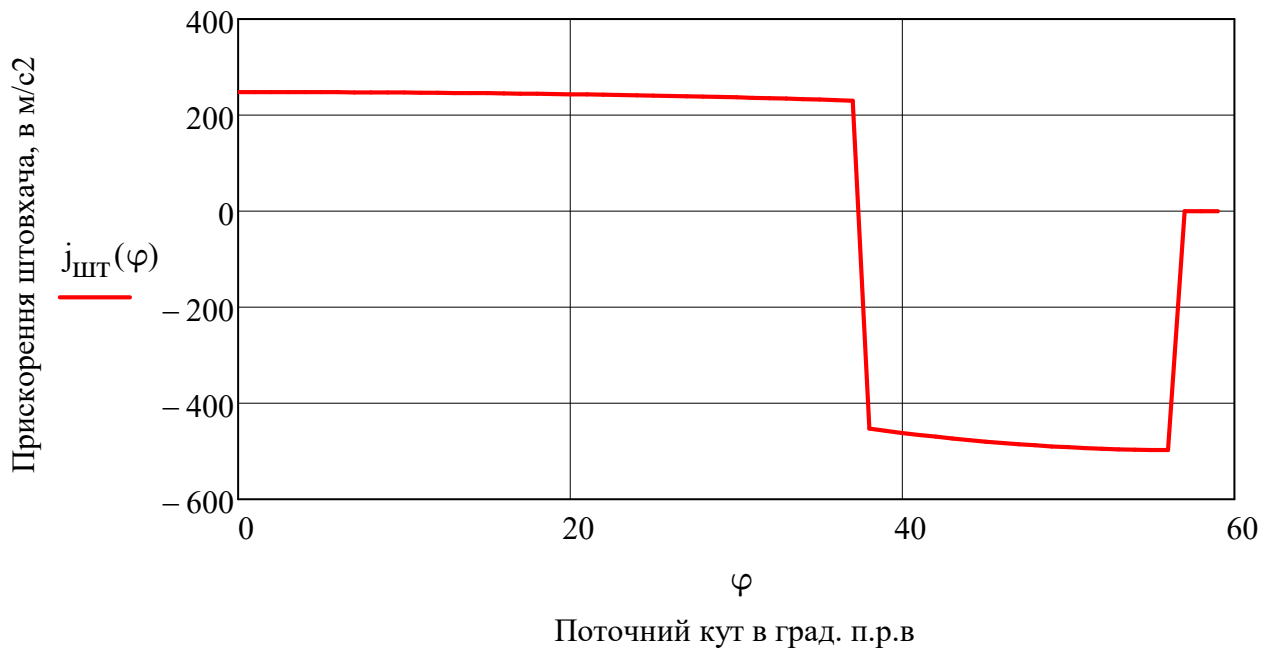
$$j_{\text{шт}}(\varphi) = -a_1 \cdot \omega_p^2 \cdot \left[\cos(\varphi_{ap} \cdot \text{deg} - \varphi \cdot \text{deg}) \dots \right. \\ \left. + \frac{\chi_2^2 \cdot \cos[2 \cdot (\varphi_{ap} \cdot \text{deg} - \varphi \cdot \text{deg})] + \sin(\varphi_{ap} \cdot \text{deg} - \varphi \cdot \text{deg})^4}{(\chi_2^2 - \sin(\varphi_{ap} \cdot \text{deg} - \varphi \cdot \text{deg})^2)^{\frac{3}{2}}} \right]$$

Результати розрахунку прискорення штовхача приведено в масивах:
в дужках вказано поточний кут руху штовхача

$$j_{\text{шт}}(0) = 248.137 \quad j_{\text{шт}}(30) = 237.12 \quad j_{\text{шт}}(\varphi_{ap}) = -497.493$$

$$j_{\text{шт}}(10) = 247.076 \quad j_{\text{шт}}(40) = -461.688$$

$$j_{\text{шт}}(20) = 243.645 \quad j_{\text{шт}}(50) = -491.616$$



Визначимо граничні величини прискорення штовхача в $\frac{м}{с^2}$

Мінімальне прискорення штовхача під час руху по першій ділянці

$$j_{1шт.мин} = a_2 \cdot \omega_p^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{\chi_1}\right) = 0.05 \cdot 78.54^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{4.972}\right) = 248.137$$

Максимальне прискорення штовхача під час руху по першій ділянці

$$j_{1шт.мах} = a_2 \cdot \omega_p^2 \cdot \left[\cos(\varphi_{AB} \cdot \text{deg}) - \frac{\left(\chi_1^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_{AB} \cdot \text{deg}) \dots + \sin(\varphi_{AB} \cdot \text{deg})^4 \right)}{\left(\chi_1^2 - \sin(\varphi_{AB} \cdot \text{deg})^2 \right)^{\frac{3}{2}}} \right] = 229.211$$

Максимальне прискорення штовхача на другій ділянці руху

$$j_{2шт.мах} = -a_1 \cdot \omega_p^2 \cdot \left[\cos(\varphi_{ap} \cdot \text{deg} - \varphi_{AB} \cdot \text{deg}) \dots + \frac{\chi_2^2 \cdot \cos[2 \cdot (\varphi_{ap} \cdot \text{deg} - \varphi_{AB} \cdot \text{deg})] \dots + \sin(\varphi_{ap} \cdot \text{deg} - \varphi_{AB} \cdot \text{deg})^4}{\left(\chi_2^2 - \sin(\varphi_{ap} \cdot \text{deg} - \varphi_{AB} \cdot \text{deg})^2 \right)^{\frac{3}{2}}} \right] = -451.666$$

Максимальне прискорення штовхача на другій ділянці руху

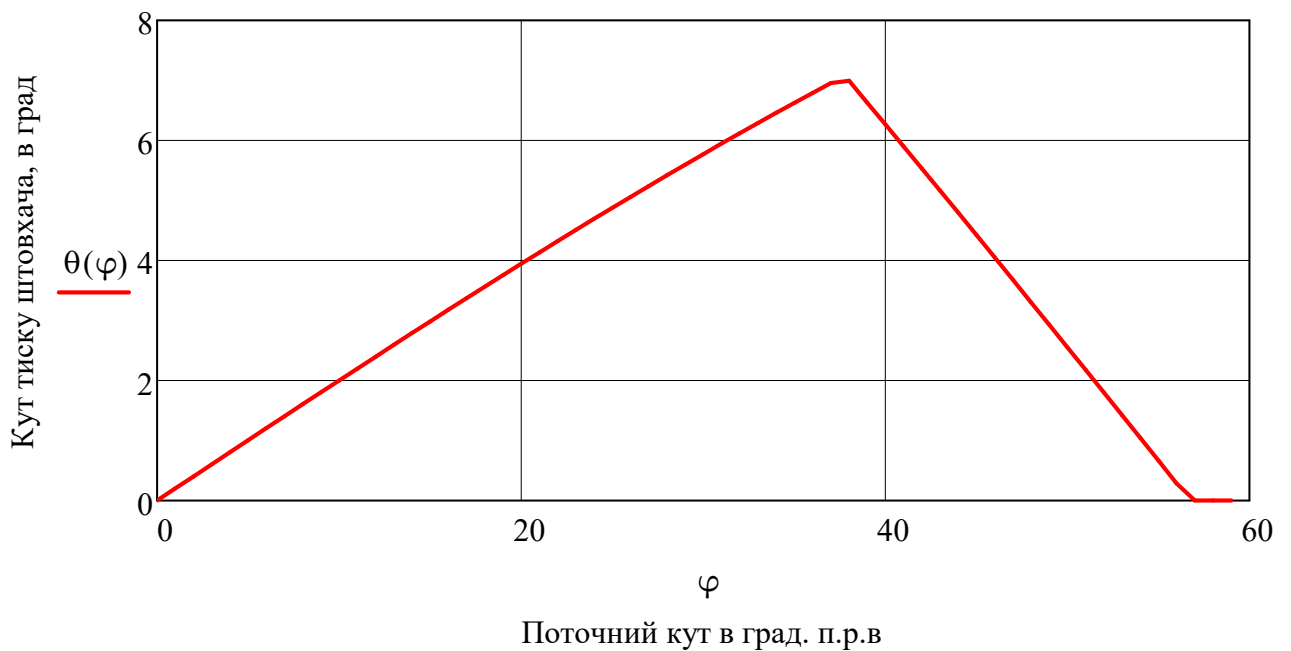
$$j_{2\text{шт. min}} = -a_1 \cdot \omega_p^2 \cdot \left[1 + \frac{1}{(\chi_2)} \right] = -0.059 \cdot 78.54^2 \cdot \left(1 + \frac{1}{2.641} \right) = -497.493$$

Визначимо поточну величину кута тиску штовхача на кулачок в °

$$\theta(\varphi) = \text{atan} \left[\frac{v_{\text{шт}}(\varphi)}{(h_{\text{шт}}(\varphi) + r_{\Pi} + \rho) \cdot \omega_p} \right] \cdot \frac{180}{\pi}$$

Результати розрахунку кута тиску штовхача приведено в масивах:
в дужках вказано поточний кут руху штовхача

$\theta(0) = 0$	$\theta(30) = 5.772$	$\theta(\varphi_{\text{ap}}) = 0$
$\theta(10) = 2.002$	$\theta(40) = 6.265$	
$\theta(20) = 3.945$	$\theta(50) = 2.551$	



Визначимо коефіцієнт повноти діаграми переміщення штовхача

$$\eta_{\Pi} = \int_0^{\varphi_{\Pi}} \frac{h_{\text{шт}}(\varphi) + \Delta}{[h_{\text{шт. max}}(\varphi_{\Pi})]} d\varphi = 0.468$$

Виходячи з умов якісного газоочищення циліндру коефіцієнт повноти діаграми η_{Π} не повинен бути менше 0.45. Отримане значення відповідає заданій межі.

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано особливості роботи газорозподільного механізму двигуна-прототипу, що дало можливість виявити його характерні поломки та несправності. На основі даного проведеного аналізу було визначено та враховано фактори що призводять до порушення нормальної роботи елементів механізму газорозподілу. Запропоновано конструкторське рішення зазначеної проблеми, що передбачає провертання клапана навколо власної вісі під роботи пари «кулачок-тарілка» тим самим забезпечуючи рівномірний тепловідвід та пари «клапан-сідло» не допускаючи при цьому одностороннього зношення та обгорянням робочої фаски. Виконано розрахунок основних елементів механізму газорозподілу та отримано кінематичні параметри руху клапану.

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації дизеля.

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

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

I-а група це речовини, що не роблять безпосереднього 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 це окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 .

IV-а група, сама найчисельніша, це різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група в якій окремо виділено сажу.

До складу відпрацьованих газів дизелів, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Склад відпрацьованих газів двигунів, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (углерода вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але залишкова частина відпрацьованих газів, що складає не більш 1% від загальної витрати, визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання. Крім шкідливих речовин до складу відпрацьованих газів входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO₂. Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату.

4.1.2 Заходи що зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище

Серед основних заходів впливу на процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, з точки зору покращення його екологічних показників найбільшого поширення набули наступні:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення;
- в) рециркуляція відпрацьованих газів;
- г) застосування висоякісних палив та присадок до них;
- д) нейтралізація відпрацьованих газів;

4.2 Охорона праці при обслугованні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля:

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		68

Згідно ГОСТ 12.1.005 – 76 встановлені припустимі границі концентрації пари дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й олії.

Згідно СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти ц'ому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпека.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		69

- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

4.2.2 Визначення рівня шуму і вібрації проектного двигуна.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму

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

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Санітарні норми вібрації

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

Рівень шуму вироблений двигуном 6ЧН 15/18 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + P_e^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб};$$

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1500$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 1500$ об/хв;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 265$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1500 + 265^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1500}{1500}\right) \right] = 85,823 \text{ Дб};$$

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій, що дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН 15/18 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1+Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{Дб};$$

де m – маса двигуна, $m = 1300$ кг;

f – частота обертання, $f = 157 \text{ с}^{-1}$;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1500 \cdot 265^{0.55} \cdot \left(\frac{1+111}{1300} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{1300}{111}} + 30 \lg \left(\frac{1500}{1500} \right) \right) = 85,894 \text{ Дб};$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Одним з найбільш ефективних способів зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

4.3 Висновок по розділу

В даному розділі проаналізовано чинники шкідливого впливу що створює проєктований двигун на навколишнє середовище. Серед них ключову роль грають токсичні компоненти відпрацьованих газів. Крім того з проведених розрахунків видно, рівні шуму та вібрації створених спроектованим двигуном знаходяться на верхній межі допустимих санітарних норм, що буде справляти негативний вплив на обслуговуючий персонал.

Відповідно крім стандартних засобів гасіння шуму та вібрації, таких як, підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, капотування двигуна та інших, пропонується ряд додаткових заходів: застосування спеціальних вібропоглинаючих опор для двигуна, звукоізолюючих кабін з яких проводиться управління двигуном, використання засобів індивідуального захисту обслуговуючим персоналом, зменшення зазорів в деталях двигуна за рахунок притирання та підгонки деталей.

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено проблему покращення надійності роботи механізму газорозподілу суднового двигуна, потужністю 265 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧН 15/18, за рахунок вдосконалення механізму приводу клапана.

Відповідно до поставлених в роботі завдань зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким малий лінійний буксир МБ-301. Було розглянуто будову двигуна прототипу, та роботи його систем та механізмів.

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

В третьому розділі проаналізовано принцип роботи механізму газорозподілу, розглянуто особливості його будови, та визначено проблеми що виникають в ГРМ під час експлуатації двигуна. Надано практичні рекомендації та пропозиції щодо її вдосконалення конструкції ГРМ. Запропоновано конструкторське рішення проблеми зношення та обгорання робочої фаски, базується на принципі обертання клапану навколо власної вісі та рівномірного перерозподілу теплоти по поверхні сидла, за рахунок дезаксіального зміщення вісі клапана та спеціально профільованих форм тарілки та кулачка. Виконано розрахунок елементів ГРМ на міцність та визначено кінематичні параметри руху клапану.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, а також визначено можливі небезпеки, що можуть виникнути під час його експлуатації або обслуговуванні. Надано практичні рекомендації щодо їх зменшення їх негативного впливу. Визначено рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		74

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. 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.

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

4. Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов, А.Н. Помаз / Функциональные особенности и параметры системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле / Вестник ЮУ УрГУ. Серия "Машиностроение", 2014., Т14., №1, стр. 17 - 25

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

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

7. Система стандартів безпеки праці

					ПННІ НУК 142.44.22.21.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		75