

Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інженерно-економічний факультет

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
освітнього рівня «бакалавра»

на тему: Підвищення ефективності стаціонарної насосної установки,
потужністю 6 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції поршня.

Прототип 1Ч 7,2/6,2.

Виконав: студент V курсу групи 54-ЕМ-18з

Спеціальність

142 «Енергетичне машинобудування»

Освітньо-професійна програма

«Двигуни внутрішнього згоряння»

Верчук Наталія Анатоліївна

Керівник **Швець І.А.**

Рецензент **Нестеренко В.В.**

ЗМІСТ

	ст.
Анотація	
Вступ	3
1. Опис двигуна та об'єкту його установки	4
1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна	4
1.2 Загальний опис двигуна-прототипу та основних його складальних одиниць	7
2. Конструкторський розділ	16
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу газового двигнуа	16
2.2 Розрахунок теплового балансу	31
2.3 Розрахунок індикаторної діаграми	38
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	45
2.5 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу	52
3. Розробка конструкції поршня газового двигуна	54
3.1 Особливості будови, роботи та експлуатації поршнів	54
3.2 Розробка конструкції поршня газового двигуна	57
4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	65
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які створює спроектований двигун.	65
4.2 Технічка безпеки та охорона праці під час ремонту та обслуговування двигуна.	68
Висновок	70
Список використаної літератури	71
Додатки:	
Додаток А - Специфікація двигун 1ГЧ 7,2/6,2	

					ПФ НУК 142.54.20.03.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив	Верчук Н				Пояснювальна записка	Літ	Лист	Листів
Перевірів	Швець І.А.						2	
						ПФ НУК		
Н. Контр.								
Затвердив	Нестеренко							

ВСТУП

Підвищення технічного рівня двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) є важливим народно-господарським завданням, до основних показників якого прийнято відносити економічність по паливу і маслу, довговічність, металоємність, шум і вібрацію.

Статистичний аналіз показує, що 85% машин виходять з ладу у зв'язку із зносом тертьових з'єднань. Тому, чим вище довговічність роботи вузла і двигуна в цілому, тим менші витрати на його експлуатацію і ремонт. Забезпечення рідинного режиму тертя в сполученнях дозволяє істотно підвищити технічні показники двигунів. Одним з основних вузлів, що лімітують працездатність двигунів, є циліндро-поршнева група (ЦПГ).

Забезпечити зменшення трибологічних втрат і шуму двигуна можна шляхом оптимального вибору геометричних параметрів поршня. Профілювання та оптимізація поршня дозволяють у декілька разів знизити витрати масла та знизити тертя.

Завдяки оптимізації геометричних параметрів поршня є можливість: знизити витрату палива за рахунок зменшення втрат на тертя; знизити витрати масла на чад за рахунок зменшення зазорів і організації режиму мастила в сполученні; підвищити довговічність роботи ЦПГ за рахунок забезпечення рідинного режиму тертя в сполученні «поршень-циліндр»; зменшити металоємність за рахунок зниження кількості поршневих кілець і висоти поршня; знизити токсичність внаслідок поліпшення процесу згоряння за рахунок зменшення кількості потрапляння мастила в камеру згоряння; знизити шум і вібрацію за рахунок зменшення зазорів, профілю поршня і поліпшення демпфуючої дії шару мастила; знизити окислення масла і збільшити періодичність його заміни за рахунок зменшення прориву газів з камери згоряння в картер двигуна в результаті зменшення монтажного зазору.

В ході даного дипломного проекту планується спроектувати чотиритактний газовий двигун потужністю 6 кВт, для насосної установки на базі двигуна-прототипу 1Ч 7,2/6,2. Крім того планується розглянути питання щодо розробки конструкції поршня для проектного газового двигуна.

					ПФ НУК 142.54.20.03.ПЗ	Лис
						3
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТА ЙОГО УСТАНОВКИ.

1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна.

Бензиновий двигун «Мотор Січ Д-250» призначений для установки на транспортні засоби малої вантажопідйомності, мотоблоки, міні-трактори, мікроавтомобілі, суднові рухові установки, мобільні електростанції і джерела безперебійного живлення, насосні та зварювальні агрегати, спеціальні установки, малогабаритну техніку для комунального господарства, дорожні і будівельні машини та інші засоби малої механізації.

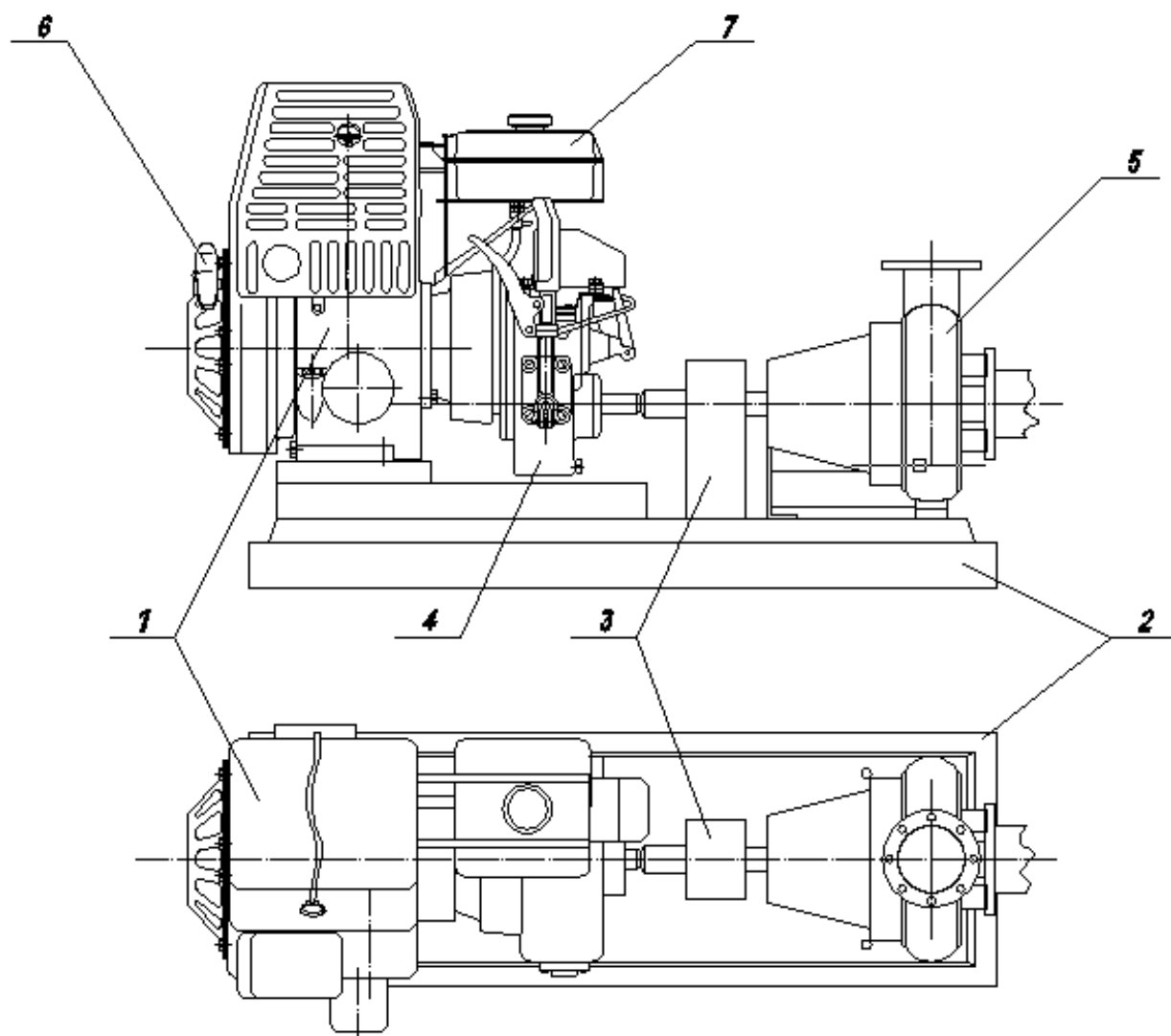


Рис. 1.1 – Насосна установка на базі двигуна Д-250

1 – двигун Д-250, 2 – силова рама, 3 – муфта, 4 – привід, 5 – відцентровий насос, 6 – рукоятка запуску, 7 – паливний бак.

Двигун Д-250 агрегується з мотоблоком Мотор Січ «МБ-4,05» на мотоблок, що виготовляється виробником двигуна або його дочірніми підприємствами. Двигун «Мотор Січ Д-250-01» призначений для реалізації через роздрібну торгівлю споживачам, які самостійно встановлюють на вироби в залежності від власних потреб, але при цьому питання застосування двигуна на зазначених виробах повинні бути узгоджені з заводом-виробником.

Двигун повинен надійно працювати за таких умов:

- Атмосферний тиск, кПа (мм рт. ст.), не нижче 89,9 (674)
- Температура навколишнього повітря, °С, в межах від – 40 до + 40
- Температура палива перед карбюратором, °С від – 40 до + 40
- Запиленість повітря на впуску, г/м³, не більше 0,04
- Тривалі поздовжні і поперечні нахили, град, не більше 20

Основні параметри та розміри двигуна повинні відповідати зазначеним у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні параметри і розміри

Найменування параметра та розміру	Значення
Тип двигуна	Бензиновий, чотиритактний, карбюраторний, повітряного охолодження
Число циліндрів	1
Нахил циліндра від вертикалі, ... °	20
Діаметр циліндра, мм	72
Хід поршня, мм	62
Напрямок обертання колінчастого вала при вигляді з боку, протилежної основного відбору потужності	Праве (за годинниковою стрілкою)
Номінальна потужність по ГОСТ 14846 брутто *, кВт (к.с.)	4,05 (5,5)
Частота обертання колінчастого вала при номінальній потужності, об / с (об / хв)	63,3 ± 5 (3800 ± 300)
Максимальний крутний момент, Н · м (кгс · м)	9,81 (1,0)
Частота обертання колінчастого вала, відповідна максимальному крутному моменту, об / с (об / хв)	40 ± 5 (2400 ± 300)

продовження таблиці 1.1

Найменування параметра та розміру	Значення
Мінімально-стійка частота обертання колінчастого вала на холостому ході, об / с (об / хв)	$20 \pm 1,67 (1200 \pm 100)$
Мінімальний питома витрата палива, кг / кВт · год (кг / к.с. · год)	0,430 (0,316)
Мінімальний питома витрата масла на чад, у відсотках від питомої витрати палива	не більше 1,5
Застосовується паливо	Бензин А-76 або А-80 по ДСТУ 4063, бензин Нормаль-80 по ГОСТ Р 51105
Ємність паливного бака, л,	не більше 4
Застосовуване масло по ТУ У 00152365.060	АЗМОЛ М-20/5 040 «супер» або АЗМОЛ М-20/4040
Температура масла в картері, ° С,	не більше 125
Ємність масляної системи, л,	не більше 1,5
Тиск масла в системі при частоті обертання колінвала 3800 хв^{-1} і температурі масла 80 °С, кгс/см ²	від 1,8 до 6,5
Тиск спрацьовування датчика сигналізації аварійного тиску масла, кгс/см ² ,	не більше 0,8
Кут випередження запалювання, в градусах повороту колінчастого валу	Постійний, рівний 20 ± 2
Зазор між електродами свічки (контрольований параметр), мм	від 0,7 до 0,8
Зазори в механізмі приводу клапанів (контрольований параметр), мм	від 0,07 до 0,1
Маса сухого двигуна, кг,	не більше 39

* Потужність бруто двигуна визначається в комплектності поставки при відсутності навантаження на генераторі після обкатки протягом не менше 60 годин

В даному проекті передбачається застосування двигуна Д-250 в складі насосної установки для забезпечення потрібної витрати теплоносія системою опалення, з постачанням твердопаливних котлів розташованих на стаціонарному тепловому пункті. Представлена в даному проекті насосна установка є резервною, на випадок віялових або аварійних відключень головної електро-насосної установки. Запуск та введення в дію вищезгаданої резервної насосної установки відбувається завдяки оператору котельного теплопункту.

1.2 Загальний опис двигуна-прототипу та основних його складальних одиниць

Загальна компоновка двигунів «Мотор Січ Д-250 », силова схема і конструктивне виконання складальних одиниць є в основному звичайними для сучасних карбюраторних двигунів. Переважна більшість складальних одиниць і деталей взаємозамінні і уніфіковані для всіх модифікацій двигунів «Мотор Січ Д-250».

Картер, є основною корпусних деталлю двигуна, зверху якій встановлено циліндр і голівка циліндра.

У кулькопідшипнику, змонтованому в картері з боку вентилятора, і підшипнику ковзання з боку вихідного хвостовика валу, змонтованому в кришці картера, обертається колінчастий вал.

У кришці картера, що закриває порожнину картера, і в картері встановлені гумові манжети і ущільнення вивідних частин колінчастого валу, вмонтовані розподільний вал, привід масляного насоса. Масляна ванна, що закриває картер знизу, служить для розміщення масла, необхідного для змащення двигуна. В гніздо головки циліндра встановлена свічка запалювання. На кронштейни головки циліндра встановлений паливний бак.

Колінчастий вал - цільноштампований. На конічний хвостовик колінчастого валу разом з пусковим шківом встановлений маховик. На кінці колінчастого валу з боку відбору потужності встановлена провідна шестерня, що знаходиться в зачепленні з зубчастим колесом приводу розподільного валу, а також з зубчастим колесом приводу масляного насоса.

Поршень через поршневий палець і шатун передає тиск газів колінчастого валу. У двох верхніх канавках поршня поміщені компресійні кільця, а в нижній - маслоз'ємне кільце.

Механізм газорозподілу включає в себе: розподільний вал з двома кулачками, які через штовхачі за допомогою клапанних пружин керують відкриттям і закриттям впускного і випускного клапанів циліндра. На штовхачі встановлені ковпачки

з контргайками для регулювання газорозподілу. Весь механізм закривається кришкою клапанної коробки. Вентиляція картера здійснюється через отвори, що з'єднують його з клапанною коробкою.

Далі картерні гази з клапанної коробки через трубку кришки клапанної коробки, впускний патрубок і карбюратор потрапляють в циліндр двигуна, де відбувається їх спалювання.

Система живлення двигуна, складається з паливного бака, крана, карбюратора. Паливо самопливом надходить з паливного бака через кран до карбюратора через паливо-провід. У паливній системі використовується бензиновий кран з відстійником. Кран угвинчується в хуторку бензинового бака. В нижній частині крана розташований відстійник з сіткою фільтра. Бензин надходить за однією з двох бензопровідних трубок різної висоти.

У корпусі крана розташований золотник, що має отвори, один з них наскрізне, збігається з отвором високої бензопровідної трубки (основне паливо), а інше - з каналом низькою бензопровідної трубки (резервне паливо). З іншого боку корпусу є штуцер для приєднання паливо-провідних гумових шлангів, що йдуть до карбюратора.

На двигуні використовується карбюратор К45, що забезпечує нормальну роботу двигуна при поздовжніх і поперечних нахилах до 20° при мінімальному перепаді між нижнім рівнем палива і роз'ємом корпусу карбюратора з поплавковою камерою не менше 70 мм. Карбюратор, відповідно до малюнок 4, поплачковий з горизонтальним дифузоров кріпиться до впускного колектору двигуна через прокладку двома шпильками.

Карбюратор складається з наступних основних вузлів, деталей і систем: корпусу карбюратора, корпусу повітряної заслінки, камери поплавця, поплавця, паливних жиклерів, дросельної заслінки з важелем і кронштейном, головної системи і системи холостого ходу.

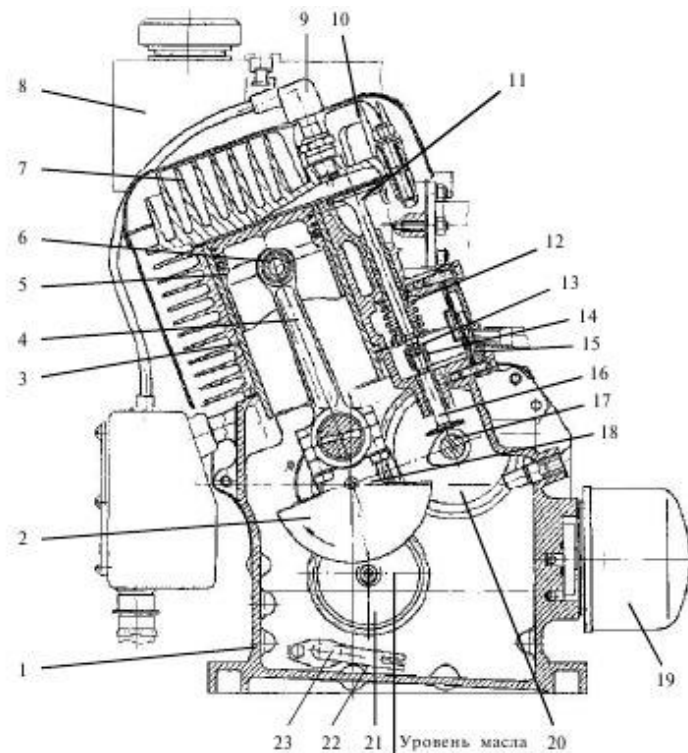


Рис. 1.2 – Поперечний розріз двигуна.

1 – картер, 2 - колінчастий вал, 3 - циліндр, 4 - шатун, 5 - поршень, 6 - поршневий палець, 7 - головка циліндра, 8 - паливний бак, 9 - свічка запалювання, 10 - кожух, 11 - клапан (впускний і випускний), 12 - пружина клапанна, 13 - ковпачок, 14 - контргайка, 15 - кришка клапанної коробки, 16 - штовхач, 17 - розподільний вал, 18 - провідна шестерня колінчастого вала, 19 - масляний фільтр, 20 - зубчасте колесо розподільного вала, 21 - зубчасте колесо приводу масляного насоса, 22 - масляна ванна картера, 23 - маслозбірна трубка

У корпусі карбюратора встановлені: регулювальний гвинт якості суміші системи холостого ходу, паливний жиклер системи холостого ходу, паливна трубка системи холостого ходу, упорний гвинт важеля дросельної заслінки, важіль дросельної заслінки із заслінкою і важелем, розпилювач головної системи, паливний жиклер головної системи, утоплювач поплавця.

У корпусі карбюратора виконані і розміщені: дифузор, камера змішувача, повітряна камера, повітряний канал головної системи, повітряний канал системи холостого ходу, емульсійний канал системи холостого ходу, перехідний отвір системи холостого ходу, отвір системи холостого ходу, розбалансувальний канал камери поплавця, приєднувальні фланці для кріплення карбюратора до двигуна і корпусу повітряної заслінки.

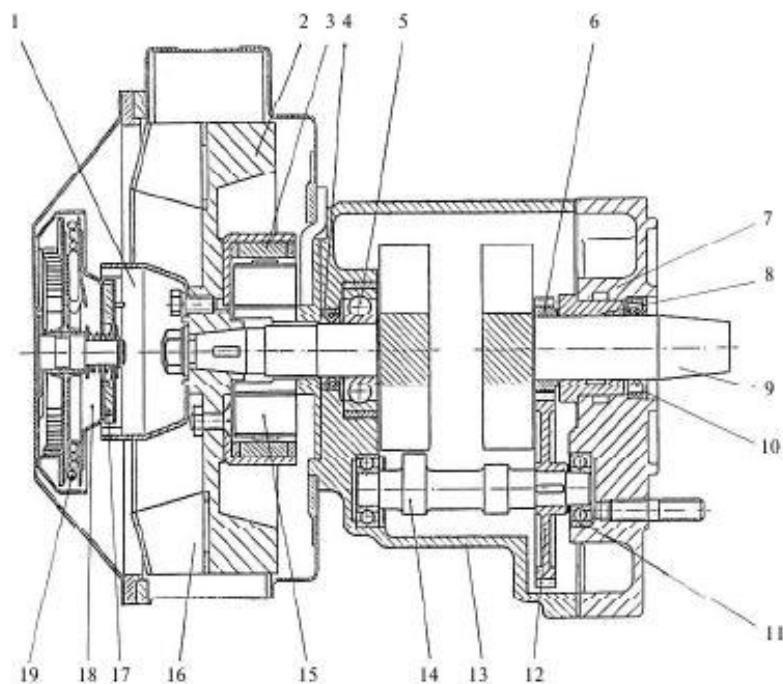


Рис. 1.3 – Механізм запуску та приводу газорозподілу

1 - храповик, 2 - маховик, 3 - ротор, 4 - манжета, 5 – шарикопідшипник колінчастого вала, 6 - шестерня ведуча колінчастого вала, 7 - кришка картера, 8 - підшипник ковзання коленвала, 9 - колінчастий вал, 10 - манжета, 11 – шарикопідшипник розподільного вала, 12 - зубчасте колесо приводу розподільного вала, 13 - картер, 14 - розподільний вал, 15 - статор, 16 - вентилятор, 17 - кулачок, 18 - барабан, 19 - шнур

До корпусу карбюратора кріпляться: через прокладку корпус камери поплавця, корпус повітряної заслінки, в якому встановлені керуючий важіль повітряної заслінки, а також штуцер підводу палива з паливним фільтром і важіль поплавця, який під впливом поплавця регулює положення паливного клапана і, тим самим, подачу палива.

Всмоктування повітря в карбюратор відбувається через повітряний фільтр, що включає в себе:

- а) сухий фільтр-елемент для тонкого очищення повітря;
- б) чохол з повсті для грубого очищення;
- в) захисний стакан;
- г) кільце ущільнювача;
- д) гайку, що притискає весь пакет до кільця.

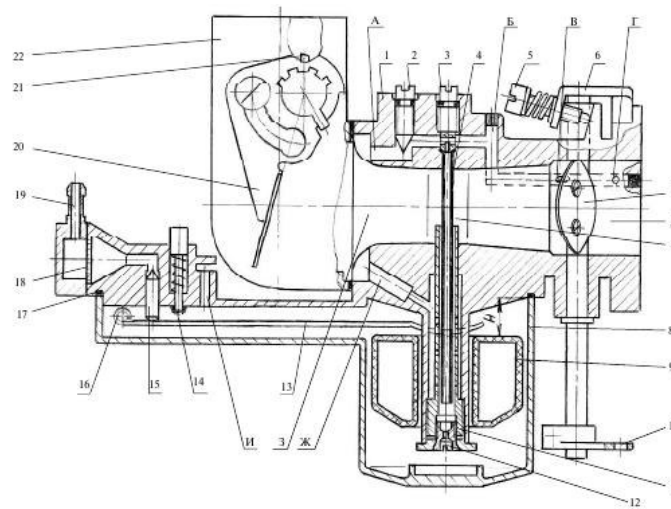


Рис. 1.4 - Карбюратор

1 - корпус, 2 - регулювальний гвинт системи холостого ходу, 3 - паливний жиклер системи холостого ходу, 4 - паливна трубка системи холостого ходу, 5 - наполегливий гвинт важеля дросельної заслінки, 6 - важіль дросельної заслінки, 7 - дросельна заслінка, 8 - корпус камери поплавця, 9 - поплавок, 10 - важіль дросельної заслінки, 11 - розпилювач головної системи, 12 - паливний жиклер головної системи, 13 - важіль, 14 - утопітель поплавця, 15 - паливний клапан, 16 - вісь важеля, 17 - прокладка, 18 - паливний фільтр, 19 - теплопідводящий штуцер, 20 - керуючий важіль повітряної заслінки, 21 - повітряна заслінка, 22 - корпус повітряної заслінки, А - повітряний канал системи холостого ходу, Б - емульсійний канал системи холостого ходу, В - перехідний отвір системи холостого ходу, Г - отвір системи холостого ходу, Д - змішувальна камера, Е - дифузор, Ж - повітряний канал головної системи, З - повітряна камера, І - розбалансировочний канал камери поплавця.

Повітряний фільтр кріпиться до карбюратору через перехідною гумовий патрубком і стягується хомутами.

Система випуску, служить для відводу відпрацьованих газів з циліндра двигуна назовні та зменшення шуму випуску. Система випуску відпрацьованих газів включає в себе глушник, що кріпиться до випускного колектору двигуна через прокладку двома шпильками. Глушник являє собою нерозбірну зварену конструкцію коробчатої форми з внутрішніми перегородками. При експлуатації двигуна необхідно стежити за надійністю кріплення карбюратора і глушника, не допускаючи підсосу повітря і прориву відпрацьованих газів через ущільнення.

Охолодження двигуна - повітряне примусове, проводиться від вентилятора, виконаного як одне ціле з маховиком. Вентилятор засмоктує охолоджуючий повітря під кожух-равлика, який закриває маховик і циліндр з головкою, для їх охолодження.

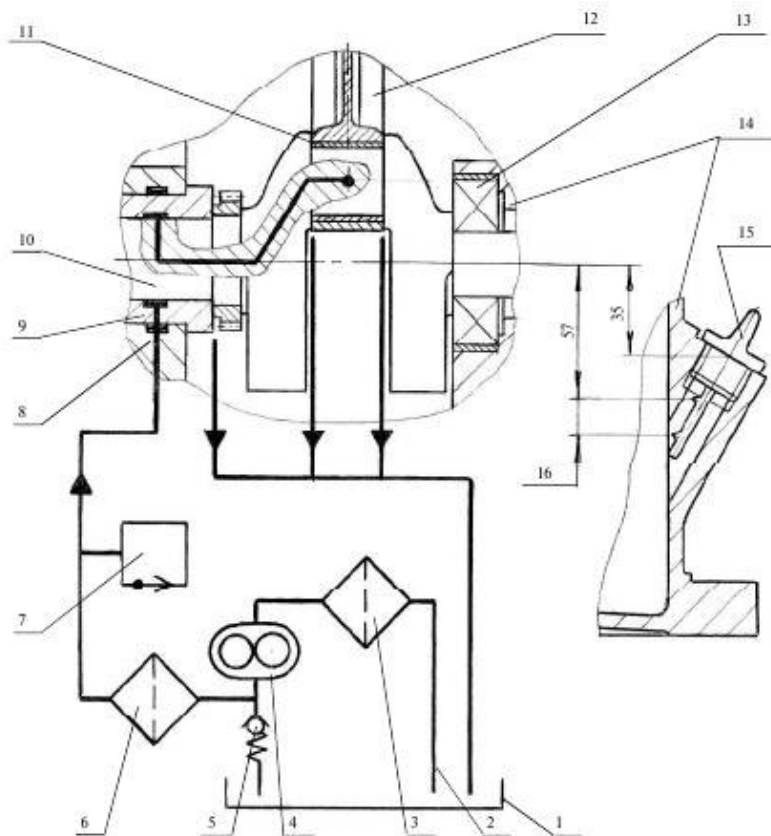


Рис. 1.5 - Схема системи змащення двигуна

1 - піддон картера, 2 - заборник масла, 3 - фільтр грубого очищення, 4 - шестерний маслонасос, 5 - запобіжний клапан, 6 - фільтр тонкого очищення, 7 - датчик сигналізатора аварійного тиску масла, 8 - кришка картера, 9 - підшипник ковзання, 10 - колінчастий вал, 11 - підшипник ковзання, 12 - шатун, 13 - шарикопідшипник, 14 - картер, 15 - щуп

Механізм запуску: стартер, що складається з кулачків, барабана, пускового шнура з ручкою стартера.

Система мащення двигуна комбінованого типу - під тиском і розбризкуванням. З масляної ванни картера по маслозбірній трубці, масло через фільтр грубого очищення, всмоктується маслонасосом. Від шестеренного насоса через фільтр тонкого очищення масло під тиском по внутрішнім свердлінням підводиться до підшипника колінчастого валу і до шатуна. Решта пари тертя змащуються розбризкуванням.

Запобіжний клапан налаштований на тиск системи від 1,8 до 6,5 кгс/см². Від електрообладнання двигуна включається датчик сигналізатора аварійного тиску масла. При пуску двигуна, поки тиск масла не досягне 0,08 МПа (0,8 кгс/см²), контакти датчика тиску замкнуті і горить сигнальна лампа аварійного тиску масла.

Коли тиск масла досягне зазначеної величини, лампа гасне. Загоряння сигнальної лампи під час роботи свідчить про несправність в системі змащення двигуна і вимагає негайної зупинки двигуна.

Електрообладнання двигуна побудовано за однопровідною схемою, в якій з корпусом з'єднаний негативний полюс системи. Електрообладнання двигуна складається з датчика сигналізатора аварійного тиску масла, системи запалювання і системи електроживлення. Крім того, двигун «Мотор Січ Д-250-01» додатково укомплектований пультом управління. На пульті управління розташована сигнальна лампа аварійного тиску масла і вимикач запалювання.

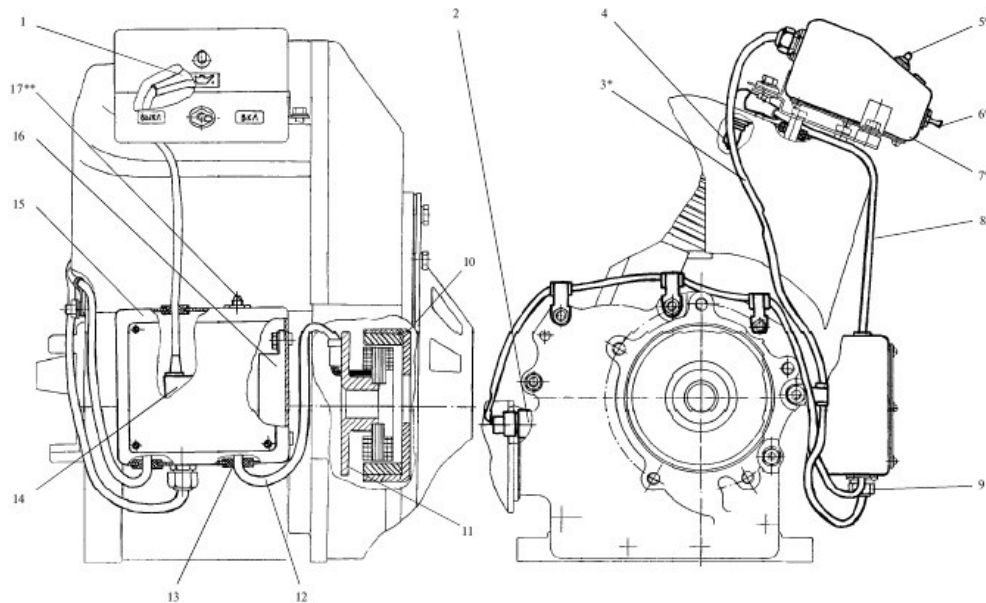


Рис. 1.6 – Електрообладнання двигуна.

1 – перешкодоподавний накінецьник, 2 – датчик аварійного тиску мастила, 3 – з'єднувальний жгут, 4 – свічка запалювання, 5 – сигнальна лампа, 6 – вимикач запалювання, 7 – пульт керування, 8 – дріт високої напруги, 9 – термоввід, 10 – ротор, 11 – статор, 12 – жгут, 13 – втулка, 14 – модуль запалювання, 15 – комутаційна коробка, 16 – регулювач напруги, 17 – кнопка «Стоп».

Наявність регулятора напруги дає можливість підзарядки і запобігання перезарядки акумуляторної батареї споживача, яка може бути підключена до гнізда XS5.

Максимальний струм заряду акумуляторної батареї 5А. У цьому випадку навантаження підключається безпосередньо до акумуляторної батареї через відповідний запобіжник.

Аварійна зупинка двигуна може бути виконана за допомогою кнопки «Стоп», що знаходиться на верхній частині комутаційної коробки.

Система запалювання складається з генератора, що включає в себе ротор і статор, модуля запалювання, регулятора напруги, високовольтного дроту, перешкодоподавального наконечника і свічки запалювання. З'єднання між статором, модулем запалювання, регулятором напруги і роз'ємом зовнішніх підключень виконується джгутом і системою проводів і з'єднувачів в комутаційній коробці. Комутаційна коробка захищає модуль запалювання та з'єднувачі від потрапляння сторонніх тіл і води. Ротор генератора має чашкоподібну форму і містить на внутрішній поверхні магнітну систему з шести магнітів, виконаних у вигляді сегментів. Два магніти мають спеціальну форму для формування керуючих імпульсів моменту запалювання. Конструктивно ротор пов'язаний з валом двигуна. Статор генератора кріпиться на картері співвісно з ротором. На алюмінієвому підставі статора розташований пакет, зібраний з листів шихтованої. На шести зубцях статора розташовані обмотки. Одна служить для заряду накопичувального конденсатора, розташованого в модулі запалювання. П'ять обмоток служать для живлення навантаження, наприклад, для освітлення. Між двома з цих обмоток розташований магнітоелектричний датчик керуючих імпульсів моменту запалювання. На зовнішній поверхні ротора і торці статора нанесені мітки, збіг яких визначає момент іскроутворення. Система запалювання забезпечує іскровий розряд в свічці запалювання, починаючи з частоти обертання 200 об/хв. Змінна напруга, що надходить з зарядної обмотки генератора в модуль запалювання, випрямляється і заряджає накопичувальний конденсатор.

Один раз за оберт ротора магнітоелектричний датчик видає керуючий імпульс моменту запалювання. Під дією цього імпульсу електронна схема модуля запалювання забезпечує розряд накопичувального конденсатора через первинну обмотку високовольтного трансформатора. На вторинній обмотці цього трансформатора з'являється високовольтний імпульс, який через високовольтний провід і перешкодоподавлений наконечник пробиває зазор між електродами свічки запалювання. Перешкодоподавний наконечник містить опір 10 кОм і призначений для придушення радіоперешкод, що виникають від іскрового розряду.

Система електроживлення побудована на основі генератора, п'ять статорних обмоток якого включені послідовно. Один вивід з'єднаний з корпусом, а два інших виводи через джгут виходять на роз'єм зовнішніх підключень. Система електроживлення при максимальній частоті обертання двигуна може видавати в навантаження 60 Вт змінного струму при напрузі 12 В. Якщо потужність навантаження менше, то напруга на ній буде більше 12 В, можливо перенапруження. При невеликій частоті обертання і навантаженні 60 Вт напруга на навантаженні буде менше 12 В. Рекомендується включати навантаження після запуску двигуна і виходу на усталені оберти.

У двигуні «Мотор Січ Д-250» підключення зовнішнього навантаження здійснюється через роз'єм зовнішніх з'єднань XS4 для отримання змінного струму і через роз'єм XS5 для під'єднання акумуляторної батареї і отримання постійного струму.

					ПФ НУК 142.54.20.03.ПЗ	Лис
						15
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу газового двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 6 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 3800 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon_w = 7.5$
Число циліндрів	$i = 1$

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.15$	[1, ст. 5]
Тиск наддуву	$p_B = 101.3 \text{ кПа}$	
Тиск навколишнього середовища	$p_a = 101.3 \text{ кПа}$	
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$	[1, ст. 6]
Тиск залишкових газів	$p_r = 115 \text{ кПа}$	[1, ст. 6]
Температура залишкових газів	$T_r = 1000 \text{ К}$	[1, ст. 6]
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 3.6$	[1, ст. 9]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z = 0.85$	[1, ст. 6]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0.96$	[1, ст. 7]

Паливо що використовується:

Зріджений побутовий газ: Пропан-бутан ПБ ГОСТ 27578-87

Найнижча теплота згоряння газового палива	$Q_{H.G} = 95600 \text{ кДж/м}^3$
---	-----------------------------------

Склад газового палива:

компонент	в %	в об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 = 1$	$r_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0.01$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 2$	$r_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0.02$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 50$	$r_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 0.5$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 45$	$r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \text{C}_4\text{H}_{10} \cdot 0.01 = 0.45$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$	$r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = \text{C}_5\text{H}_{12} \cdot 0.01 = 0$
вуглекислий газ	$\text{CO}_2 = 0$	$r_{\text{CO}_2} = \text{CO}_2 \cdot 0.01 = 0$
чадний газ	$\text{CO} = 1$	$r_{\text{CO}} = \text{CO} \cdot 0.01 = 0.01$
азот	$\text{N}_2 = 0$	$r_{\text{N}_2} = \text{N}_2 \cdot 0.01 = 0$
кисень	$\text{O}_2 = 1$	$r_{\text{O}_2} = \text{O}_2 \cdot 0.01 = 0.01$
водень	$\text{H}_2 = 0$	$r_{\text{H}_2} = \text{H}_2 \cdot 0.01 = 0$

Загальна сума компонентів газового палива:

$$\text{CH}_4 + \text{C}_2\text{H}_6 + \text{C}_3\text{H}_8 + \text{C}_4\text{H}_{10} + \text{C}_5\text{H}_{12} + \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{N}_2 + \text{O}_2 + \text{H}_2 = 100 \quad \%$$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 м³ газового палива, в
кмоль повітря / кмоль газу

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left[\begin{aligned} &0.5 \cdot (r_{\text{CO}} + r_{\text{H}_2}) + (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot r_{\text{CH}_4} \dots \\ &+ (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} \dots \\ &+ (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} + (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \dots \\ &+ (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} - r_{\text{O}_2} \end{aligned} \right]$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left[\begin{aligned} &0.5 \cdot (r_{\text{CO}} + r_{\text{H}_2}) + (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot r_{\text{CH}_4} \dots \\ &+ (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} \dots \\ &+ (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} + (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \dots \\ &+ (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} - r_{\text{O}_2} \end{aligned} \right] = 26.238$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1$$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1 = 31.174 \text{ кмоль} / \text{кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO₂

$$M_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}} + (r_{\text{CH}_4} + r_{\text{CO}_2}) + (2 \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} + r_{\text{CO}_2}) \dots = 3.36 \text{ кмоль} / \text{кмоль} \\ + (3 \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} + r_{\text{CO}_2}) \dots \\ + (4 \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + r_{\text{CO}_2}) + (5 \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + r_{\text{CO}_2})$$

Кількість H₂O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2} + 0.5 \cdot 4 \cdot r_{\text{CH}_4} + 0.5 \cdot 6 \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} + 0.5 \cdot 8 \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} \dots = 4.33 \text{ кмоль} / \text{кмоль} \\ + 0.5 \cdot 10 \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + 0.5 \cdot 12 \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}}$$

Кількість O₂

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.826 \text{ кмоль} / \text{кмоль}$$

Кількість N₂

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 + r_{\text{N}_2} = 23.837 \text{ кмоль} / \text{кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}$$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 32.354 \text{ кмоль} / \text{кмоль}$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 1.18$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

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

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1.038$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293.0 \quad \text{K}$$

Температура повітря після охолоджувача

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

де $\Delta T_{int} = 0 \quad \text{K}$ - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 50 \text{ K}$)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 293.0 \quad \text{K}$$

Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_\Gamma}{\alpha \cdot L_0 + 1}$$

де $T_\Gamma = 293 \text{ K}$ - температура газу на вході

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_\Gamma}{\alpha \cdot L_0 + 1} = 293.0 \quad \text{K}$$

Тиск повітря після охолоджувача.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{\text{охл}} = 0$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{\text{int}} = p_{\text{в}} - \Delta p_{\text{охл}} = 101.3 \text{ кПа}$$

Тиск в кінці впуску

$$p_{\text{д}} = k \cdot p_{\text{в}}$$

де $k = 0.9$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_{\text{д}} = k \cdot p_{\text{в}} = 91.170 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів без наддуву $p_{\text{д}} = (80...95)$ кПа, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_{\text{г}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_{\text{г}}} \cdot \frac{p_{\text{г}}}{\epsilon \cdot p_{\text{д}} - p_{\text{г}}}$$

$$\gamma_{\text{г}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_{\text{г}}} \cdot \frac{p_{\text{г}}}{\epsilon \cdot p_{\text{д}} - p_{\text{г}}} = 0.061$$

Для газових двигунів без наддуву $\gamma_{\text{г}} = (0,04...0,012)$, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску

$$T_{\text{д}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}}}{1 + \gamma_{\text{г}}}$$

$$T_{\text{д}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}}}{1 + \gamma_{\text{г}}} = 343.2 \text{ К}$$

Для газових двигунів без наддуву $T_{\text{д}} = (310...350)$ К, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_{\text{с}} = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_{\text{д}}}{p_{\text{int}}} \cdot \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{д}} \cdot (1 + \gamma_{\text{г}})}$$

$$\Phi_{\text{с}} = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_{\text{д}}}{p_{\text{int}}} \cdot \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{д}} \cdot (1 + \gamma_{\text{г}})} = 0.835$$

Для газових двигунів без наддуву $\Phi_{\text{с}} = (0,80...0,90)$, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 9]

$$n_1 = 1.367$$

Тиск в кінці стиску

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1}$$

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 1432.388 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів без наддуву $p_c = (1200 \dots 2000)$ кПа, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 719.0 \text{ К}$$

Для газових двигунів без наддуву $T_c = (650 \dots 760)$ К, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

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

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

Для газових двигунів без наддуву $\beta_0 = (1.03 \dots 1.04)$, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях та %:

вуглекислого газу CO_2

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} = 0.104 \text{ або у \% } R_{\text{CO}_2} \cdot 100 = 10.385$$

водяної пари H_2O

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = 0.134 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 13.383$$

кисню O_2

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = 0.026 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 2.555$$

азоту N_2

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = 0.737 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 73.677$$

Сума компонентів продуктів згоряння (перевірка)

$$R_{CO_2} + R_{H_2O} + R_{O_2} + R_{N_2}$$

$$R_{CO_2} + R_{H_2O} + R_{O_2} + R_{N_2} = 1.000$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 23,664 + 159,1 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 22,374 + 134,0 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 41,341 + 242,8 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 26,670 + 443,8 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{me} = a_{me} + b_{me} \cdot T; \quad \text{кДж/(кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{me} = R_{O_2} \cdot 23.664 + R_{N_2} \cdot 22.374 + R_{CO_2} \cdot 41.341 + R_{H_2O} \cdot 26.670 = 24.952$$

$$b_{me} = R_{O_2} \cdot 159.1 \cdot 10^{-5} + R_{N_2} \cdot 134.0 \cdot 10^{-5} + R_{CO_2} \cdot 242.8 \cdot 10^{-5} \dots = 0.002 \\ + R_{H_2O} \cdot 443.8 \cdot 10^{-5}$$

Мольна теплоємність газового палива при сталому об'ємі:

$$mCv_{\text{п}} = r_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + r_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + r_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + r_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + \dots \\ r_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + r_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + r_{N_2} \cdot mCv_{N_2};$$

для CH_4 : $mCv_{\text{CH}_4} = 26,314 + 2600 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для C_2H_6 : $mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} = 41,246 + 7964 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для C_3H_8 : $mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} = 60,043 + 11382 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для C_4H_{10} : $mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 67,0 + 11920 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для C_5H_{12} : $mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 118,060 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для CO_2 : $mCv_{\text{CO}_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для N_2 : $mCv_{\text{N}_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{\text{гп}} = a_{\text{гп}} + b_{\text{гп}} \cdot T ; \quad \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{\text{гп}} = r_{\text{CH}_4} \cdot 26.314 + r_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot 41.246 + r_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 60.043 \dots = 61.260 \\ + r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot 67.0 \dots \\ + r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot 118.060 + r_{\text{CO}_2} \cdot 20.637 + r_{\text{N}_2} \cdot 27.545$$

$$b_{\text{гп}} = \left(r_{\text{CH}_4} \cdot 2600 + r_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot 7964 + r_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 11382 \dots \right) \cdot 10^{-5} = 0.112 \\ + r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot 11920 \dots \\ + r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot 14096 + r_{\text{CO}_2} \cdot 255.4 + r_{\text{N}_2} \cdot 1386$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при сталому об'ємі:

$$mCv_{\text{см}} = (mCv_{\text{гп}} + mCv_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{ме}} \cdot \gamma_r \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)) / ((1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)) ;$$

де $mCv_{\text{пов}}$ - теплоємність повітря;

$$mCv_{\text{пов}} = a_{\text{пов}} + b_{\text{пов}} \cdot T ; \quad \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

$$a_{\text{пов}} = 22.709$$

$$b_{\text{пов}} = 129.8 \cdot 10^{-5}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{\text{см}} = a_{\text{см}} + b_{\text{см}} \cdot T ; \quad \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{\text{см}} = \frac{a_{\text{гп}} + a_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + a_{\text{ме}} \cdot \gamma_r \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)} = 24.004$$

$$b_{cm} = \frac{b_{гп} + b_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + b_{me} \cdot \gamma_r \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)} = 4.69 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при сталому об'ємі:

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{1}{2} \cdot b_{cm} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCvm_{cm} = a_{m.cm} + b_{m.cm} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a_{m.cm} = a_{cm} = 24.004$$

$$b_{m.cm} = \frac{b_{cm}}{2} = 2.345 \times 10^{-3}$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску в точці "z":

$$mCp_z = 8.314 + 19.86 + 1.68/\alpha + (427.38 + 184.36/\alpha) \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp_z = a_z + b_z \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} = 29.635$$

$$b_z = \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} = 5.877 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "z":

$$mCpm_z = a_z + \frac{1}{2} \cdot b_z \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCpm_z = a_{m.z} + b_{m.z} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a_{m.z} = a_z = 29.635$$

$$b_{m.z} = \frac{b_z}{2} = 2.938 \times 10^{-3}$$

Максимальна температура циклу визначається на основі рівняння:

$$(\xi_z \cdot Q_{н.р} \cdot 22.4) / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) = \beta_z \cdot mCpm_z \cdot T_z - (mCvm_{cm} + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c$$

Після перетворення та підстановок одержимо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b_{m.z} \cdot \beta = 0.003$$

$$B = a_{m.z} \cdot \beta = 30.692$$

$$C = \frac{\xi_Z \cdot Q_{H.F} \cdot 22.4}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + (a_{m.cm} + b_{m.cm} \cdot T_c + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = 95010.7$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A} = 2483.9 \text{ K}$$

Для газових двигунів без наддуву $T_Z = (2200 \dots 2700) \text{ K}$, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_Z}{T_c}$$

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_Z}{T_c} = 5124.733 \text{ кПа}$$

Для газових автомобільних двигунів $p_{\max} = (4500 \dots 6500) \text{ кПа}$, [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda' = \frac{p_{\max}}{p_c}$$

$$\lambda' = \frac{p_{\max}}{p_c} = 3.578$$

Похибка складає у %:

$$\Delta \lambda = \frac{|\lambda' - \lambda|}{0.5 \cdot (\lambda' + \lambda)} \cdot 100 = 0.62$$

Згідно джерела [1, ст. 9] похибка має складати $\Delta \lambda < 10\%$

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda' \cdot T_c}$$

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda' \cdot T_c} = 1$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

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

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 7.5$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 10]

$$n_2 = 1.225$$

Тиск в кінці розширення

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}$$

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = 434.231 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів без наддуву $p_b = (400 \dots 600) \text{ кПа}$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_b = 1578.5 \text{ К}$$

Для газових двигунів без наддуву $T_b = (1300 \dots 1700) \text{ К}$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня температура випускних газів

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{T_b}{k'} \cdot \left[1 + (k'' - 1) \cdot \frac{p_r}{p_b} \right]$$

де $k' = 1.4$ - емпіричні коефіцієнти;

$$k'' = 1.35$$

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{T_b}{k'} \cdot \left[1 + (k'' - 1) \cdot \frac{p_r}{p_b} \right] = 1232.0 \text{ K}$$

Температура залишкових газів

$$T_{\text{г.п}} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}$$

$$T_{\text{г.п}} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = 1013.7 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{\text{г.п}}|}{T_r} \cdot 100 = 1.368$$

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

$$p_{\text{mi}'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$p_{\text{mi}'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 971$$

Дійсний середній індикаторний тиск

$$p_{\text{mi}} = \xi \cdot p_{\text{mi}'}$$

$$p_{\text{mi}} = \xi \cdot p_{\text{mi}'} = 932.531 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів без наддуву $p_{\text{mi}} = (750 \dots 1050) \text{ кПа}$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot T_{\text{см}} \cdot p_{\text{mi}}}{\Phi_c \cdot Q_{\text{н.г}} \cdot p_d \cdot 22.4} \cdot 4.186$$

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.G} \cdot p_d \cdot 22.4} \cdot 4.186 = 0.434$$

Для газових двигунів без наддуву $\eta_i = (0,28...0,43)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.G}}$$

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.G}} = 0.087 \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$$

Для газових двигунів без наддуву $g_i = (0,07...0,12) \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$, [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня

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

де $S_{пр} = 0.062 \text{ м}$ - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30} = 7.853 \text{ м / с}$$

Середній тиск механічних втрат

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср})$$

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = 180.669 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск

$$p_{me} = p_{mi} - p_M$$

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 751.862 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів без наддуву $p_{me} = (500...810) \text{ кПа}$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

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

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = 0.806$$

Для газових двигунів без наддуву $\eta_M = (0,75...0,85)$, згідно [1, ст. 10].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.35$$

Для газових двигунів без наддуву $\eta_e = (0,23...0,35)$, згідно [1, ст. 10].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата газового палива

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.G}}$$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.G}} = 0.108 \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$$

Для газових двигунів без наддуву $b_e = (0,102...0,150) \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата газового палива

$$B_e = b_e \cdot P_e$$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.646 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 1000}{P_{me} \cdot n}$$

де $Z = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 1000}{P_{me} \cdot n} = 0.252 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндру

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

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = 0.252 \quad \text{л}$$

Розрахунковий діаметр циліндру

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

де $d_{пр} = 0.072$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} = 0.861 \quad \text{- відношення ходу поршня до діаметру циліндру;}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 71.959 \quad \text{мм}$$

Розрахунковий хід поршня

$$S_p = m \cdot d_p$$

$$S_p = m \cdot d_p = 61.965 \quad \text{мм}$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 72 \quad \text{мм}$$

Хід поршня

$$S = 62 \quad \text{мм}$$

Літраж двигуна

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}$$

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = 0.252 \quad \text{л}$$

Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000}$$

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = 6.01 \quad \text{кВт}$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = 6.005 \quad \text{кВт - середнє значення потужності;}$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100 = 0.169 \quad \%, \text{ що не перевищує допустимих } 5\%$$

2.2 Розрахунок теплового балансу

2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_b + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{н.в}$$

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

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

2.2.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.г}}{3.6}$$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.г}}{3.6} = 17147.324 \quad \text{Дж / с}$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.2.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 6000 \quad \text{Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 34.991 \quad \%$$

перевірка:

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e$$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 6000 \quad \text{Дж / с}$$

$$\text{Вираховуємо похибку} \quad \Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = 0 \quad \%$$

2.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.14$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

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

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

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi} = 3257.992 \quad \text{Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра
Середній тиск тертя поршня

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

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 108.402 \text{ кПа}$$

Робочий об'єм циліндру

$$V_{\text{с'}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S$$

$$V_{\text{с'}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = 0.00025 \text{ м}^3$$

Потужність тертя поршня

$$P_{\text{п}} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{\text{с'}} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z}$$

$$P_{\text{п}} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{\text{с'}} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = 0.867 \text{ кВт}$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

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

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\text{п}} = 866.532 \text{ Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}}$$

$$Q'_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}} = 4124.524 \text{ Дж / с}$$

Витрата охолоджуючої рідини

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_{\text{в}} = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = 0.0001 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta p_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н}}}$$

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta p_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н}}} = 0.013 \text{ кВт}$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}}$$

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}} = 12.862 \text{ Дж/с}$$

Відповідно теплота віддана в систему охолодження:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}}$$

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 4137.386 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100$$

$$q_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = 24.128 \%$$

Температура залишкових газів

$$t_{\text{r}} = T_{\text{r}} - 273$$

$$t_{\text{r}} = T_{\text{r}} - 273 = 727 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура на початку стиску

$$t_{\text{d}} = T_{\text{d}} - 273$$

$$t_d = 70.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r$$

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 34.383 \text{ кДж / (кг K)}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d$$

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.13 \text{ кДж / (кг K)}$$

2.2.5 Теплота, що виноситься випускними газами

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d) = 5965.098 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 34.787 \text{ \%}$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i$$

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = 0.084$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

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

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II} = 1441.775 \text{ Дж / с}$$

Перша складова теплоти, відведеної в систему мащення

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

$$Q_{M1} = Q_W + Q_{MD} - Q_B = 562.38 \text{ Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{MM} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{MM} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = 0.00007 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = 0.037 \text{ кВт}$$

Друга складова теплоти, відведеної в систему мащення

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 37.301 \text{ Дж / с}$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна буде

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 599.682 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 3.497\%$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_G + Q_M)$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_G + Q_M) = 445.159 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 2.596\%$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж/с,	у %,	межі для ГД без Н
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 17147.3$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 6000.0$	$q_e = 35$	23...38%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_G = 5965.1$	$q_G = 34.8$	30...55%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 4137.4$	$q_B = 24.1$	12...27%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 599.7$	$q_M = 3.5$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 445.2$	$q_{HB} = 2.6$	до 3%

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

Перевірка головного рівняння теплового балансу:

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 100$$

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

2.3.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

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

Об'єм камери згоряння

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1}$$

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1} = 3.884 \times 10^{-5} \text{ м}^3$$

Повний об'єм циліндру

$$V_{a'} = V_{s'} + V_{c'}$$

$$V_{a'} = 0.00029 \text{ м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho$$

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 3.884 \times 10^{-5} \text{ м}^3$$

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

$\lambda_{кр} = 0.255$ - кривошипно-шатунне відношення;

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

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

$$p(\phi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00004$	$p(0) = 91.17$	$V(180) = 0.00029$	$p(180) = 91.17$
$V(10) = 0.00004$	$p(10) = 91.17$	$V(190) = 0.00029$	$p(190) = 91.786$
$V(20) = 0.00005$	$p(20) = 91.17$	$V(200) = 0.00029$	$p(200) = 93.68$
$V(30) = 0.00006$	$p(30) = 91.17$	$V(210) = 0.00028$	$p(210) = 96.988$
$V(40) = 0.00008$	$p(40) = 91.17$	$V(220) = 0.00027$	$p(220) = 101.958$
$V(50) = 0.00009$	$p(50) = 91.17$	$V(230) = 0.00026$	$p(230) = 108.98$
$V(60) = 0.00011$	$p(60) = 91.17$	$V(240) = 0.00024$	$p(240) = 118.638$
$V(70) = 0.00014$	$p(70) = 91.17$	$V(250) = 0.00022$	$p(250) = 131.803$
$V(80) = 0.00016$	$p(80) = 91.17$	$V(260) = 0.0002$	$p(260) = 149.773$
$V(90) = 0.00018$	$p(90) = 91.17$	$V(270) = 0.00018$	$p(270) = 174.51$
$V(100) = 0.0002$	$p(100) = 91.17$	$V(280) = 0.00016$	$p(280) = 209.023$
$V(110) = 0.00022$	$p(110) = 91.17$	$V(290) = 0.00014$	$p(290) = 257.979$
$V(120) = 0.00024$	$p(120) = 91.17$	$V(300) = 0.00011$	$p(300) = 328.611$
$V(130) = 0.00026$	$p(130) = 91.17$	$V(310) = 0.00009$	$p(310) = 431.815$

V(140) = 0.00027	p(140) = 91.17	V(320) = 0.00008	p(320) = 582.402
V(150) = 0.00028	p(150) = 91.17	V(330) = 0.00006	p(330) = 794.513
V(160) = 0.00029	p(160) = 91.17	V(340) = 0.00005	p(340) = 1062.224
V(170) = 0.00029	p(170) = 91.17	V(350) = 0.00004	p(350) = 1319.536
V(360) = 0.00004	p(360) = 1432.388	V(540) = 0.00029	p(540) = 434.231
V(370) = 0.00004	p(370) = 4761.392	V(550) = 0.00029	p(550) = 115
V(380) = 0.00005	p(380) = 3920.257	V(560) = 0.00029	p(560) = 115
V(390) = 0.00006	p(390) = 3022.039	V(570) = 0.00028	p(570) = 115
V(400) = 0.00008	p(400) = 2287.875	V(580) = 0.00027	p(580) = 115
V(410) = 0.00009	p(410) = 1749.859	V(590) = 0.00026	p(590) = 115
V(420) = 0.00011	p(420) = 1369.966	V(600) = 0.00024	p(600) = 115
V(430) = 0.00014	p(430) = 1102.882	V(610) = 0.00022	p(610) = 115
V(440) = 0.00016	p(440) = 913.34	V(620) = 0.0002	p(620) = 115
V(450) = 0.00018	p(450) = 776.961	V(630) = 0.00018	p(630) = 115
V(460) = 0.0002	p(460) = 677.499	V(640) = 0.00016	p(640) = 115
V(470) = 0.00022	p(470) = 604.181	V(650) = 0.00014	p(650) = 115
V(480) = 0.00024	p(480) = 549.81	V(660) = 0.00011	p(660) = 115
V(490) = 0.00026	p(490) = 509.524	V(670) = 0.00009	p(670) = 115
V(500) = 0.00027	p(500) = 480.004	V(680) = 0.00008	p(680) = 115
V(510) = 0.00028	p(510) = 458.982	V(690) = 0.00006	p(690) = 115
V(520) = 0.00029	p(520) = 444.928	V(700) = 0.00005	p(700) = 115
V(530) = 0.00029	p(530) = 436.861	V(710) = 0.00004	p(710) = 115

Індикаторна робота робочого циклу

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

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 237.122 \quad \text{Дж / цикл}$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_{s'} \cdot 1000}$$

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_{s'} \cdot 1000} = 939.345 \quad \text{кПа}$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi$$

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 901.771 \quad \text{кПа}$$

Середнє значення індикаторного тиску

$$p_{mi.ср} = \frac{p_{mi} + p_{mi.д}}{2}$$

$$p_{mi.ср} = \frac{p_{mi} + p_{mi.д}}{2} = 917.151 \quad \text{кПа}$$

Похибка середнього індикаторного тиску

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.д}}{p_{mi.ср}} \right| \cdot 100$$

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.д}}{p_{mi.ср}} \right| \cdot 100 = 3.354 \quad \%$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 20^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).
Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

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

$f = c' - \Delta\phi_1 = 10^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $Df_1 = 0^\circ$ п.к.в;

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

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

$r' = 16^\circ$ до ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 18^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 134^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

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

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

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

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

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

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

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

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.075$	$l(c') = 9.4 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.019$	$l(f) = 2.4 \text{ мм}$
точка Df_2	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.647$	$l(b'') = 205.9 \text{ мм}$
точка r'	$x(r') = 0.048$	$l(r') = 6.1 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.061$	$l(r'') = 7.6 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.761$	$l(d') = 220.1 \text{ мм}$

Інші параметри точок на діаграмі

Ордината точки r

$$\frac{p_r}{m_p} = 2 \quad \text{мм}$$

Тиск газів у ВМТ

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

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

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 1718.866 \quad \text{кПа}$$

Ордината точки c''

$$\frac{p''_c}{m_p} = 34.4 \quad \text{мм}$$

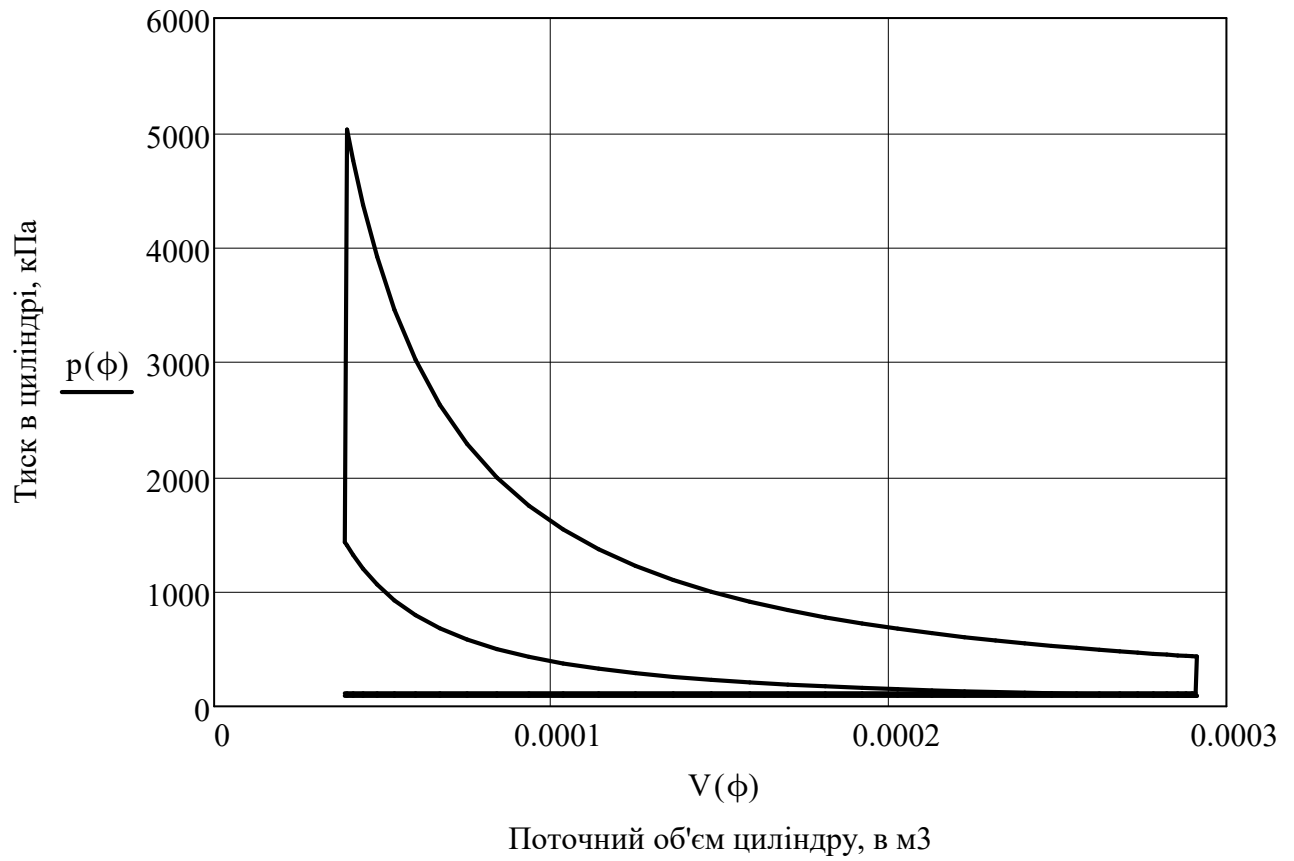
Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = p_{\max} = 5124.733 \quad \text{кПа}$$

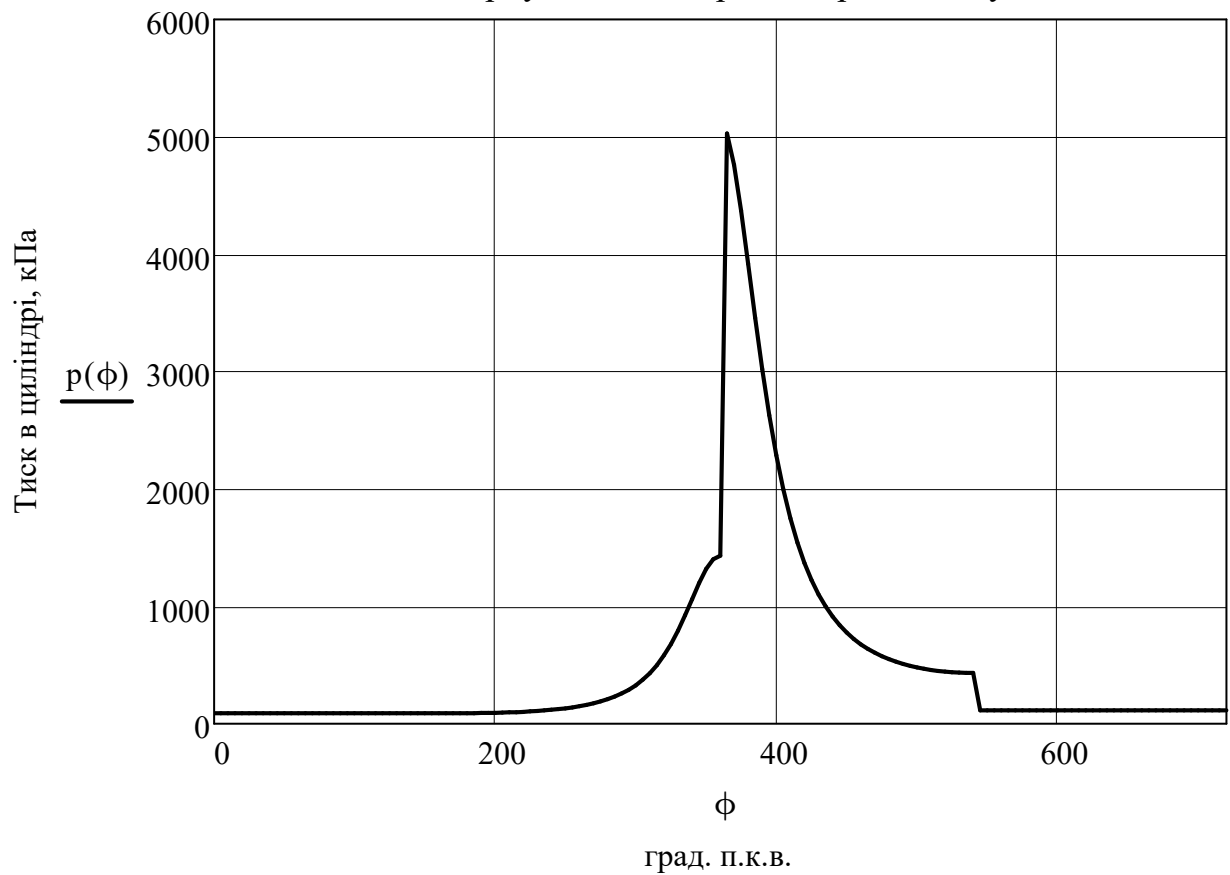
Ордината точки z_d

$$\frac{p_{zd}}{m_p} = 102.5 \quad \text{мм}$$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



2.4 Динамічний розрахунок двигуна

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

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

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

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

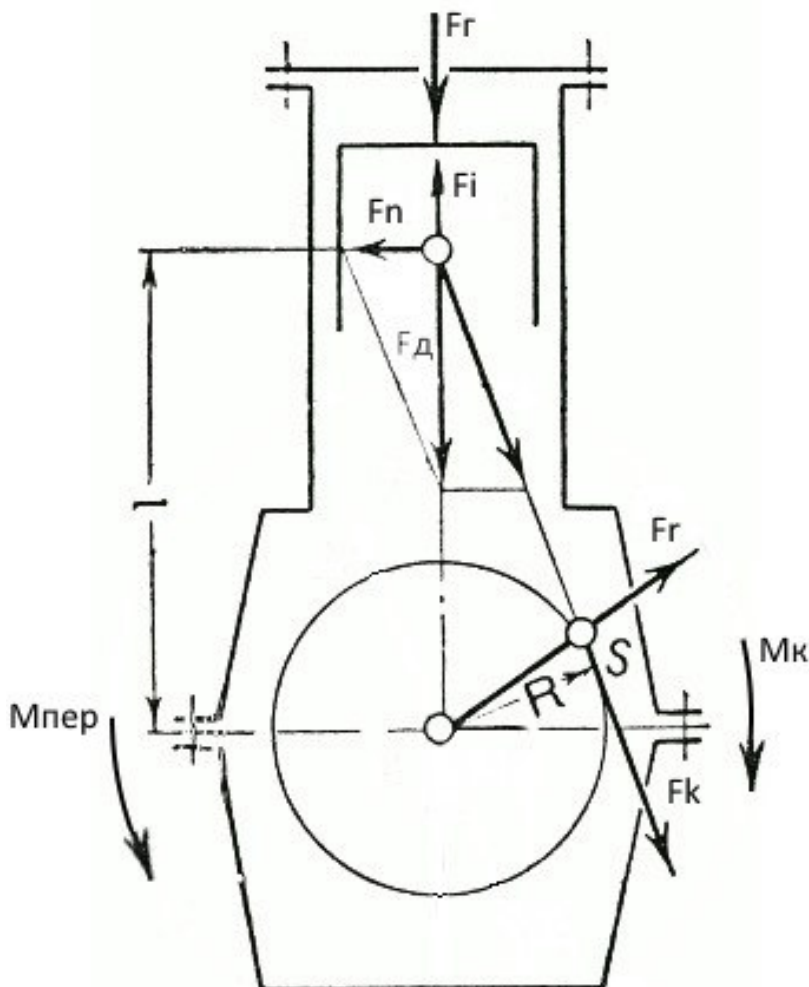


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 0.35$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 0.65$ кг - маса шагуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально:

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

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 0.567 \text{ кг}$$

Радіус кривошипу

$$r = \frac{S}{2}$$

$$r = \frac{S}{2 \cdot 1000} = 0.031 \text{ м}$$

Довжина шагуна

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

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = 0.122$$

Площа поршня

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

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = 4.072 \times 10^{-3} \text{ м}^2$$

Кутова швидкість

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

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 397.935 \text{ рад / с}$$

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шагуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутий момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\phi) = -M_k(\phi)$$

Перекидний момент двигуна

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

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

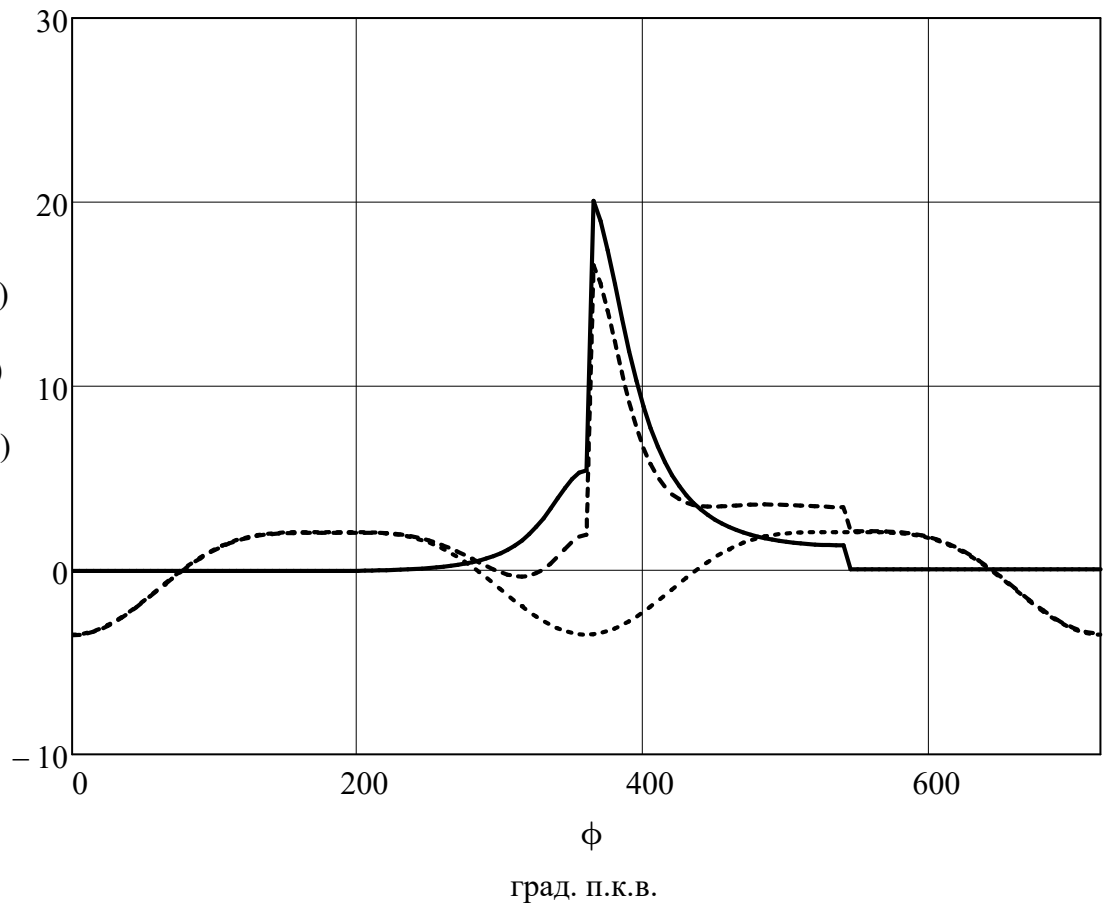
$F_r(0) = -0.041$	$F_i(0) = -3.491$	$F_d(0) = -3.532$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.041$	$F_i(30) = -2.764$	$F_d(30) = -2.805$	$M_k(30) = -0.053$
$F_r(60) = -0.041$	$F_i(60) = -1.036$	$F_d(60) = -1.077$	$M_k(60) = -0.033$
$F_r(90) = -0.041$	$F_i(90) = 0.709$	$F_d(90) = 0.668$	$M_k(90) = 0.021$
$F_r(120) = -0.041$	$F_i(120) = 1.746$	$F_d(120) = 1.704$	$M_k(120) = 0.04$
$F_r(150) = -0.041$	$F_i(150) = 2.054$	$F_d(150) = 2.013$	$M_k(150) = 0.024$
$F_r(180) = -0.041$	$F_i(180) = 2.072$	$F_d(180) = 2.031$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = -0.018$	$F_i(210) = 2.054$	$F_d(210) = 2.037$	$M_k(210) = -0.025$
$F_r(240) = 0.071$	$F_i(240) = 1.746$	$F_d(240) = 1.816$	$M_k(240) = -0.042$
$F_r(270) = 0.298$	$F_i(270) = 0.709$	$F_d(270) = 1.007$	$M_k(270) = -0.031$
$F_r(300) = 0.925$	$F_i(300) = -1.036$	$F_d(300) = -0.111$	$M_k(300) = 0.003$
$F_r(330) = 2.822$	$F_i(330) = -2.764$	$F_d(330) = 0.059$	$M_k(330) = -0.001$
$F_r(360) = 5.420$	$F_i(360) = -3.491$	$F_d(360) = 1.928$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 11.892$	$F_i(390) = -2.764$	$F_d(390) = 9.128$	$M_k(390) = 0.173$
$F_r(420) = 5.165$	$F_i(420) = -1.036$	$F_d(420) = 4.129$	$M_k(420) = 0.125$
$F_r(450) = 2.751$	$F_i(450) = 0.709$	$F_d(450) = 3.46$	$M_k(450) = 0.107$
$F_r(480) = 1.826$	$F_i(480) = 1.746$	$F_d(480) = 3.572$	$M_k(480) = 0.083$
$F_r(510) = 1.456$	$F_i(510) = 2.054$	$F_d(510) = 3.511$	$M_k(510) = 0.042$
$F_r(540) = 1.356$	$F_i(540) = 2.072$	$F_d(540) = 3.428$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.056$	$F_i(570) = 2.054$	$F_d(570) = 2.110$	$M_k(570) = -0.025$
$F_r(600) = 0.056$	$F_i(600) = 1.746$	$F_d(600) = 1.801$	$M_k(600) = -0.042$
$F_r(630) = 0.056$	$F_i(630) = 0.709$	$F_d(630) = 0.765$	$M_k(630) = -0.024$
$F_r(660) = 0.056$	$F_i(660) = -1.036$	$F_d(660) = -0.980$	$M_k(660) = 0.030$
$F_r(690) = 0.056$	$F_i(690) = -2.764$	$F_d(690) = -2.708$	$M_k(690) = 0.051$
$F_r(720) = 0.056$	$F_i(720) = -3.491$	$F_d(720) = -3.435$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -3.532$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -0.361$	$F_r(30) = -2.249$	$F_k(30) = -1.715$	$M_{пер}(30) = 0.053$
$F_n(60) = -0.244$	$F_r(60) = -0.327$	$F_k(60) = -1.055$	$M_{пер}(60) = 0.033$
$F_n(90) = 0.176$	$F_r(90) = -0.176$	$F_k(90) = 0.668$	$M_{пер}(90) = -0.021$
$F_n(120) = 0.386$	$F_r(120) = -1.186$	$F_k(120) = 1.283$	$M_{пер}(120) = -0.040$
$F_n(150) = 0.259$	$F_r(150) = -1.873$	$F_k(150) = 0.782$	$M_{пер}(150) = -0.024$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -2.031$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.262$	$F_r(210) = -1.895$	$F_k(210) = -0.792$	$M_{пер}(210) = 0.025$
$F_n(240) = -0.411$	$F_r(240) = -1.264$	$F_k(240) = -1.367$	$M_{пер}(240) = 0.042$
$F_n(270) = -0.266$	$F_r(270) = -0.266$	$F_k(270) = -1.007$	$M_{пер}(270) = 0.031$
$F_n(300) = 0.025$	$F_r(300) = -0.034$	$F_k(300) = 0.108$	$M_{пер}(300) = -0.003$
$F_n(330) = -0.008$	$F_r(330) = 0.047$	$F_k(330) = -0.036$	$M_{пер}(330) = 0.001$
$F_n(360) = 0.000$	$F_r(360) = 1.928$	$F_k(360) = 0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 1.173$	$F_r(390) = 7.318$	$F_k(390) = 5.58$	$M_{пер}(390) = -0.173$
$F_n(420) = 0.935$	$F_r(420) = 1.255$	$F_k(420) = 4.043$	$M_{пер}(420) = -0.125$
$F_n(450) = 0.913$	$F_r(450) = -0.913$	$F_k(450) = 3.46$	$M_{пер}(450) = -0.107$
$F_n(480) = 0.809$	$F_r(480) = -2.486$	$F_k(480) = 2.689$	$M_{пер}(480) = -0.083$
$F_n(510) = 0.451$	$F_r(510) = -3.266$	$F_k(510) = 1.365$	$M_{пер}(510) = -0.042$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -3.428$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.271$	$F_r(570) = -1.963$	$F_k(570) = -0.82$	$M_{пер}(570) = 0.025$
$F_n(600) = -0.408$	$F_r(600) = -1.254$	$F_k(600) = -1.356$	$M_{пер}(600) = 0.042$
$F_n(630) = -0.202$	$F_r(630) = -0.202$	$F_k(630) = -0.765$	$M_{пер}(630) = 0.024$
$F_n(660) = 0.222$	$F_r(660) = -0.298$	$F_k(660) = 0.960$	$M_{пер}(660) = -0.03$
$F_n(690) = 0.348$	$F_r(690) = -2.171$	$F_k(690) = 1.655$	$M_{пер}(690) = -0.051$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -3.435$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

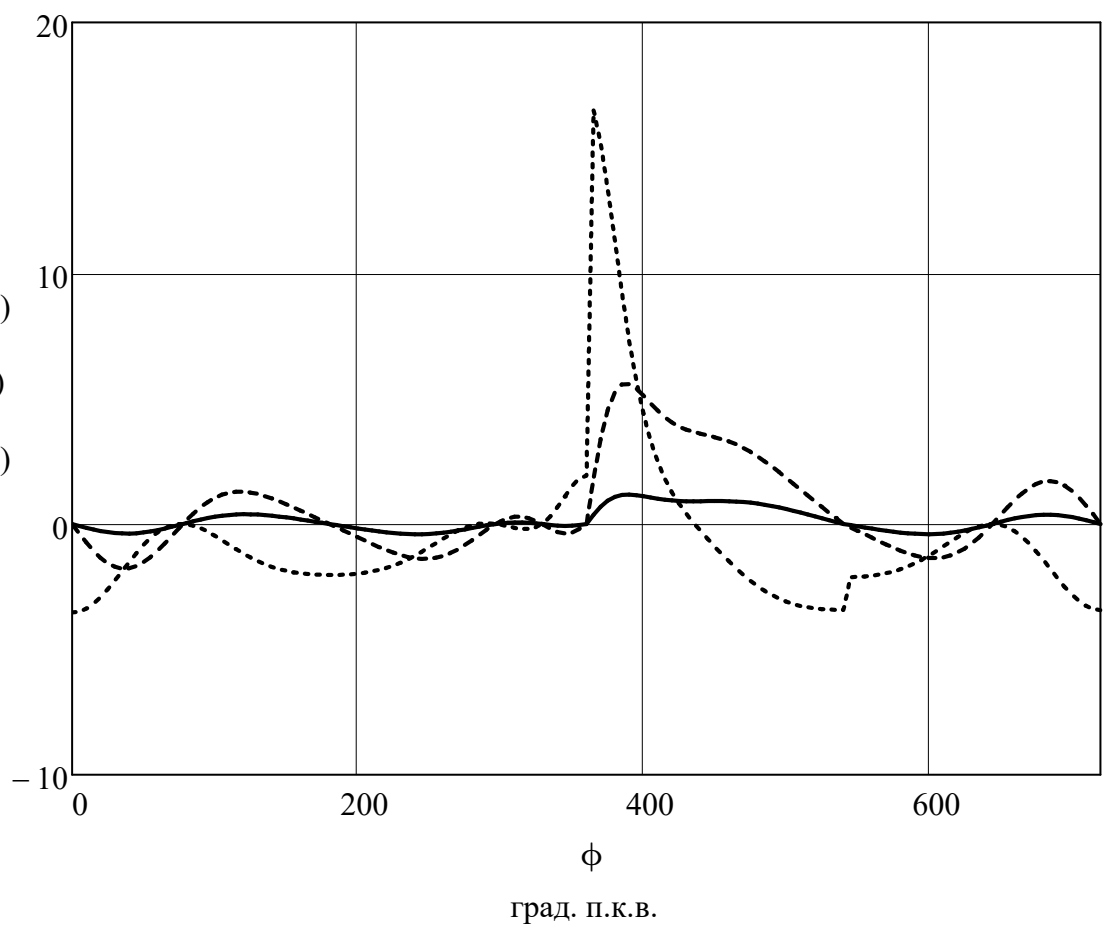
Сили газів, інерції та дійсна

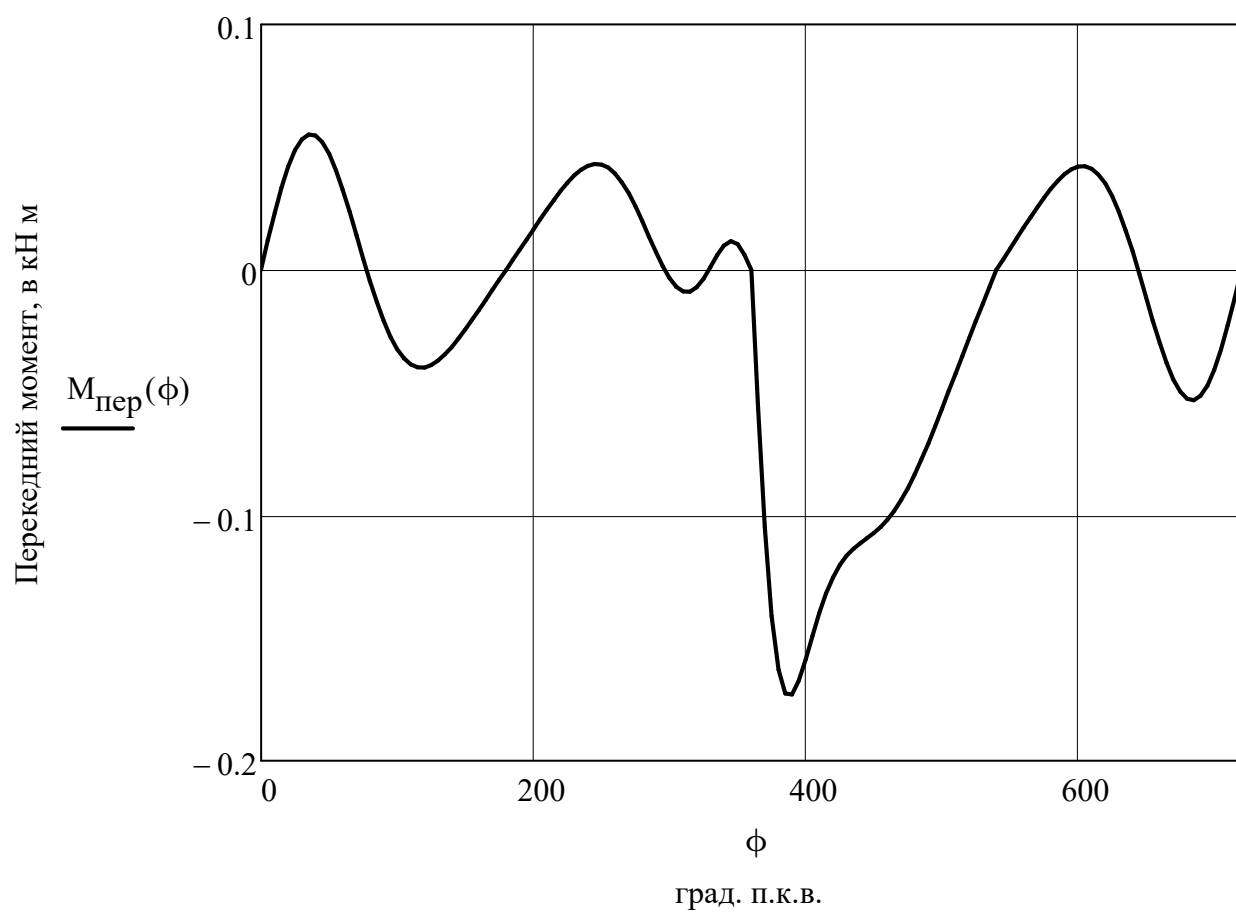
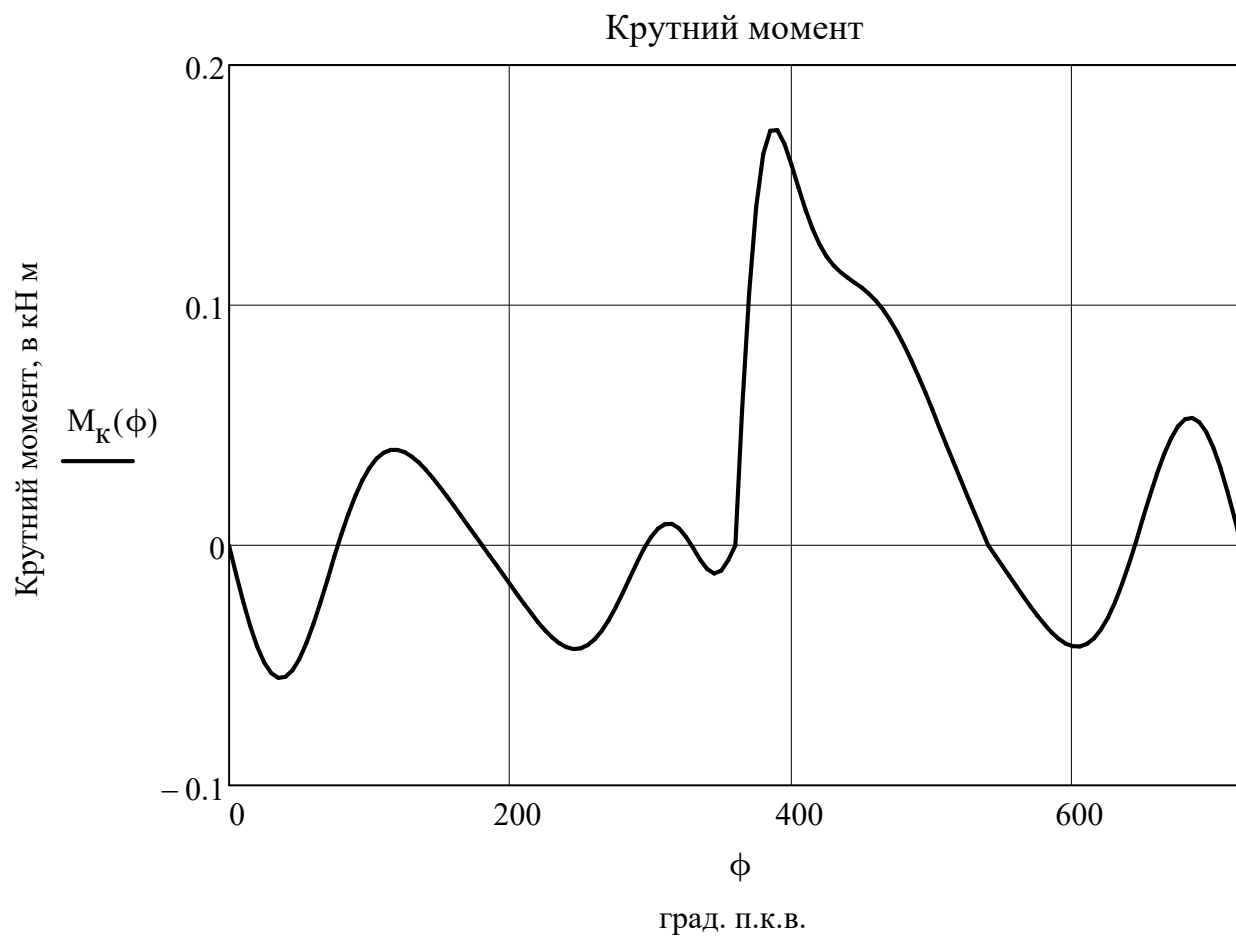
$F_r(\phi)$
 $F_i(\phi)$
 $F_d(\phi)$



Сили нормальна, радіальна та дотична

$F_n(\phi)$
 $F_r(\phi)$
 $F_k(\phi)$





2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	4	6,01	50,3
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	500	751,8	50,4
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,387	0,392	1,3
4	Механічний ККД	η_m	-	0,8	0,806	0,8
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	кДж	11340	11502	1,4
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	72	72	0,0
7	Хід поршня	S	мм	62	62	0,0

Ефективна потужність проектного двигуна була збільшена згідно із завданням на 2 кВт. Розрахунок робочого циклу показав, що реальний приріст потужності склав 2,01 кВт, що у відсотках складає 50,3%. Таке суттєве зростання потужності за умови, що геометричні параметри циліндру та частоти обертання колінчастого валу не змінюються, можливо лише за суттєвого підвищення середнього ефективного тиску в циліндрі. Для досягнення такого значного зростання зазвичай використовують наддув, збільшують кількість циліндрів двигуна, або суттєво збільшують циклову порцію палива. В даному проекті було обрано четвертий шлях вирішення даної проблеми, це застосування вискоенергетичного газового палива – пропан-бутана.

Таке суттєве зростання потужності без зміни геометричних розмірів циліндру на 50% підвищило теплову та механічну напруженість деталей ЦПГ двигуна, але з іншої сторони, за умови застосування вищезгаданого газового палива, не має необхідності внесення кардинальних змін в конструкцію двигуна.

Перехід з рідкого палива на газове відбулося без значного впливу на механічну ефективність двигуна. Так згідно даних наведених в таблиці 2.1 зростання механічного ККД в нашому випадку склало лише 0,8%.

Значне зростання потужності призвело до зростання витрати палива та зниження ефективного ККД двигуна на 1,3%. Величина отриманого ефекту головним чином прив'язана до застосованого палива.

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА

3.1 Особливості будови, роботи та експлуатації поршнів.

Найбільш напруженим елементом поршневої групи є поршень, що сприймає високі газові, інерційні та теплові навантаження. Його основними функціями є ущільнення циліндрового простору і передача газових сил тиску з найменшими втратами кривошипно-шатунного механізму.



Рис. 3.1 – Поршень двигуна 1C7,2/6,2.

Наприклад поршні автотракторних двигунів виготовляються в основному з алюмінієвих сплавів і рідше з чавуну. В якості алюмінієвих сплавів використовувалися евтектичні сплави алюмінію з кремнієм, вміст якого в сплаві не перевищувало 12-13%.

В даний час нові двигуни мають поршні, виготовлені з заевтектичних сплавів алюмінію з кремнієм, зміст якого досягає 18 і більше відсотків. Для поліпшення фізико-механічних властивостей заевтектичних сплавів застосовується їх легування нікелем, магнієм, міддю, хромом і спеціальні технології лиття або гарячого штампування.

Чавунні поршні в порівнянні з алюмінієвими мають більш високими показниками твердості, зносостійкості і жароміцності, а також однаковим коефіцієнтом лінійного розширення з матеріалом гільзи циліндра. Однак більша щільність чавунного поршня не дозволяє його використовувати для високооборотних двигунів. В даний час всі серійно випускаються двигуни легкових автомобілів мають поршні з алюмінієвих сплавів.

Подальше вдосконалення поршнів передбачає широке використання для їх виготовлення композиційних матеріалів. Основу цих матеріалів складають легкі і не дуже міцні матеріали (наприклад, алюміній), які "насихуються" високоміцними полімерними, керамічними або металевими волокнами. Ці волокна не тільки жорстко зв'язують молекули основного матеріалу, але і сприймають значне навантаження як механічну, так і теплову. Перспективним є армування елементів поршня керамічними волокнами з оксиду алюмінію Al_2O_3 і діоксиду кремнію SiO_2 , що сприяє високій термічній стабільності поршня.

При роботі двигуна температура потоку палаючої паливо-повітряної суміші, що омиває днище поршня, сильно змінюється від мінімальної при пуску і прогріві двигуна до максимальної на режимах найбільших навантажень. При цьому максимальну температуру має днище поршня, а мінімальну - спідниця. Розподіл середньої температури при працюючому двигуні по висоті поршня показано на (Рис. 3.2,а). З урахуванням такого розподілу температури профіль поршня по висоті виконується однієї з наступних форм: ступінчастою (Рис. 3.2, б), конічної або лекальної.

Значна частина теплового потоку від днища і вогневого паса поршня швидко йде в стінку циліндра через поршневі кільця і тільки частина теплоти передається в бобишки, а потім і в спідницю поршня. При цьому відведення теплоти від бобишек значно менше, ніж від стінок спідниці, які контактують зі стінками циліндра. У результаті по осі бобишек поршень розширюється значно більше і стає овальним (Рис. 2, в). Оптимальна форма поршня для знову проектуваного двигуна підбирається в результаті копітких і тривалих експериментів

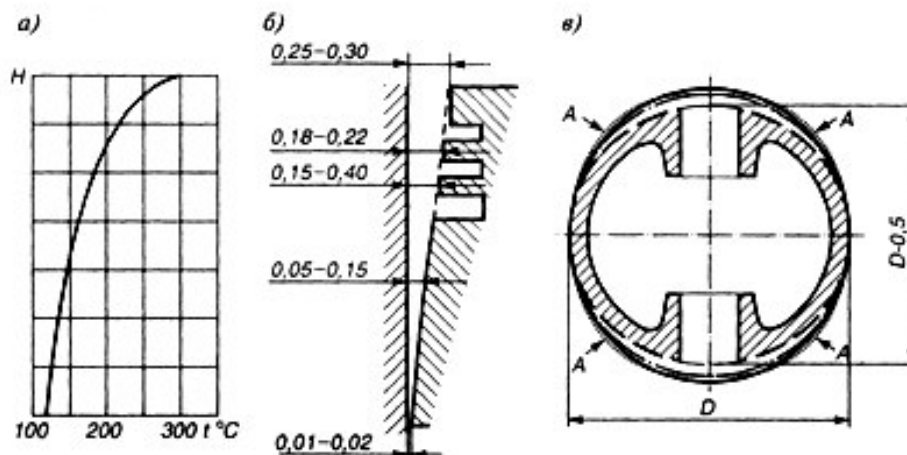


Рис. 3.2 – Зміна температури по висоті поршня і зазорів між поршнем і дзеркалом циліндра в різних перетинах:

а - зміна температури по висоті поршня; б - зміна зазорів між поршнем і дзеркалом циліндра; в - зміна площі поперечного перерізу поршня; - - - - - колові циліндра; - - - - - профіль холодного поршня; . - . - . - робочий режим; - перегрів; А - місця заклинювання спідниці поршня в циліндрі при перегріві.

Найбільш загальними конструктивними і технологічними напрямками при розробці поршнів сучасних двигунів є:

- зменшення відстані від днища поршня до осі бобишек з метою зниження висоти і маси двигуна;
- зменшення висоти спідниці поршня і зниження ваги за рахунок вирізів в найменш навантажених місцях (Х-подібні поршні);
- нанесення на днище і верхню канавку поршня зносо- і термостійкого покриття, перетворюючого поверхневий шар алюмінію в кераміку Al_2O_3 ;
- зниження теплового розширення поршня за рахунок заливки в його тіло сталевих терморегулювальних вставок;
- покриття спідниці поршня тонким (0,003-0,005 мм) шаром олова, свинцю або олов'яно-свинцевого сплаву з метою швидкої підробітки, а також зменшення тертя і зниження зносу;
- зменшення зовнішнього і внутрішнього діаметрів пальців;
- перехід на плаваючі пальці малої довжини з фіксацією шатуна від осьових переміщень в бобишках поршня;
- зниження висоти кілець;

- застосування спеціальних конструктивних і технологічних елементів, що поліпшують мастило і зменшують знос пари: поршень - циліндр.

3.2 Розробка конструкції поршня газового двигуна.

3.2.1 Особливості температурного стану поршнів при роботі на газу.

Робота двигуна на газовому паливі, як і на будь якому іншому паливі, характеризується температурними напругами в стінках охолоджуваних деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) і температурами в певних характерних точках. Температурні напруги залежать від перепадів температур в стінках. Тобто температурні напруги пропорційні товщині стінки і питомому тепловому потоку.

Температури в певних характерних точках деталей ЦПГ поряд з температурними напругами служать в якості безпосередніх показників теплонапруженості.

Температура поршня над канавкою першого кільця ущільнювача. Від цієї температури, а також від сортів палива і масла залежить стан масляної плівки і рухливість поршневих кілець в канавках поршня. Для мінеральних циліндрових масел температура, при якій починається інтенсивне лакоутворення, становить 230-250°C. Якщо зазначений поріг температури порушити, то виникає напівсухе або сухе тертя, відбувається задір втулки або прихоплення поршня. Тому температура поршня над канавкою першого кільця не повинна перевищувати 150-180 ° С.

Температура внутрішньої поверхні втулки циліндра на рівні першого кільця ущільнювача при положенні поршня у ВМТ з аналогічних міркувань не повинна перевищувати 190°C.

Максимальна температура днища поршня з боку газів з метою забезпечення достатньої міцності і довговічності поршня не повинна перевищувати 430-500 °С. Максимальна температура днища поршня з боку масла при масляному охолодженні в цілях запобігання лакоутворення не повинна перевищувати 200°C.

При температурі більше 230-250°C на охолоджуваних поверхнях утворюються відкладення, внаслідок чого погіршується теплопередача, перегріваються стінки поршня, знижується міцність металу - можуть виникнути тріщини в поршні.

3.2.2 Розрахунок поршня

Початкові дані для розрахунку поршня

$D = 72$ мм - діаметр циліндра двигуна;

$S = 62$ мм - хід поршня;

$p_{зд} = 4.355$ МПа - максимальний тиск згорання, при $n_N = 3800$ об/хв

$F_{\Pi} = 40.715$ см² - площа поршня;

$N_{\max} = 0.00117$ МН - найбільша нормальна сила, при $\varphi = 380^\circ$

$m_{\Pi} = 0.35$ кг - маса поршневої групи;

$n_{х.х.маx} = 4000$ хв⁻¹ - частота обертання;

$\lambda = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

$t = 5.2$ мм - радіальна товщина кільця;

$\Delta t = 0.8$ мм - радіальний зазор кільця в канавці поршня;

$s = 12$ мм - товщина стінки головки поршня;

$h_{\Pi} = 6$ мм - товщина верхньої кільцевої перемички;

$n'_M = 8$ мм - число масляних каналів в поршні;

$d_M = 1.5$ мм - діаметр масляних каналів в поршні;

$\alpha_{\Pi} = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення алюмінію;

$\alpha_{\Pi} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення чугуна;

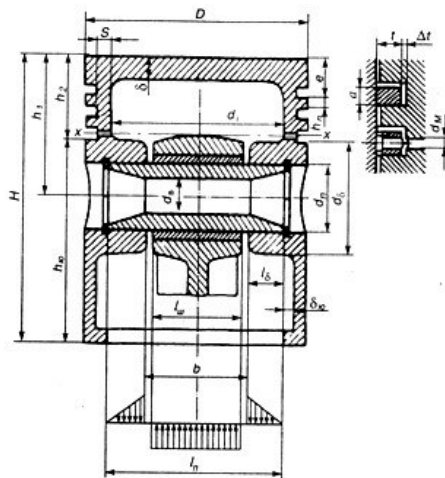


Рисунок 3.3 - Розрахункова схема поршня

Геометричні розміри поршневої групи

товщина днища поршня, в мм

$$\delta = (0.12 \dots 0.20) \cdot D;$$

$$\delta = 0.16 \cdot D = 11.52$$

висота поршня, в мм

$$H = (1.00 \dots 1.50) \cdot D;$$

$$H = 1.0 \cdot D = 72$$

висота жарового пояса, в мм

$$e = (0.11 \dots 0.20) \cdot D;$$

$$e = 0.16 \cdot D = 11.52$$

товщина першої кільцевої перетинки, в мм

$$h_{\Pi 1} = (0.04 \dots 0.06) \cdot D;$$

$$h_{\Pi 1} = 0.05 \cdot D = 3.6$$

висота верхньої частини поршня, в мм

$$h_1 = (0.60 \dots 1.00) \cdot D;$$

$$h_1 = 0.80 \cdot D = 57.6$$

висота юбки поршня, в мм

$$h_{\text{ю}} = (0.60 \dots 0.70) \cdot D;$$

$$h_{\text{ю}} = 0.65 \cdot D = 46.8$$

внутрішній діаметр поршня, в мм

$$d_1 = D - 2 \cdot (s + t) + \Delta t = 38.4$$

товщина стінки головки поршня, мм

$$S_{\Pi} = (0.05 \dots 0.10) \cdot D;$$

$$S_{\Pi} = 0.08 \cdot D = 5.76$$

товщина стінки юбки поршня, мм;

$$\delta_{\text{ю}} = (2.00 \dots 5.00) \cdot D;$$

$$\delta_{\text{ю}} = 3.50 \cdot D = 252$$

радіальна товщина компресійного кільця, в мм

$$t_k = (0.040 \dots 0.045) \cdot D;$$

$$t_k = 0.043 \cdot D = 3.096$$

радіальна товщина маслоз'ємного кільця, в мм

$$t_m = (0.030 \dots 0.043);$$

$$t_m = 0.04 \cdot D = 2.88$$

радіальний зазор компресійного кільця в канавці поршня, в мм

$$\Delta t_k = (0.70 \dots 0.95);$$

$$\Delta t_k = 0.83$$

радіальний зазор маслоз'ємного кільця в канавці поршня, в мм

$$\Delta t_m = (0.90 \dots 1.10);$$

$$\Delta t_m = 1.00$$

висота кільця, мм

$$\alpha = (3.00 \dots 5.00);$$

$$\alpha = 4.00$$

різниця між величинами зазорів замка кільця у вільному та робочому стані, в мм

$$A_0 = (3.20 \dots 4.00) \cdot t;$$

$$A_0 = 3.60 \cdot t = 18.72$$

число масляних отворів в поршні;

$$n_M = (6 \dots 12) \cdot D;$$

$$n_M = 9.50 \cdot D = 684$$

діаметр масляного каналу, в мм

$$d_M = (0.3 \dots 0.5) \cdot \alpha;$$

$$d_M = 0.4 \cdot \alpha = 1.6$$

діаметр бобишки, в мм

$$d_6 = (0.3 \dots 0.5) \cdot D;$$

$$d_6 = 0.4 \cdot D = 28.8$$

відстань між торцями бобишок, в мм

$$b = (0.3 \dots 0.5) \cdot D;$$

$$b = 0.4 \cdot D = 28.8$$

зовнішній діаметр поршневого пальця, в мм

$$d_3 = (0.30 \dots 0.38) \cdot D;$$

$$d_3 = 0.34 \cdot D = 24.48$$

внутрішній діаметр поршневого пальця, в мм

$$d_B = (0.50 \dots 0.70) \cdot d_3;$$

$$d_B = 0.6 \cdot d_3 = 14.688$$

довжина закріпленого пальця, в мм

$$l_{ПЗ} = (0.85 \dots 0.90) \cdot D;$$

$$l_{ПЗ} = 0.87 \cdot D = 62.64$$

довжина плаваючого пальця, в мм

$$l_{ПВ} = (0.80 \dots 0.85) \cdot D;$$

$$l_{ПВ} = 0.83 \cdot D = 59.76$$

довжина головки шатуна при закріпленому пальці, в мм

$$l_{ШЗ} = (0.28 \dots 0.32) \cdot D;$$

$$l_{ШЗ} = 0.30 \cdot D = 21.6$$

довжина головки шатуна при плаваючому пальці, в мм

$$l_{ШВ} = (0.33 \dots 0.45) \cdot D;$$

$$l_{ШВ} = 0.39 \cdot D = 28.08$$

радіус кривошипу, м

$$R = \left(\frac{S}{2} \right) \cdot 10^{-3}$$

$$R = 0.031$$

Напруження згинання в днищі поршня, МПа

$$\sigma_{зг} = p_{зд} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2$$

де $r_i = \left(\frac{D}{2} \right) - (s + t + \Delta t) = 18$ мм - радіус найбільш небезпечного перерізу;

$$\sigma_{зг} = p_{зд} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 10.632$$

Напруження стиску в перерізі х-х, МПа

площа стиску х - х, м²;

$$F_{х.х} = \left[\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (d_x^2 - d_i^2) - n'_M \cdot F' \right]$$

де $d_x = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 60$ мм

$d_i = D - 2 \cdot (s + t + \Delta t) = 36$ мм

$$F' = \left[\frac{(d_x - d_i)}{2} \right] \cdot d_M = 19.2$$

$$F_{х.х} = \left[\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (d_x^2 - d_i^2) - n'_M \cdot F' \right] \cdot 10^{-6} = 1.656 \times 10^{-3}$$

максимальна сила, що стискає, кН;

$$P_{zmax} = p_{зд} \cdot F_{\Pi} = 177.314$$

напруга стиску, МПа;

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{zmax}}{F_{х.х}} \cdot 10^{-3} = 107.076$$

Для забезпечення міцності від напружень стискання, на внутрішній поверхні поршня, передбачено жорстке oreбрення;

Напруження розриву в перерізі х-х

максимальна кутова швидкість холостого ходу, рад/с;

$$w_{x.x.max} = \pi \frac{n_{x.x.max}}{30} = 418.879$$

маса головки поршня з кільцями, що розташовані вище перерізу х - х, кг;

$$m_{x.x} = 0.6m_{\Pi} = 0.21$$

максимальна сила, що розриває, МН;

$$P_j = m_{x.x} \cdot R \cdot w_{x.x.max}^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = 0.00143$$

напруга розриву, МПа;

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x.x}} = 0.866$$

Напруження в верхній кільцевій перетинці:

перерізу, МПа;

$$\tau = 0.0314 \cdot p_{зд} \cdot \frac{D}{h_{\Pi}} = 1.641$$

вигину, МПа;

$$\sigma_{виг} = 0.0045 \cdot p_{зд} \cdot \left(\frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2 = 2.822$$

складне, МПа;

$$\sigma_{\varepsilon} = \sqrt{\sigma_{виг}^2 + 4\tau^2} = 4.328$$

Питомий тиск поршня на стінку циліндра, МПа;

$$q_1 = \frac{N_{max}}{(h_{ю} \cdot D)} = 3.472 \times 10^{-7}$$

$$q_2 = \frac{N_{max}}{(H \cdot D)} = 2.257 \times 10^{-7}$$

Гарантована рухливість поршня в циліндрі:

діаметри головки та юбки поршня, мм;

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma}$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}}$$

$$\begin{aligned} \text{де } \Delta_{\Gamma} &= 0.006 \cdot D = 0.432 \\ \Delta_{\text{ю}} &= 0.002 \cdot D = 0.144 \end{aligned} \quad \text{мм - діаметральні зазори}$$

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} = 71.568$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}} = 71.856$$

діаметральні зазори в гарячому стані, мм;

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)]$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)]$$

де $T_{\text{ц}} = 388$ К - середня температура поршня;

$T_{\Gamma} = 493$ К - середня температура гільзи;

$T_{\text{ю}} = 428$ К - середня температура юбки поршня;

$T_0 = 293$ К - температура на зовнішній поверхні;

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)] = 0.192$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)] = 0.006$$

4 ОРГАНІЗЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які створює спроектований двигун.

При роботі двигуна, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003-83. У двигуні основним джерелом шуму є механізм та агрегати, що мають частини, що рухаються, які викликають вібрацію та аеродинамічні збурювання.

Шум двигунів внутрішнього згоряння впливає на здоров'я працюючих, зменшує продуктивність праці, притупляє увагу. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою у двигуні є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу від шуму працюючого двигуна.

Серед найбільш ефективних методів боротьби із шумом є:

- спеціальна організація робочого місця та конструктивне оформлення двигуна та його вузлів,
- поліпшення технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір малошумних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок. Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних засобів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких відбувається управління двигуном. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації, є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти

шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників 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.

Визначимо рівень шуму для проектного двигуна з метою оцінювання його шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Рівні зовнішнього шуму проектного двигуна приблизно визначаються по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot 1g(n_n \cdot P_e^{0,55}) + 30 \cdot 1g\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ дБ}$$

$$L = \left[54 + 10 \cdot 1g(3800 \cdot 6^{0,55}) + 30 \cdot 1g\left(\frac{3800}{3800}\right) \right] = 78,922 \text{ дБ}$$

де $n_n = 3800$ - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹

$n = 3800$ - робоча частота обертання колінчастого валу, хв.⁻¹;

$P_e = 6$ - номінальна потужність, кВт;

Результати розрахунку звіримо з даними таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Рівні звукового тиску

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

Особи, обслуговуючі двигун (працюючий) з рівнем шуму вище 60 дБ, повинні мати засоби індивідуального проти шумного захисту по ГОСТ 12.4.051-78. При появі ознак детонації (різкі стуки) негайно понизити навантаження до припинення стуків в циліндрі.

Вібрація – рух матеріальної точки або механічної системи, при якому поперечно зростають і спадають за часом значення величини, що характеризують цей

рух. Проявляється у вигляді механічних коливань пружних тіл. Джерелом шуму може бути будь-яке тіло, що коливається, виведене з рівноваги зовнішньою силою.

Для зниження вібрації необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями. Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші. Нормативним документом, що установлює гранично допустимі величини вібрації є СНП 1103 – 73.

Ефективними засобами проти вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації наприклад: амортизатори.

Визначимо для проектного двигуна, очікуваний рівень вібрації, з метою оцінювання його шкідливого впливу на оточуюче середовище.

Рівень вібрації, в дБ приблизно визначається з формули:

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{P_e}{M} \right)}{1 + \left(\frac{f}{500} \right)^3 \cdot \frac{M}{P_e}} \right] + 30 \lg \left(\frac{n}{n_H} \right) \right\}$$

де: $M = 180$ кг - маса двигуна;

$f = 75 \text{ c}^{-1}$ – частота;

$n_H = 4500$ - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}

$n = 4000$ - робоча частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

$P_e = 80$ - номінальна потужність, кВт;

$$44 + 10 \cdot \lg \left[\frac{\left[3800 \cdot 6^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{6}{27} \right) \right]}{1 + \left(\frac{63}{500} \right)^3 \cdot \frac{27}{6}} \right] + 30 \cdot \lg \left(\frac{4000}{4500} \right) = 83.376$$

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

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібраційного навантаження

Середньоарифметичні частоти октавних смуг, в Гц	6,3	20,0	31,5	40	50	63	80
Рівні вібрації по прискоренню д Б	95	103	107	109	111	113	115

4.2 Техніка безпеки та охорона праці під час ремонту та обслуговування двигуна.

При проектуванні двигуна важливе значення приділяють рішенням питань охорони праці та навколишнього середовища, так як двигун є одним із джерел небезпечних і шкідливих виробничих факторів, а також джерелом забруднення навколишнього середовища, і по багатьом аспектам має пряме відношення до проблем захисту природи.

В проектованому двигуні небезпечними і шкідливими факторами згідно ГОСТ 12.003-74, є деталі і вузли які рухаються, паливо і вихлопні гази, які містять шкідливі речовини.

Для безпеки обслуговування двигуна, всі обертаючі частини мають захисні щитки, люки, огороження. Найбільш тепло-напружені деталі і зони двигуна мають додаткове охолодження, а випускний колектор ізольований азбестовим шнуром. Таким чином в цілому забезпечується безпечна робота двигуна.

При роботі двигуна внутрішнього згоряння, та його систем і механізмів, що обслуговують двигуни, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Вищевказані фактори регламентовані згідно ГОСТ 12.0.003 -74.

Неправильне обладнання робочих місць, погане освітлення, знижує безпеку робочих місць.

Освітлення ділиться на: основне та допоміжне. При основному освітленні застосовується напруга 220 В. Систему загального освітлення доцільно здійснювати двома засобами: розподілом рівномірного світильниками, що створюють освітлення переважно у горизонтальній площині, та локалізовано розміщеними світильниками.

Добре освітлення робочих місць сприяє підтриманню на високому рівні працездатності людини, тому, що виключає втому органів зору від частоті преадаптації.

Обслуговування та ремонт це головні складові виробничого процесу, тому до обслуговування і експлуатації двигунів допускаються особи:

- які мають необхідні навички і техніку по обслуговуванню і експлуатації двигунів;
- що пройшли курс навчання по експлуатації устаткування і мають відповідне посвідчення;
- що пройшли інструктаж по техніці безпеки, охороні праці і пожежній безпеці.

Забороняється:

- пускати двигун при знятому кожусі, що закриває маховик;
- обтирати рухомі і обертаються деталі, підтягувати гайки і болти з'єднань трубопроводів, що знаходяться під тиском, на працюючому двигуні;
- торкатися без застосування теплозахисних засобів до незахищених деталей, не призначених для обслуговування, які мають температуру більш +45°C;
- провертати двигун вручну при включеному живленні на систему запалення.
- проводити зварювальні роботи електрозварювальним апаратом при працюючому двигуні і за наявності напруги живлення на системі запалення на зупиненому двигуні.

ВИСНОВОК

Поставлене в ході дипломного проектування завдання з проектування чотири-тактного газового двигуна потужністю 6 кВт, на базі двигуна-прототипу 1Ч 7,2/6,2 можна вважати виконаним.

Отримана в результаті в конструкторському розділі ефективна потужність проєктованого двигуна складає $P_e = 6,01$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,17 %). Необхідно відмітити, що при цьому отримане значення потужності не виходить за межі допустимої похибки розрахунку у 5%.

В результаті виконаних розрахунків отримано параметри робочого циклу проєктованого двигуна, які дали можливість побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму, а за результатами теплового розрахунку було визначено складові зовнішнього теплового балансу. Крім того було обчислено величини сил та моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі.

Спеціальна частина даного дипломного проекту стосувалася розробки конструкції поршня при конвертації з рідкого палива (бензин) на газове паливо (пропан-бутан).

Результатом виконаної роботи є алюмінієвий поршень, який пристосований для роботи на газовому паливі. Перехід двигуна з рідкого палива на газове, дещо знизив теплову та механічну напруженість циліндро-поршневої групи, що дало змогу зменшити витрати матеріалу на виготовлення поршня без втрати його властивостей по міцності.

Зменшення маси поршня позитивно вплине на механічну напруженість деталей шатунної групи, так як зменшаться динамічні навантаження під час роботи двигуна.

Для вищезазначеного двигуна розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, та мінімізацію шкідливого впливу від нього. Розглянуто комплекс заходів з охорони праці, та заходів направлених на безпечну експлуатацію двигуна.

					ПФ НУК 142.54.20.03.ПЗ	Лис
						70
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу газового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ – 36 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. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждбаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
5. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.
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