

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

_____ 2022 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення технічних параметрів дизельного двигуна потужністю 170 кВт за рахунок вдосконалення конструкції поршневої групи.

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-21

_____ **Журавльова А. В.**

(підпис)

Керівник роботи:

професор кафедри ЕМ, д.т.н., професор

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Каіров О. С.**

(підпис)

Первомайськ - 2022 р.

3MCT

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Технічна інформація про об’єкт використання двигуна... ..	7
1.2 Опис конструкції двигуна– прототипу.....	8
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	15
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	17
2.3 Розрахунок теплового балансу	26
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	33
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	36
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів.....	40
3.2 Вибір конструкції проектного поршня.....	41
3.3 Опис конструкції запроєктованого поршня.....	47
3.4 Розрахунок теплового стану поршня.....	49
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Заходи з охорони праці.....	52
4.2 Захист навколишнього середовища	53
4.3 Заходи по зниженню токсичності та димності відпрацьованих газів.....	56
4.4 Заходи щодо зменшення шуму та вібрації.....	57
4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	60
ВИСНОВКИ.....	63
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	64

					ПІНІ НУК 131.61.22.03 ПЗ							
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата								
Розробив		Журавльова			Пояснювальна записка			Літера	Лист	Листів		
Перевірів		Каіров							н		3	70
Н. контр		Каіров						61-ТЕМмаг-21				
Затвердив		Нестеренко										

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1	Дизель-генератор ДвГА-225, ГК, А1	66
ДОДАТОК 2	Дизель 8ЧН13/14 (Поперечний розріз), СК, А1.....	68
ДОДАТОК 3	Поршень, РК,.....	69
ДОДАТОК 4	Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ.....	70

					ПІННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасний етап розвитку двигунобудування характеризується досить швидкою зміною поколінь поршневих двигунів. У машинобудівній техніці така зміна відбувається приблизно кожні 10 років. Однією з основних тенденцій розвитку поршневих двигунів залишається підвищення їх потужності при істотному поліпшенні екологічних показників і надійності, а також високій економічності. Потужність установок з поршневими двигунами за 10 років зростає в середньому на 60 ... 100% в залежності від призначення установки. Потужність є основним параметром двигуна. Розвиток енергетичних установок характеризується безперервним зростанням питомих показників. Все більша увага приділяється зниженню витрат, пов'язаних з експлуатацією двигуна і доступ до яких має економічність, екологічними показниками, надійністю і терміном служби, трудомісткістю обслуговування і деякими іншими факторами. конкурентоспроможність поршневих двигунів, особливо транспортного призначення, залежить не тільки від їх економічності, але і від масогабаритних показників. При заданій потужності масогабаритні характеристики безпосередньо пов'язані з числом циліндрів і поліпшуються з його збільшенням. Причому якщо зменшення маси двигуна після деякого рівня часто вже не призводить до помітного зменшення маси всієї установки, то зменшення обсягу, займаного двигуном, у багатьох випадках має першорядне значення. При проектуванні конструктор вирішує комплекс проблем, пов'язаних з компонованням двигуна і аналізом процесів, що відбуваються в циліндрі і різних системах двигуна. При цьому повинна враховуватися можливість подальшого вдосконалення конструкції відповідно до вимог науковотехнічного прогресу.

Вітчизняне дизелебудування завжди входило в галузь важкого і транспортного машинобудування, автомобільну промисловість. Дизельні двигуни і агрегати на їх базі представляють складну техніку, яка може бути

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виготовлена тільки за участю суміжних галузей промисловості (електротехнічна, приладобудівна, металургійна, турбобудування і ін.). Світове дизелебудування розвивається дуже інтенсивно і має цілий ряд важливих напрямків, які властиві і вітчизняному дизелебудуванню:

- підвищення циліндрових і агрегатних потужностей за рахунок форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання; - підвищення паливної та масляної економічності;
- забезпечення надійності, високих ресурсів до першої перебирання і до капітального ремонту;
- оснащення дизелів і агрегатів на їх базі ефективними системами автоматизації на базі мікропроцесорної техніки, адаптивними механізмами;
- зниження питомої маси - покупка ліцензій на виробництво закордонних дизелів та ін.

Все це вимагає вирішення питань організації високоефективного робочого процесу, зниження теплонапруженості циліндровий-поршневої групи, зниженні тертя, забезпечення якісного охолодження, впровадження нових технологічних процесів для забезпечення ресурсів та надійної роботи поршневих кілець, клапанів, підшипників і колінчастого валу, ущільнення газового стику і т. д., підготовки виробництва для виготовлення ліцензійних двигунів, створення спеціалізованих підприємств.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

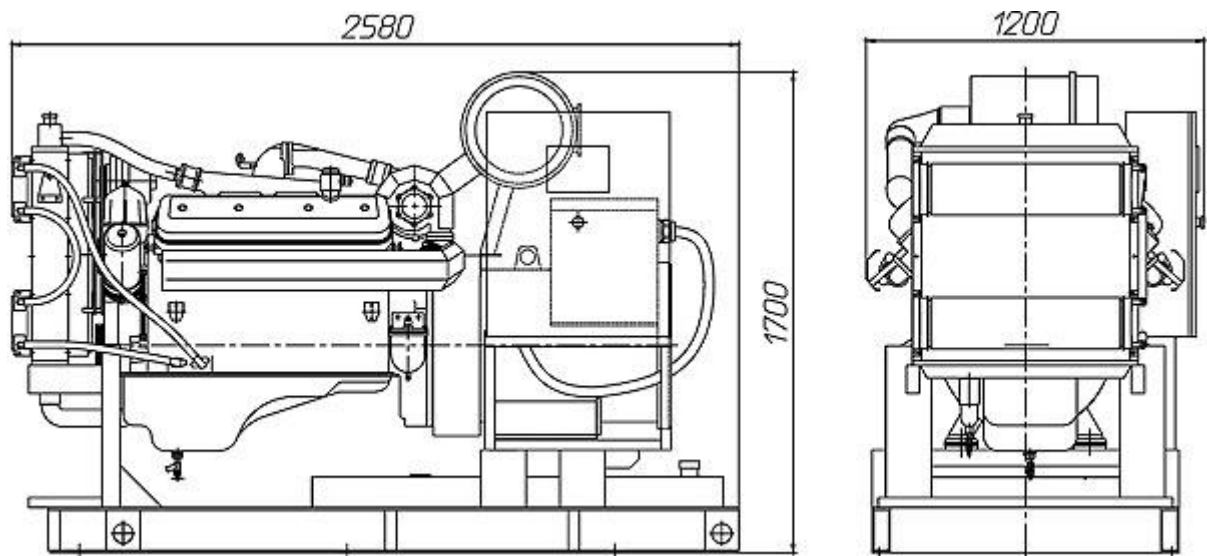
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

При розробці електростанції на базі двигуна внутрішнього згоряння, що може забезпечити електроенергією споживачів загальною потужністю 170 кВт, в якості базового двигуна був обраний дизель 8ЧН 13/14.

Дизель-генератор призначений для установки на стаціонарних електростанціях, як основне або резервне джерело живлення електроенергією змінного струму різних споживачів в режимі автономної роботи, або паралельної роботи з промисловою мережею.

1.1 Технічна інформація про об'єкт використання двигуна.

Стаціонарна автоматизована електростанція потужністю 170 кВт на базі дизель-генератора 8ЧН13/14, розміщена в капітальному приміщенні, призначена для використовування як основне та резервне джерело електропостачання трифазним змінним струмом для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.



Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує дизель-генератор від +8 до +45°C;
- температура зовнішнього повітря від -22 до +47°C;
- відносна вологість не більш 88%;

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

- висота над рівнем моря до 1000 м;
- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Електростанція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

Загальний устрій електростанції.

Силова установка розташована на масивному фундаменті для зменшення вібрації та шуму, також в машинному приміщенні електростанції знаходиться обладнання обслуговуюче двигун, а саме: акумулятори, балон господарських потреб та повітряні компресори для закачування повітря в балони, радіаторна система охолодження, а також елементи системи паливоподачі.

Глушник-іскрогасник винесений з приміщення станції.

Вентиляція двигуна складається з легкоз'ємного зонта, від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення системи підготовки палива також вентильюється.

Також в машинному приміщенні, встановлена автоматизована протипожежна система.

1.2 Опис конструкції базового двигуна

Двигун Ярославського моторного заводу 8ЧН13/14 виконаний по конструктивній схемі з V-образним розташуванням циліндрів що обумовлено прагненням зменшити довжину двигуна і його масу.

Даний двигун 8ЧН 13/14 має високі техніко-економічні показники: значну потужність, підвищений термін служби, експлуатаційну надійність і хорошу паливну економічність.

Високі потужнісні і економічні показники обумовлені досконалим робочим процесом по чотиритактному циклу і застосуванням неподіленої камери згорання в поршні. Всережимний регулятор автоматично з високою точністю підтримує будь-яке задане число оборотів двигуна.

До основних особливостей конструкції двигунів ЯМЗ відносяться:

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кут розвалу циліндрів, рівний 90°, дві взаємозамінні головки блоку циліндрів;

повноопорний колінчастий вал із загальною шатуною шийкою для кожної пари шатунів;

центрально розташований розподільний вал системи газорозподілу і роликові штовхачі приводу клапанів, що коливаються;

паливна апаратура розділеного тип.

Характерною особливістю двигунів є також раціональне розміщення агрегатів, що у поєднанні з простотою конструкції робить їх доступними при експлуатації і для ремонту. Вузли і деталі, обслуговування яких обов'язково в процесі експлуатації, розташовані в доступних місцях, переважно в передній частині двигуна і в розвалі циліндрів

У передній частині двигуна на кришці шестерень розподілу розміщені водяний насос, вентилятор системи охолодження і щуп для контролю рівня масла в піддоні.

Водяний насос приводяться в дію ременем безпосередньо від шківа колінчастого валу двигуна.

У верхній передній частині двигуна розташовані фільтр тонкого очищення палива, генератор системи електроустаткування, які кріпляться до верхньої кришки блоку. Генератор приводяться в дію ременем від шківа, встановленого на валу вентилятора.

На передньому торці блоку циліндрів з лівого боку розміщені фільтри грубого і тонкого (відцентровою) очищення масла.

Поздовжній і поперечний розрізи двигуна 8ЧН 13/14 показані на рис. 2 і 3. Вузли і агрегати двигуна розміщені в блок-картері. До переднього торця блоку болтами кріпляться лита очвоподібна кришка шестерень газорозподілу і приводу агрегатів. У порожнині між кришкою і передньою стінкою блоку розташовані передня противага системи урівноваження двигуна і шестерні приводу

вентилятора, паливного насоса і газорозподіли, що знаходяться в зачепленні з шестернею колінчастого валу. Від шестерні колінчастого валу приводиться

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ

Лист

9

в дію також масляний насос, закріплений на кришці переднього корінного підшипника.

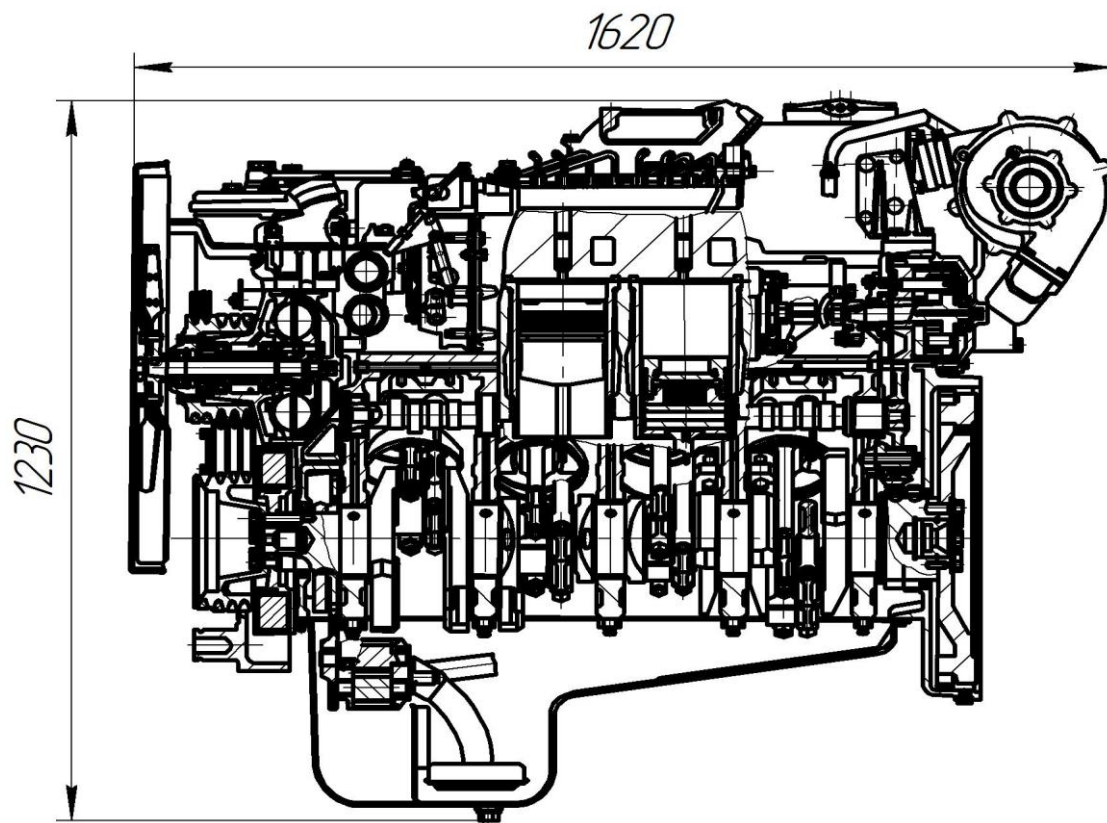


Рисунок 1.2 Повздовжній переріз

Знизу блок-картер закритий піддоном, який одночасно служить ємкістю системи мастила двигуна. З правого боку нижньої частини блок-картера на спеціальних ліжках встановлений електростартер для пуску двигуна. На привалочну площину кожного ряду циліндрів встановлюють взаємозамінні головки циліндрів. В головках циліндрів розташовуються клапанний механізм системи газорозподілу і форсунки. Порожнини клапанних механізмів в головках закриваються штампованими сталевими кришками, одна з яких має маслоналивний патрубок, що слугує для заливки масла в двигун.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

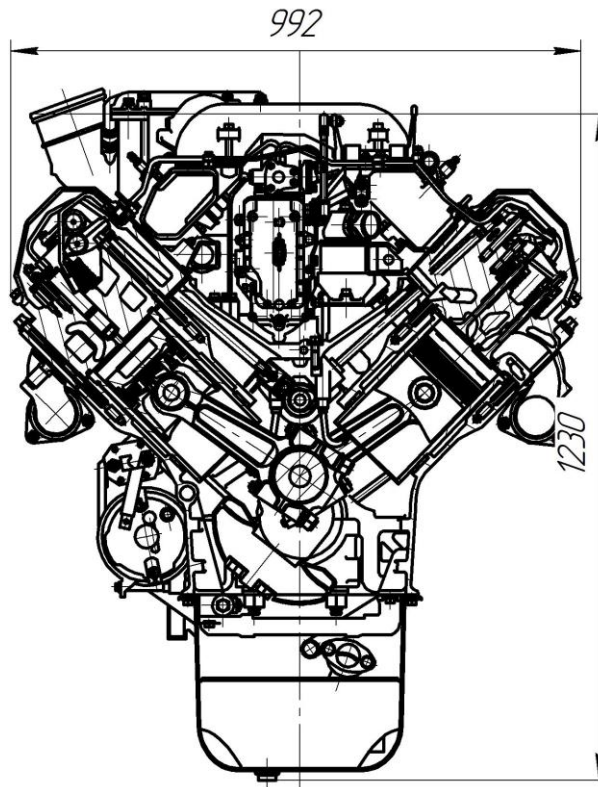


Рисунок 1.3 Поперечний розріз

На бічних поверхнях головок із зовнішнього боку кріпляться випускні трубопроводи, а з боку розвалу — впускні трубопроводи і водовідвідні труби. На передніх кінцях водовідвідних труб встановлені термостати системи охолодження двигуна. Порожнини коробок термостатів сполучені з порожниною всмоктування водяного насоса спеціальними трубами, утворюючи при закритих термостатах малий круг циркуляції рідини. Впускні трубопроводи об'єднані перехідником, на якому встановлений повітряний фільтр. У розвалі циліндрів розміщений паливний насос високого тиску в зборі з регулятором числа оборотів, паливопідкачуючим насосом і автоматичною муфтою випередження впорскування палива.

До заднього торця блоку кріпиться картер маховика. На бічних поверхнях картера виконані майданчики для кріплення кронштейнів середньої опори двигуна. Знизу картер маховика має люк, закритий штампованою сталевією кришкою. Під кришкою закріплена стрілка-показчик положення колінчастого валу.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Гільзи циліндрів, відлиті з високоміцного чавуна, вставляються у розточки блок-картера і притискаються по верхньому бурту головкою блока. Між зовнішніми поверхнями гільз та стінками блока виникає порожнина охолодження, для ущільнення якої на кожній гільзі знизу встановлена пара гумових кілець.

В головці циліндрів розташовані клапани механізму газорозподілу – по одному впускному і одному випускному на кожний циліндр, а також форсунка. До верхньої плити головки циліндрів кріпляться стойки з коромислами приводу клапанів, зверху вона закрита ковпаком. До торця головки кріпиться водозбірний трубопровід, по якому вода з порожнини охолодження відводиться до радіатора.

Клапани виготовлені із жароміцної сталі. На посадочну фаску випускного клапана направлений прошарок твердого сплаву. Сідла випускних клапанів, виготовлені з жароміцного чавуна, запресовані в головку циліндрів. Направляючі втулки клапанів із пористої металокераміки мають хороші антифрикційні властивості при високій температурі поверхневого тертя.

Кожний клапан має дві пружини. Тарілка пружини з'єднується з клапаном спеціальним замком, який забезпечує примусове повертання клапана під час роботи двигуна, що підвищує надійність клапана і сідла.

Розподільчий вал – один на два ряди циліндрів, стальний, штампований, розташований у верхній частині картера в поздовжній площині двигуна.

Рух від кулачків, індивідуальних для кожного клапана, передається до клапанів роликowymi штовхачами.

Колінчастий вал виготовлений гарячою штамповкою зі сталі. До заднього торця колінчастого вала кріпиться болтами чавунний маховик, який фіксується на валу двома призонними штифтами.

Кришки корінних підшипників, товщина яких збільшена в поперечному напрямленні, кріпляться до поперечних перегородок блок-картера чотирма болтами, чим досягається необхідна жорсткість опор колінчастого вала. поверхня стикування кришок з опорами в блоці плоска.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вкладиші корінних і шатунних підшипників виготовлені зі сталюї стрічки з антифрикційним шаром зі свинцевистої бронзи. У верхньому вкладиші підшипників проточена канавка для підвода мастила. Від провертання і осьового зміщення вкладиші фіксуються звичайним способом - штампованими на вкладишах виступами, які входять в пази, фрезеровані в опорах. Дві пари бронзових напівкілець, розташованих на четвертій опорі, створюють упорний підшипник колінчастого валу.

Шатуни двотаврового перерізу штампуються зі сталі. Поршневий підшипник шатуна представляє собою дві запресовані в його верхню головку втулки із антифрикційної бронзи. Масло для змащування підшипника підводиться від кривошипного підшипника по каналу в стрижні шатуна. Нижня головка шатуна має косий роз'їм під кутом 55° . Кришка цієї головки шатуна кріпиться двома болтами, які стопоряться замковими шайбами. Поверхня стикування кришки з шатуном плоска.

Поршні відлиті з чавуну. З шатуном поршень з'єднується пальцем плаваючого типу, який захищений від осьового зміщення стопорними пружинними кільцями. Три компресійних кільця трапецієвидного перерізу і одне маслосаз'ємне розташовані у верхній частині поршня. Поверхня тертя верхнього кільця покрита шаром пористого хрому. Виїмка в поршні створює камеру згоряння. Тангенціальний напрямок впускного каналу створює в процесі наповнення вихровий рух заряду в камері згоряння, що покращує сумішоутворення і згоряння.

Паливні форсунки закритого типу зміщені відносно вісі циліндра для підвищення термічної міцності перемичок головки між клапанами.

Паливний насос шестиплунжерний, розміщений між рядами циліндрів. Його привід виконується відцентровою муфтою з автоматичним регулюванням випередження впорскування палива. Паливо проходить два ступені очищення – фільтри грубого та тонкого очищення.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шестилопасний вентилятор приводиться в дію від колінчастого вала шестернями.

Масляний насос двосекційний, шестеренчастий з приводом від колінчастого вала.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проєктованого двигуна.

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

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При високих температурах і низькому тиску навколишнього середовища потужність двигуна буде зменшуватися.

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу.

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння дизельного палива знаходиться в межах $\alpha = 1,8 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля.

г) Тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа і обмежується в основному механічною міцністю деталей двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

д) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

Коефіцієнт продувки $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,2$.

е) Підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$

з) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньооборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$.

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД зпроектованого двигуна $\eta_m = 0,90$.

л) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 60^\circ\text{C}$.

м) Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$.

н) Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$.

о) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,0717 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,065 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість O}_2: \quad M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,1246 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість N}_2: \quad M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,8595 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 1,1208 \text{ кмоль/кг}$$

Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$n_k = 1,5$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі.

$T_b = 353,09 \text{ K}$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\epsilon}$$

число з інтервалу = 0,9

$$P_d = 0,1575 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = (30 - 50^0)$ ступінь охолодження повітря.

$$\Delta T_1 = 30 \text{ K}$$

$$\gamma_r = 0,03$$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$$T_d = 354,56 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_\varepsilon} \times \frac{T_\varepsilon - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)} =$$

$$\Phi_c = 0,85$$

Густинна заряда на впускі.

$$\rho_\varepsilon = \frac{P_\varepsilon \times 10^6}{R_{II} \times (T_\varepsilon - \Delta T_1)} =, \text{кг/м}^3$$

$R_{II} = 287 \text{ Дж/кг} \times \text{К}$ - Універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_\varepsilon = 1,89 \text{ кг/м}^3$$

Параметри процесу стиску.

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,330$$

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} =, \text{МПа}$$

$$P_c = 6,29 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} =, \text{К}$$

$$T_c = 885,23 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 1988 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

$$mC_{v'} = 22,22 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	170 кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	1500 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	16
Число циліндрів	$i =$	8
Тиск наддуву	$P_b =$	0,18 МПа

Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,2
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,1 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	20 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,16 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	700 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85
Коефіцієнт повноти індикаторної діалрами	$\xi =$	0,9

Паливо:

ДИЗЕЛЬНЕ

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,86 \quad H = 0,13 \quad O = 0,01$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$$

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.78}{12} + \frac{0.12}{4} - \frac{0.1}{32} \right) \text{ кмоль/кг}$$

$$L_0 = 0,494544 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_1 = 1,087996 \text{ кмоль/кг}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_\varepsilon} \times \frac{T_\varepsilon - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)} =$$

$$\Phi_c = 0,85$$

Густота заряду на впускі.

$$\rho_\varepsilon = \frac{P_\varepsilon \times 10^6}{R_{II} \times (T_\varepsilon - \Delta T_1)} =, \text{кг/м}^3$$

$R_{II} = 287 \text{ Дж/кг} \times \text{К}$ - Універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_\varepsilon = 1,89 \text{ кг/м}^3$$

Параметри процесу стиску.

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,330$$

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} =, \text{МПа}$$

$$P_c = 6,29 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} =, \text{К}$$

$$T_c = 885,23 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 1988 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

$$mC_{v'} = 22,22 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,03$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,03$$

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \times T_Z$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \times T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \times T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \times T_Z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv''_{N_2}) \right] = \frac{KДж}{Кмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv'' = a + b \times T_Z, \frac{KДж}{Кмоль \times K}$$

де:

$$a = 23,07$$

$$b = 0,002$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \frac{KДж}{Кмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mC''_p = a + b \times T_Z, \frac{KДж}{Кмоль \times K}$$

де:

$$a = 31,20$$

$$b = 0,002$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, \text{ МПа}$$

$$P_{\max} = 12,58 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'_v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''_p) \times T_Z$$

Після підстановки одержим квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,002$$

$$B = 32,110$$

$$C = 66201,81$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} =, K$$

$$T_Z = 1865,32 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_Z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1,08$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 14,76$$

Середній показник політропи розширення.

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,20$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, МПа$$

$$P_{\epsilon} = 0,498 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\epsilon} = 1088,83 \text{ К}$$

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right] =, МПа$$

$$P'_{mi} = 1,202 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi} =, МПа$$

$$P_{mi} = 1,082 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,502$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кг/кВт год}$$

$$g_i = 0,169 \text{ кг/кВт год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \times V_{П.СР}, \text{МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30} =, \text{м/с}$$

$$S_{ПР} = 0,14 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР.} = 7 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,1716 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 0,910 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,841$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,42$$

Питома ефективна витрата палива.

$$g_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} =, \text{кг/кВт год.}$$

$$g_e = 0,200 \text{ кг/кВт год}$$

Годинна витрата палива.

$$B = \epsilon_e \times P_e =, \text{кг/год}$$

$$B = 34,08 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} =, \text{л}$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 14,94 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 1,867576 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} =, \text{мм}$$

$$m = \frac{S_{pp}}{d_{pp}}$$

$$d_{pp} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 1,076923$$

$$d = 130,24 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 140,26 \text{ мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 140 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} =, \text{л}$$

$$V_{st} = 14,86 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} =, \text{кВт}$$

$$P_{ep} = 169,07 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \times 100\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{ep} = 169,53 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,5512 \%$$

2.3 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	170,10	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	1500	хв^{-1}
діаметр циліндру:	$d =$	130	мм
хід поршня:	$S =$	140	мм
число циліндрів:	$i =$	8	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	42500	кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	34,16	кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$h_i =$	0,50	
ефективний к.к.д.:	$h_e =$	0,42	
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,088	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,121	кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	700	К
температура на початку стиску	$T_d =$	346,2	К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,2	

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B_r \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{II} = 403278,79 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 170095,22 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 42,18 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 170000 \text{ Дж/сек}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = 0,06 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{T.II} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндрі

$Q_{T.II}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{CT} + W_{Г.Р.} + W_{вип}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вип}$ - відповідно відносні втрати палива на дільниці: наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,16$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип} = 0,01-0,05$$

$$Q_w = 52426,242 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + \epsilon \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a=0,09$ $b=0,012$ - коефіцієнти для визначення середнього

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \begin{array}{l} \text{тиску механічних втрат} \\ \text{середня швидкість поршня} \end{array}$$
$$C_m = 7 \quad \text{м/с}$$
$$P_{\text{мд}} = 171,6 \quad \text{кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 102,96 \quad \text{кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,0018573 \text{ м}^3$$

$$P_n = 19,1 \quad \text{кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_n$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 19122,864 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 71549,106 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_v}$$

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу.

$K=$

$$\rho_v = 1000 \text{ кг/м}^3 \text{ середня щільність води.}$$

$C_{\text{мв}}=4,19$ кДж/кг - середня теплоємкість води.

$\Delta T_{\epsilon} = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\epsilon} = 10 \quad \text{К}$$

$$V_{\text{в}} = 0,0022 \quad \text{м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{\text{в.н.}}$$

де $\Delta P_{\epsilon} = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,85$$

$$P_{\text{в.н.}} = 0,26 \quad \text{кВт}$$

$$\text{Тоді} \quad Q_{\text{в.н.}} = 255,9 \quad \text{Дж/сек}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{Г.П.}} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 71805,048 \quad \text{Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{\text{П.}} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{в}} = 17,81 \quad \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{Г}} = \frac{B_r}{3.6} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{t_0}^{t_2} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)_{t_0}^{t_d} \cdot t_d \right]$$

$m C_p'' = 33,934$ Ізобарна теплоємкість продуктів згорання

$m C_p = 29,133$ Ізобарна теплоємкість свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 427 \quad \text{Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 73,24 \quad \text{Температура на початку стиску.}$$

$$Q_r = 132075,38 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_r = 32,75 \quad \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II} \quad \text{теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.}$$

$$\text{де} \quad \Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i \quad \text{доля втрат в механізмах двигуна.}$$

$$P_{mi} = 1,088 \text{ МПа середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{MD} = 0,079$$

тоді

$$Q_{MD} = 31835,777 \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 12456,972 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.
Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{tm} \cdot \Delta}$$

$$K = 1,2 - 1,5 \text{ - Коефіцієнт запасу}$$

$$K =$$

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 \quad \text{щільність масла}$$

$$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг} - \text{середня теплоємність масла.}$$

$$DT_M = 6-15 \text{ К} \quad \text{Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна}$$

$$DT_M = 12 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0008262 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,8 - 0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,8$$

$$P_{M.H.} = 0,361 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 361,48 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 12818,449 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_M = 3,18 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{HB} = Q_{IT} - (Q_e + Q_g + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 16484,691 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 4,09 \quad \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця 2.2

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	170095	42,18
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	71805	17,81
теплота, яка виноситься випускними газами	132075	32,75
теплота, яка відводиться маслом	12818,4	3,18
невраховані теплові втрати	16484,7	4,09
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	403279	100

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми [10]

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН13/14 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,082
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	6,29
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,33
4.Ступінь стиску	ε	-	16
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	12,58
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,20
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,08
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	14,76
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$P_{ст} = P_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} = 6,29 / (V/V_c)^{1,33} \quad (1)$$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{роз} = P_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 12,581,08^{1,20} / (V/V_c)^{1,20} = 13,34 / (V/V_c)^{1,20}, \text{ МПа} \quad (2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	6,29	125,8	12,58	251,6
1,34	5,68	113,6	12,58	251,6
1,75	2,99	59,8	6,82	136,4
2,0	2,50	50,0	5,81	116,2
2,5	1,86	37,2	4,44	88,8
3,0	1,46	29,2	3,57	71,4
4,0	1,0	20,0	2,53	50,6
5,5	0,65	13,0	1,72	37,4
7,0	0,47	9,4	1,29	25,8
8,5	0,37	7,4	1,02	20,4
10	0,29	5,8	0,84	16,8
12,5	0,22	4,4	0,64	12,8
14,0	0,19	3,8	0,56	11,2
16,0	0,16	3,2	0,48	9,6

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 8ЧН13/14 [10]

Дійсну індикаторну діаграму будують із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива.

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1=10^\circ$ ПКВ.

$\Delta\varphi_2=10^\circ$ ПКВ- кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						34
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,07/0,28 = 0,25$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 300$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $P_r = 0,16$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,14$ м
7. Тиск в кінці стиску $P_c = 6,29$ МПа
8. Максимальний тиск $P_{\max} = 12,58$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
c , до ВМТ	20	0,0730	8,0
f , до ВМТ	10	0,0189	2,1
b , після ВМТ	130	1,715	188,8
r' , до ВМТ	70	0,767	88,2
r'' , після ВМТ	50	0,1647	49,4
d , до ВМТ	150	1,8968	218,1

Ордината точки r'' $P_r/m_p = 0,16/0,05 = 3,2$ мм.

Тиск газів у ВМТ $P_{c''} = 1,2P_c = 1,26,29 = 7,55$ МПа;

$P_{c''}/m_p = 7,55/0,05 = 151,0$ мм.

Максимальний тиск згоряння $P_{zd} = P_{max} = 12,58$ МПа.

$$P_{zd}/m_p = 12,58/0,05 = 251,6 \text{ мм.}$$

$$\text{Поправка Брікса } OO_1 = R\lambda_l/2 = 700,25/2 = 8,78 \text{ мм.}$$

$$\text{Масштаб переміщення } m_s = S/AB = 70/300 = 0,233 \text{ мм/мм.}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 8,78/0,233 = 37,7 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 4 графічної частини кваліфікаційної роботи. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН13/14.

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

- Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_{ц} \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

де $p_{ц}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

- сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_n, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_n = F_d \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,13 \text{ м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 1500 \text{ об/хв}$
в) Ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 251,6 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 12,58 \text{ МПа}$
д) кривошипно - шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,07/0,28 = 0,25$
є) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально	$m_s = 8,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,07 \text{ м}$
л) кут максимального тиску	$\Delta \varphi = 10^\circ$
к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n / 30 =$ $= 3,141500 / 30 = 157 \text{ рад/с.}$	

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі 4 Додатку до графічної частини кваліфікаційної роботи.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку

φ°	РЦ	F _Г	F _И	F _d	F _N	F _r	F _k	F _Г	F _И	F _d	F _N	F _r	F _k
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	2,0	1,33	-18,55	-17,22	0,00	-17,22	0,00	2,0	-28,0	-26,0	0,0	-26,0	0,0
15	2,0	1,33	-17,55	-16,22	-1,05	-15,39	-5,21	2,0	-26,5	-24,5	-1,6	-23,2	-7,9
30	2,0	1,33	-14,71	-13,38	-1,69	-10,74	-8,15	2,0	-22,2	-20,2	-2,5	-16,2	-12,3
45	2,0	1,33	-10,49	-9,17	-1,65	-5,32	-7,65	2,0	-15,8	-13,8	-2,5	-8,0	-11,5
60	2,0	1,33	-5,56	-4,24	-0,94	-1,31	-4,14	2,0	-8,4	-6,4	-1,4	-2,0	-6,2
75	2,0	1,33	-0,63	0,70	0,17	0,01	0,72	2,0	-0,9	1,1	0,3	0,0	1,1
90	2,0	1,33	3,71	5,04	1,30	-1,30	5,04	2,0	5,6	7,6	2,0	-2,0	7,6
105	2,0	1,33	7,05	8,38	2,09	-4,18	7,55	2,0	10,6	12,6	3,1	-6,3	11,4
120	2,0	1,33	9,27	10,60	2,35	-7,34	8,01	2,0	14,0	16,0	3,5	-11,1	12,1
135	2,0	1,33	10,49	11,82	2,12	-9,86	6,86	2,0	15,8	17,8	3,2	-14,9	10,3
150	2,0	1,33	11,00	12,32	1,55	-11,45	4,82	2,0	16,6	18,6	2,3	-17,3	7,3
165	2,0	1,33	11,12	12,45	0,81	-12,23	2,44	2,0	16,8	18,8	1,2	-18,4	3,7
180	2,0	1,33	11,13	12,46	0,00	-12,46	0,00	2,0	16,8	18,8	0,0	-18,8	0,0
195	2,0	1,33	11,12	12,45	-0,81	-12,23	-2,44	2,0	16,8	18,8	-1,2	-18,4	-3,7
210	2,2	1,46	11,00	12,46	-1,57	-11,57	-4,87	2,2	16,6	18,8	-2,4	-17,4	-7,3
225	2,4	1,59	10,49	12,08	-2,17	-10,08	-7,01	2,4	15,8	18,2	-3,3	-15,2	-10,6
240	2,6	1,72	9,27	11,00	-2,44	-7,61	-8,31	2,6	14,0	16,6	-3,7	-11,5	-12,5
255	3,1	2,06	7,05	9,11	-2,27	-4,55	-8,21	3,1	10,6	13,7	-3,4	-6,9	-12,4
270	3,8	2,52	3,71	6,23	-1,61	-1,61	-6,23	3,8	5,6	9,4	-2,4	-2,4	-9,4
285	5,4	3,58	-0,63	2,95	-0,74	0,05	-3,04	5,4	-0,9	4,5	-1,1	0,1	-4,6
300	7,9	5,24	-5,56	-0,32	0,07	-0,10	0,32	7,9	-8,4	-0,5	0,1	-0,2	0,5
315	13,0	8,62	-10,49	-1,87	0,34	-1,08	1,56	13,0	-15,8	-2,8	0,5	-1,6	2,4
330	24,1	15,99	-14,71	1,28	-0,16	1,03	-0,78	24,1	-22,2	1,9	-0,2	1,6	-1,2
345	43,7	28,99	-17,55	11,44	-0,74	10,86	-3,68	43,7	-26,5	17,2	-1,1	16,4	-5,5
360	71,0	47,10	-18,55	28,55	0,00	28,55	0,00	71,0	-28,0	43,0	0,0	43,0	0,0
375	130,4	86,50	-17,55	68,95	4,47	65,45	22,16	130,4	-26,5	103,9	6,7	98,7	33,4
390	74,8	49,62	-14,71	34,91	4,40	28,03	21,26	74,8	-22,2	52,6	6,6	42,3	32,1
405	42,3	28,06	-10,49	17,57	3,15	10,19	14,65	42,3	-15,8	26,5	4,8	15,4	22,1
420	35,8	23,75	-5,56	18,18	4,03	5,60	17,76	35,8	-8,4	27,4	6,1	8,4	26,8
435	25,0	16,58	-0,63	15,96	3,97	0,29	16,44	25,0	-0,9	24,1	6,0	0,4	24,8
450	18,6	12,34	3,71	16,05	4,14	-4,14	16,05	18,6	5,6	24,2	6,2	-6,2	24,2

Продовження таблиці 2.6

465	15,3	10,15	7,05	17,20	4,28	-8,59	15,51	15,3	10,6	25,9	6,5	-12,9	23,4
480	14,0	9,29	9,27	18,56	4,12	-12,85	14,02	14,0	14,0	28,0	6,2	-19,4	21,1
495	12,4	8,23	10,49	18,72	3,36	-15,61	10,86	12,4	15,8	28,2	5,1	-23,5	16,4
510	10,5	6,96	11,00	17,96	2,26	-16,69	7,02	10,5	16,6	27,1	3,4	-25,2	10,6
525	8,4	5,57	11,12	16,69	1,08	-16,40	3,27	8,4	16,8	25,2	1,6	-24,7	4,9
540	6,9	4,58	11,13	15,71	0,00	-15,71	0,00	6,9	16,8	23,7	0,0	-23,7	0,0
555	3,7	2,45	11,12	13,57	-0,88	-13,34	-2,66	3,7	16,8	20,5	-1,3	-20,1	-4,0
570	2,0	1,33	11,00	12,32	-1,55	-11,45	-4,82	2,0	16,6	18,6	-2,3	-17,3	-7,3
585	2,0	1,33	10,49	11,82	-2,12	-9,86	-6,86	2,0	15,8	17,8	-3,2	-14,9	-10,3
600	2,0	1,33	9,27	10,60	-2,35	-7,34	-8,01	2,0	14,0	16,0	-3,5	-11,1	-12,1
615	2,0	1,33	7,05	8,38	-2,09	-4,18	-7,55	2,0	10,6	12,6	-3,1	-6,3	-11,4
630	2,0	1,33	3,71	5,04	-1,30	-1,30	-5,04	2,0	5,6	7,6	-2,0	-2,0	-7,6
645	2,0	1,33	-0,63	0,70	-0,17	0,01	-0,72	2,0	-0,9	1,1	-0,3	0,0	-1,1
660	2,0	8,59	-5,56	3,03	-0,67	0,93	-2,96	12,9	-8,4	4,6	-1,0	1,4	-4,5
675	2,0	1,33	-10,49	-9,17	1,65	-5,32	7,65	2,0	-15,8	-13,8	2,5	-8,0	11,5
690	2,0	1,33	-14,71	-13,38	1,69	-10,74	8,15	2,0	-22,2	-20,2	2,5	-16,2	12,3
705	2,0	1,33	-17,55	-16,22	1,05	-15,39	5,21	2,0	-26,5	-24,5	1,6	-23,2	7,9
720	2,0	1,33	-18,55	-17,22	0,00	-17,22	0,00	2,0	-28,0	-26,0	0,0	-26,0	0,0

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів

Поршень є однією із найбільш відповідальних та напружених деталей двигунів як чотиритактних так, особливо, і двотактних.

Поршень приймає на себе навантаження від сил тиску газів та сил інерції, а також теплові навантаження в результаті контакту днища з гарячими газами, головним чином в процесі згоряння та розширення. Крім того, корпус поршня додатково нагрівається від тертя його бокової поверхні по стінці циліндру.

В результаті дії гарячих газів днище поршня сильно нагрівається, внаслідок чого знижується його міцність та погіршуються умови змащування, а в карбюраторному двигуні підвищена температура днища сприяє виникненню детонації. Поршень передає теплоту стінкам циліндру головним чином поршневі кільця та юбку, через внутрішню поверхню днища і стінок – картерним газам та маслу, через поршковий палець – шатуну.

Внаслідок багатьох функцій, що виконує поршень, до матеріалу останнього пред'являються серйозні вимоги. Матеріалами для виготовлення поршнів служить чавун, сталь та легкі сплави. Поширеним матеріалом для поршневих двигунів внутрішнього згоряння усіх типів є чавун (як сірий, так і ковкий). Найбільш часто застосовують чавуни марок СЧ25, СЧ28, СЧ32. В напружених конструкціях двигунів для підвищення механічних якостей та теплостійкості застосовують леговані та зверх міцні чавуни: леговані присадками ванадію, титана, міді, хрому, наприклад, чавун марки ВЧ50-2.

Чавун та сталь порівняно із легкими сплавами характеризуються більш високою міцністю та зносостійкістю, а також малим коефіцієнтом лінійного розширення.

Із легких сплавів застосовують переважно алюмінієві (АЛ1, АЛ10В, АЛ19, В300 та інші), що відрізняються різноманітним хімічним складом. Найбільше поширення знайшли мідно алюмінієві та кремній алюмінієві сплави.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Останні мають кращі ливарні властивості та відносно низький коефіцієнт лінійного розширення. Крім того, при застосуванні цих сплавів збільшується зносостійкість поршневих канавок (при підвищеній температурі). Поршні із цих сплавів виготовляють методами лиття як в землю, так і в кокіль; останній спосіб дозволяє достатньо точно видержати масу заготовки, зменшити припуск для наступної механічної обробки та забезпечити порівняно низьку собівартість виготовлення.

Деформуючі алюмінієві сплави АК2, АК4, АК4-1, Д20 дають можливість отримати заготовки поршня шляхом кування та штамповки. Сплави АК4-1 і Д20 мають переваги при підвищених температурах (вище 150 °С). Кращі властивості при температурах вище 300°С мають сплави Д20.

В останні роки значну увагу приділяють поршням складеної конструкції, в яких головка поршня, що містить кільця, виконується із жаростійкого та міцного металу, а саме із спеціального чавуну або сталі. Застосовуючи сталь, можливо жаростійку та міцну конструкцію при відносно невеликій масі. Стальні поршні застосовуються рідко.

3.2 Вибір конструкції проектного поршня

Конструктивна форма днища поршня

Одним із найбільш частих дефектів поршнів слід вважати перегрів днища, який визиває відпуск матеріалів, погіршення механічних властивостей та втрату твердості. Періодична дія сил тиску газів разом з вказаним перегрівом визиває появу мілких тріщин, що призводять до руйнування днища. Температура поршнів залежить від параметрів процесу та конструкції двигуна. Значний вплив на температуру поршня мають конструкції гільз (втулок) та спосіб їх з'єднання з блоком циліндрів. Найбільш інтенсивного охолодження можна досягнути при мокрих гільзах. Значний вплив на розподіл температур в голівці поршня має також розташування передкамер та вихрових камер.

Велике значення для надійної роботи поршня має обрис днища. Форма днища визначається в першу формою камери згоряння, пов'язаною із способом

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

сумішоутворення, розташуванням клапанів в кришці (головці), а в двотактних двигунах – і з системою газорозподілу.

На рисунку 4.1 показані найбільш розповсюджені форми днищ, що застосовуються в форсованих двигунах (дизелях). Плоскі днища застосовують в двигунах із запалюванням від стиску, головним чином в передкамерних та вихрокамерних (а також в двигунах із зовнішнім сумішоутворенням). Днище, виконане по схемі рис.4,а має підвищену жорсткість. Для даної конструкції характерна менша можливість утворення масляного нагару. Подібні днища застосовують в однокамерних та багатоканерних двигунах із запалюванням від стиску, а також у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням. При такій конструкції днища можна в тій або іншій мірі придати необхідне направлення потоку повітря.

Днище, що виконане по схемі рис.4,б утворює сприятливу форму камери згоряння, що наближається до шарової, при безпосередньому впорскуванні. Ці днища застосовують головним чином в чотиритактних двигунах як із внутрішнім, так із зовнішнім сумішоутворенням та в деяких конструкціях двохтактних двигунів.

Днище поршня, що показане на рис.4,в, утворює камеру згоряння, близької по формі до факелу розпилюваного палива. Такі днища застосовують при безпосередньому впорскуванні в двигунах із запалюванням від стиску як в чотиритактних, так і в двотактних при прямоточній продувці. В такій конструкції розпилене паливо не попадає на стінки циліндру, що покращує його витрату та попереджує попаданню його в мастило.

Днище, що показане на рис.4,г сприяє поліпшенню сумішоутворення. Однак при такій формі необхідні спеціальні конструктивні заходи для підвищення надійності днища. Цю конструкцію застосовують в основному в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску з безпосереднім впорскуванням.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Днище, що виконане по схемі рис.4,д відрізняється формою, що сприяє покращенню сумішоутворення. Інколи камери згоряння, що розташовані в поршні, зміщують в сторону для забезпечення тангенціального напрямку повітря, яке збільшує швидкість вихору. Але при цьому маємо нерівномірний розподіл температур в голівці поршня.

Днище, показане на рис.4,е, завдяки більш простій формі відрізняється підвищеною надійністю, ніж днища показані на рис.3,г,д. Таку конструкцію застосовують головним чином в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску.

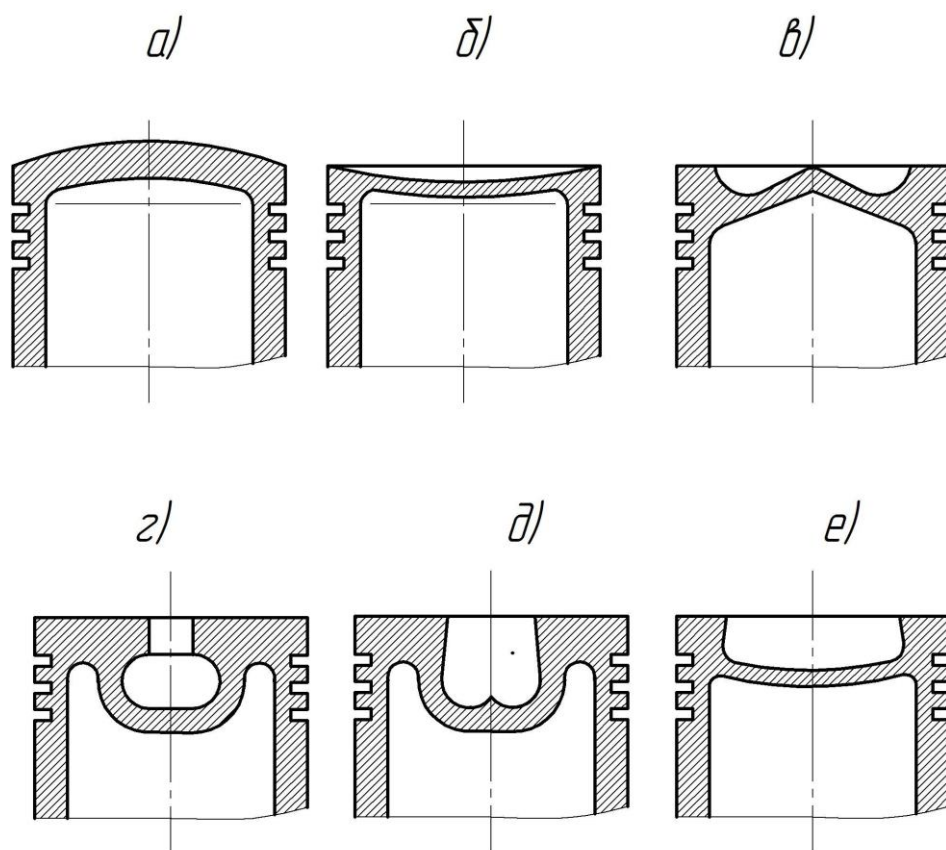


Рисунок 4.1 Форми днищ поршня

Форма поршня

Форма корпусу поршня та його основні розміри визначаються в першу чергу умовами відведення тепла, що надходить від камери згоряння. Поршні виконують монолітними та складеної конструкції. Одні та другі можуть бути без охолодження та з охолодженням.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

При конструюванні поршня необхідно прагнути до того, щоб він мав просту циліндричну, по можливості симетричну форму відносно вісі циліндру. Перехід від днища до стінок необхідно виконувати з великими радіусами закруглення для забезпечення рівномірної теплової загрузки в розрізах головки поршня. В напружених конструкціях бобишки зв'язують з днищем поздовжніми та поперечними ребрами. В легких двигунах великої потужності часто бобишки з'єднують безпосередньо з днищем, що полегшує штамповку внутрішньої поверхні поршнів.

Для зменшення температурних напружень раціонально застосовувати днища без робер. Ребра ускладнюють виготовлення поршня та можуть служити причиною появи внутрішніх напружень в матеріалі.

Компресійні кільця застосовують в кількості від 2 до 6, в залежності від швидкохідності, а також від величини максимального тиску згоряння. Компресійні кільця не слід розміщувати близько до днища, так як внаслідок цього збільшується їх тепла напруженість, а особливо першого кільця, але віддалення кілець від днища приводить до збільшення загальної довжини бокової поверхні та висоти поршня. Це особливо необхідно враховувати при проектуванні легких малогабаритних двигунів, так як віддалення пальця від днища обумовлює збільшення габаритних розмірів двигуна в напрямку вісі циліндру.

Для двигунів тихохідних та середньої швидкохідності, коли технічними вимогами не передбачується особливо малі габаритні розміри двигунів, довжину поршня визначають, в основному враховуючи величину допустимого бокового тиску.

Для швидкохідних малогабаритних чотиритактних двигунів (з малим ресурсом) в першу чергу враховують можливість розміщення основних елементів конструкції: компресійних кілець, перемичок поміж ними, поршневого пальця з бобиками та маслоз'ємних кілець.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Практично пояс, що несе поршневі кільця, не приймає участі в передачі бокових сил: поверхня перерізна канавками. Наявність канавок не дозволяє також створити стійку масляну плівку. Величину зазору поміж цією частиною поршня та стінками циліндру вибирають із умови захисту поршневих кілець від дії гарячих газів, з однієї сторони, та з умови попередження попадання масла в

камеру згоряння – з другої сторони. При цьому враховують температурні деформації корпусу поршня та стінок втулки циліндру. Зазор поміж юбкою поршня та стінками циліндру при роботі вибирають із розрахунку вільного переміщення поршня та його можливості встановлюватися (в деяких межах) під дією сил, що розвиваються в масляному шарі поміж поршнем та циліндром. Для зменшення тертя бажано збільшувати зазор, але це приводить до зростання витрати масла, стуку та зношуванню поршня внаслідок поперечного переміщення поршня в мертвих точках.

Зазор поміж поясом поршня, який несе поршневі кільця, та стінками циліндру виконують дещо більшим, ніж в направляючій частині.

Профілі бокової поверхні корпусу поршня, що показані на рис.4, а-г, виконують у вигляді циліндричних або конічних ступенів. В деяких випадках, особливо в останні роки, бокову поверхню поршня на висоті бобишок або дещо ближче до нижнього торця корпусу виконують бочкоподібною. При зміні робочої сторони поршня частина бокової поверхні вступає в контакт з циліндром, і тому дещо поліпшуються умови роботи бічної поверхні поршня, а також змащування юбки під час робочого ходу поршня.

Середні значення зазорів поміж корпусом поршня та стінкою циліндру:

Для чавунних та сталевих поршнів

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,004 \dots 0,008)D$$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,0008 \dots 0,0013)D$$

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Для поршнів із алюмінієвого сплаву

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,008 \dots 0,013)D$$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,001 \dots 0,003)D$$

В двигунах з повітряним охолодженням, що працюють при більш високих температурах, зазори поміж поршнями та циліндрами (в холодному стані) мають бути більшими, ніж зазори у двигунів з водяним охолодженням.

Вибір зовнішнього обрису направляючої частини корпусу залежить від деформації середньої частини поршня (в зоні розташування поршневого пальця). В результаті дії температурних деформацій, сили тиску газів на днище поршня та поперечної сили на бокову поверхню поршня розріз корпусу приймає овальну форму. Внаслідок того, що значна частина матеріалу розташована в напрямку вісі поршневого пальця, при нагріванні матеріал деформується нерівномірно, тому корпус в районі бобишок приймає форму овалу із збільшенням розміру вздовж вісі пальця (рис.4.2). В тому ж напрямку деформацію визиває і дія сили F_N (рис. 4.2). В результаті цього поміж циліндром та частиною поршня, розташованою біля пальця, може виникнути натяг, що приведе до заїдання поршня.

Вказані вище деформації враховують при виготовленні поршня: інколи корпусу поршня надають попередньо при механічній обробці овальну форму з більшою віссю овалу, що перпендикулярна до вісі поршневого пальця, або ж видаляють частину матеріалу із зовнішньої сторони корпусу біля поршневого пальця.

Стінки юбки виконують постійної по довжині товщини або дещо зменшеною в напрямку від поршневого пальця до колінчастого валу. Нерідко стінку юбки виконують з потовщенням у кромки, яке попереджає стінку від можливих при складанні та розбиранні деформацій. Це потовщення використовують також для розташування маслоз'ємних кілець; крім того ,

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

потовщення служить для підгонки поршнів по масі і при їх обробці – як база для кріплення.

Часто для усунення стуку та перекосу поршня в непрогрітому двигуні та попередження заїдань при роботі поршня із легких сплавів їх виконують розрізними та еліптичними юбками. Розріз може бути виконаним по всій довжині юбки.

В цьому випадку пружна тонкостінна юбка деформується незалежно від деформації головки поршня, і зазор поміж корпусом поршня і стінкою циліндра може бути встановлений малим. Звичайно для збільшення міцності розріз роблять не по всій довжині; його виконують П- подібної або Т – подібної форми. В циліндрі поршень встановлюють так, щоб розріз був на тій стороні, де бокова сила менша. Подібні поршні виконують звичайно з юбкою еліптичної форми з малою віссю еліпса, яка направлена по вісі поршневого пальця. Різниця між вісями еліпса для поршнів автомобільних двигунів складає 0,1...0,3 мм. При холодному поршні забезпечується ходова посадка по розмірам більшої вісі еліпса. При роботі поршень деформується та приймає практично правильну циліндричну форму.

3.3 Опис конструкції запроектованого поршня

В кваліфікаційній роботі пропонується виготовити поршень з алюмінієвого сплаву. Перевагами поршнів, виготовлених із легких сплавів, в порівнянні з поршнями, виготовленими із чавунів та сталей, є менша маса та в 3...3,5 рази більш висока теплопровідність. При відносно низької температурі алюмінієвих поршнів (250...350°C замість 400...450°C чавунних поршнів) підвищується коефіцієнт наповнення, а також появляється можливість підвищення ступеню стиску у карбюраторних двигунах без небезпеки виникнення детонації. Крім того, поршні із легких сплавів відрізняються меншим утворенням нагару при роботі та меншим тертям. Маса поршня із алюмінієвого сплаву при інших рівних умовах менше маси чавунного поршня на 30...50 %. В

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

результаті більш низької температури, менших сил інерції та меншого тертя при заміні чавунних поршнів поршнями із легких сплавів потужність двигуна підвищується на 10...20% та зменшується витрата палива та масла.

Проте при великих зазорах (в непрогрітому двигуні та при малих загрузках) поміж корпусом поршня та стінками циліндрів, якщо поршні виготовлені із легких сплавів, спостерігається стук, що приводить до підвищеного зношування двигунів, які працюють при змінних нагрузочних режимах. Крім того, у цих поршнів гірші механічні властивості та нижча теплостійкість. До цього треба віднести високу вартість поршнів із легких сплавів та швидку розробку гнізд для поршневого пальця в бобишках і канавок кілець.

					ПІННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Розрахунок теплового стану поршня

Розрахунок граничних умов теплообміну

Граничні умови теплообміну з сторони газу визначимо використовуючі формули В.С.Семенова:

Коефіцієнт тепловіддачі від газу до стінки для двотактного двигуна визначається по формулі:

$$\alpha_{emII} = 1,16D^{-0,25} \sqrt{C_m} \cdot \sqrt[3]{10p_a} \cdot T_a^{0,75} (0,975 + 1,87 \cdot 10^{-3} \Pi_n)$$

Результуюча температура газу по формулі

$$T_{pezII} = T_a (1,72 + 4,7 \cdot 10^{-3} \Pi_n)$$

Нагрузочний критерій по формулі

$$\Pi_n = 0,736 \cdot p_i b_i T_s (\varepsilon - 1) / p_s \varepsilon (1 - \Psi_s)$$

або

$$\Pi_n = 0,736 \cdot p_e b_e T_s (\varepsilon - 1) / p_s \varepsilon (1 - \Psi_s)$$

для чотирьохтактних двигунів по формулам:

$$\alpha_{emIV} = 0,5\alpha_{emII} + 0,25(\alpha_{en} + \alpha_{byn})$$

$$T_{pezIV} = \frac{\alpha_{emII}}{\alpha_{emIV}} T_{pezII} + \frac{0,25}{\alpha_{emIV}} (\alpha_{en} T_a + \alpha_{byn} T_u)$$

Для розрахунку граничних умов теплообміну со сторони газу введемо дані розрахункового циклу.

Діаметр циліндра , м	D =	0,13
Хід поршня, м	S=	0,14
Частота обертання колінвалу,об/хв n=		1500
Ступінь стиснення	ε =	16
Тиск на початку стиснення, Мпа; Pa=		0,1575
Температ на початку стиснення,К Ta=		354,6
Середній ефективний тиск, МПа, Pe=		1,082

Питома витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВтг})$ $b_{\text{е}}=$	0,2
Тиск повітря у колекторі, Мпа; $P_{\text{с}}=$	0,16
Температ повітря у колекторі К $T_{\text{с}}=$	346
Частка втраченого ходу, $\psi=$	0
Коеф.тепловіддачі на випуску $\alpha_{\text{вип.}}=$	100
Температура остаточних газів, К $T_{\text{ц}}=$	820
Коеф.тепловіддачі на впуску $\alpha_{\text{вп.}}=$	60

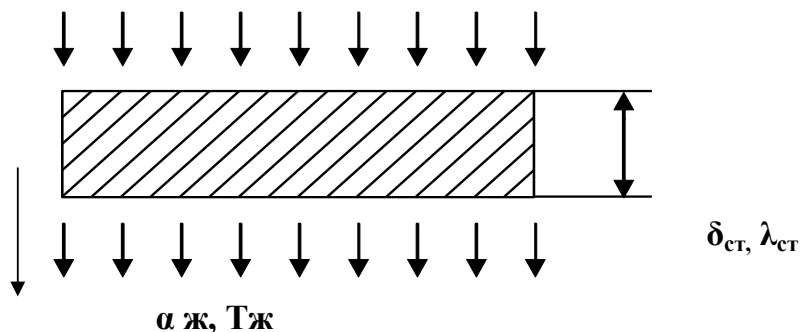
Визначення граничних умов з газової сторони

Виконаємо деякі початкові розрахунки:

Середня швидкість поршня $S_{\text{м}}= S \cdot n/30 =$	7
Визначимо критерій $P_{\text{н}}=$	322,896
Середн.коеф.тепловіддачі від газу до стінки двотактного двигуна, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ $\alpha_{\text{гм} 2}=$	766,054
Середн.коеф.тепловіддачі від газу до стінки чотирьохтактного двигуна, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ $\alpha_{\text{гм} 4}=$	423,027
Результуюча температура газу 2-хдвиг , К , $T_{\text{гр}ез2}=$	1148,06
Результуюча температура газу 4-хдвиг , К , $T_{\text{гр}ез4}=$	1070,83

Визначення температури стінки

Підвод теплоти з сторони газу с граничними умовами



Для контрольної роботи приймаємо, що тепловий потік одновірний.

а товщина днища постійна

Для визначення температури на поверхні такого днища ($z=0$), та на поверхні со сторони охолодження ($z=\delta_{ст}$) використаємось рівняннями:

$$T_{(z=0)} = \frac{T_{Грез} \frac{Bi_{Г}}{Bi_{ж}} [1 + Bi_{ж}] + T_{ж}}{1 + Bi_{Г} + \frac{Bi_{Г}}{Bi_{ж}}}$$

$$T_{(z=\delta_{ст})} = \frac{T_{Грез} \frac{Bi_{Г}}{Bi_{ж}} + T_{ж} (1 + Bi_{Г})}{1 + Bi_{Г} + \frac{Bi_{Г}}{Bi_{ж}}}$$

$Bi_{Г} = \alpha_{Гм} \delta_{ст} / \lambda_{ст}$, $Bi_{ж} = \alpha_{ж} \delta_{ст} / \lambda_{ст}$, - критерії Біо з газової сторони та со сторони охолодження

Вводимо необхідні дані

Середн.коэф.тепловіддачі від газу до стінки

в залежності від тактності двигуна $\alpha_{Гм} = 498$

Результуюча температура газу

в залежності від тактності двигуна, $K_{Грез} = 1120$

Товщина стінки з розрахунку, м $\delta_{ст} = 0,0169$

Коеф теплопровідн. ,Вт/м²*К $\lambda_{ст} = 95$

Задаємо інтенсивність охолодження $\alpha_{ж} = 2000$

Задаємо температуру охолодження $T_{ж} = 340 \text{ K}$

Визначаємо

Критерій $Bi_{Г} = 0,0886$

Критерій $Bi_{ж} = 0,3558$

Знаходимо температури поверхонь

Температура на поверхні при $z = 0$, $K = 536,9$ в град.С $263,9$

Температура на поверхні при $z = \delta$, $K = 485,2$ в град.С $212,2$

Перепад температур по донцю $51,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим фактор не завжди можливо провести чітку границю. Один і той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

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 ДСТ 12.0.003-83.

Паливо та пари мастила

Випаровування пального та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

Установлені припустимі границі концентрації парів у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та мастила.

По СНиПу 245-71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушитель) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

в опіках. Для того щоб запобігти цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

4.2 Захист навколишнього середовища

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні палива у двигуні можна розділити на три основні групи:

а) продукти повного (біоксиду вуглецю CO_2) та неповного згоряння (оксид вуглецю CO , неспалені вуглеводні C_nH_m , в тому числі поліциклічні ароматичні, сажа або тверді частинки);

б) оксиди азоту NO_x , механізм створення яких безпосередньо не пов'язаний (або пов'язаний дуже мало) з процесом згоряння палива; викиди NO_x , що обумовлені, головним чином, реакціями окислення атмосферного азоту киснем при високих температурах (за термічним механізмом);

в) речовини, викиди яких пов'язані, головним чином, із вмістом у паливі сірки, сполук свинцю, золи (що містить різні важкі метали).

Основний негативний вплив оксиду вуглецю на організм людини полягає у порушенні газового обміну в організмі. Гемоглобін крові в легенях у 240 разів швидше сполучається з оксидом вуглецю, ніж з киснем, утворюючи карбоксигемоглобін (COHb), і втрачає здатність переносити кисень від легенів до окремих органів та виносити з них вуглекислий газ. Міра впливу оксиду вуглецю на організм людини залежить від концентрації його в атмосфері і від тривалості впливу. Вміст CO у повітрі 0,01% з тривалістю дії більше однієї години викликає головний біль, погіршення реакції та зменшення працездатності. Більші концентрації CO спричиняють більш важкі наслідки, аж до втрати свідомості. Довготривале вдихання CO призводить до серцево-судинних захворювань, появи атеросклерозу, враження центральної нервової системи, виникнення інфаркту міокарда, розвитку легеневих захворювань. Особливо впливає оксид вуглецю на людей, що страждають коронарною недостатністю.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Високі концентрації СО призводять до втрати свідомості, навіть до смерті. Дослідження показали, що перебування в атмосфері із вмістом СО лише 0,001-0,0015 % ($10\text{-}15\text{ млн}^{-1}$) протягом 8 годин спричиняє у окремих людей погіршення здатності до сприйняття часу. Процес утворення карбоксигемоглобіну є зворотним. За зупинки вдихання СО його концентрація на кожні 3-4 години зменшується удвічі. Дослідження щодо впливу СО, на рослинний світ довели, що за концентрації СО нижче 0,01 % такого впливу не відбувається навіть у випадку витримки рослин в цій атмосфері протягом 3 тижнів, але в деяких дослідженнях погіршувалось утворення пилку.

З великої кількості вуглеводнів, які містяться у відпрацьованих газах, найбільшої шкоди завдають ароматичні вуглеводні олефінового ряду, тобто ненасичені вуглеводні етилового ряду, що мають високу активність і є вихідними продуктами для утворення фотохімічного смогу. Вплив вуглеводнів на організм людини різноманітний: від виникнення неприємних відчуттів до появи різних захворювань. Характерною особливістю дії вуглеводнів на організм людини є їх вплив на центральну нервову систему. Великі концентрації вуглеводнів можуть призвести до наркотичного сп'яніння, що неприйнятно, особливо під час керування автомобілем. Окрім того, вуглеводні спричиняють виникнення серцево-судинних захворювань, аритмію серця, порушують діяльність шлунково-кишкового тракту, викликають зміни у складі крові.

Особливу групу вуглеводнів складають канцерогени – речовини, що спричиняють ракові захворювання. Серед них особливою канцерогенною активністю відрізняється бенз(б)пірен ($\text{C}_{20}\text{H}_{12}$), що має вигляд кристалів жовтого кольору. Він добре розчиняється в оливах, жирах, сировотці людської крові, в місцях безпосереднього контакту кристалів з тканинами органів спричиняє виникнення злоякісних пухлин, має властивість накопичуватися в організмі людини і, досягнувши критичних концентрацій,

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

спричиняє ракове захворювання.

Основними альдегідами, що надходять у атмосферу з відпрацьованими газами, є формальдегід і акролеїн.

Формальдегід (мурашковий альдегід) – газ без кольору із задушливим, подразнюючим запахом. Охолоджуючись, перетворюється в рідину за температури мінус 21°C. Легко розчиняється у воді. Розчин, який містить 40 % формальдегіду, називається формаліном.

Газ шкідливо впливає на органи дихання і слизові оболонки, є дуже сильним подразником, вражає діяльність центральної нервової системи, печінки, нирок. За концентрації формальдегіду у атмосфері 0,007 % має місце легке подразнення дихальних шляхів та слизових оболонок очей і носа, за концентрації 0,18 % - подразнення сильне. Запах сприймається людиною за концентрації 0,000015 %, і це має бути сигналом, що перебування в такій атмосфері небезпечне.

Відпрацьовані гази ДВЗ є основним джерелом викиду в атмосферу твердих частинок і в першу чергу сажі (кіптяви).

Частинки сажі розміром 0,5-2 мкм затримуються в легенях, викликаючи алергію.

Основна небезпека сажі полягає у тому, що на своїй поверхні вона адсорбує велику кількість вуглеводневих сполук, зокрема поліциклічних ароматичних вуглеводнів, і серед них найбільш активний і небезпечний – бенз(а)пірен. Саме за допомогою сажі ці сполуки надходять в організм людини через дихальні шляхи.

Основна частина оксидів азоту, які знаходяться в атмосфері, надходить з відпрацьованими газами.

Оксиди азоту NO і NO₂ отруйні для організму людини, мають сильну подразнюючу дію, особливо на слизові оболонки, зокрема очей. Здатні глибоко проникати в легені, викликаючи пошкодження їх тканин. За високої концентрації можливі виникнення хронічних респіраторних захворювань.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Двооксид азоту в концентрації 4-6 мг/м викликає порушення життєдіяльності рослин, пригнічуючи їх зростання. Тривалий вплив NO_2 призводить до хлорозу рослин (передчасного старіння).

Двооксид азоту є вихідним продуктом утворення озону під впливом ультрафіолетового випромінювання. А надмірне накопичення озону у приземному просторі дуже шкідливе. Крім того, NO_2 має вирішальну роль в утворенні фотооксидантів. Розчин NO_2 у воді є складовою "кислотних дощів".

Сірчистий газ SO_2 – основний токсичний продукт сполук сірки, що надходить у атмосферу з відпрацьованими газами. У вільному стані SO – це газ без кольору з різким запахом, кислий на смак, отруйний, подразнює слизові оболонки очей і дихальних шляхів. Легко розчиняється у воді, утворюючи сірчисту кислоту H_2SO_3

Газ вражає органи дихання, змінює склад крові, погіршує імунітет, порушує білковий обмін речовин в організмі. Крім того, він руйнує вітамін B1 у крові, збільшує накопичення цукру і білку.

Висока концентрація SO_2 в атмосфері викликає гострий бронхіт, задуху, можливу смерть внаслідок рефлекторного спазму горла.

Сполуки сірки SO_2 , SO_3 , H_2SO_3 і H_2SO_4 наносять значний збиток лісовому і сільському господарствам – вони закислюють ґрунт, підвищують вразливість рослин захворюваннями. Окрім того, ці речовини є основними складовими класичного смогу і складовою "кислотних дощів".

Сполуки сірки наносять значних збитків комунальному господарству міст, руйнуючи металеві конструкції, бетон, піддають руйнації пам'ятки архітектури.

4.3 Заходи по зниженню токсичності та димності відпрацьованих газів.

Розробку та впровадження ефективних заходів із суттєвого зниження токсичності викидів з відпрацьованими газами слід проводити у таких основних напрямках:

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

- оптимізація робочого процесу та конструктивне вдосконалення. Це можна досягти такими методами як: оптимізація сумішоутворення та згоряння; інтенсифікація і вибір закону паливоподачі, пошук раціональних регулювань паливної апаратури; поліпшення повітропостачання; підвищення ефективності згоряння на часткових швидкісних режимах і при мінімальній частоті обертання холостого ходу; запровадження присадок до палив та використання водопаливних емульсій; вдосконалення перехідних процесів; рівномірний розподіл палива по циліндрах; пошук раціональних фаз газорозподілу, ступеня стиску та інших конструктивних параметрів, що безпосередньо впливають на екологічні характеристики робочого процесу; збіднення суміші у двигунах з іскровим запалюванням; проміжне охолодження наддувочного повітря.

- нейтралізація та рециркуляція випускних газів.

- постійне корегування нормативів на токсичність ДВЗ з посиленням уваги до їхніх канцерогенних компонентів, з розширенням спектра токсидів, що підлягають нормуванню; треба при цьому виходити з експлуатаційних оцінок з урахуванням всіх без винятку експлуатаційних режимів.

- поглиблення комп'ютеризації керування ДВЗ як необхідної умови створення екологічно чистих двигунів;

- застосування комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок результатів оптимізації конструктивних, режимних, регулювальних параметрів при створенні екологічно чистих двигунів з високою паливною економічністю;

- суттєве удосконалення систем діагностування ДВЗ при оцінках їх експлуатаційної токсичності у режимах реального часу;

4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації.

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

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

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

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між миттєвим значенням тиску в хвилі і барометричним тиском.

Найменший тиск звуку, що сприймається людиною, і який називають пороговим, становить $2 \cdot 10^{-5}$ Н/м².

Сила звуку – кількість енергії, яка переноситься хвилею в одиницю часу через одиницю площі. Сила звуку вимірюється у Вт/м² і є величиною, пропорційною квадратові тиску звуку. Порогове значення сили звуку становить 10^{-12} Вт/м². Тиск і сила звуку змінюються у широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці – децибели (дБ). Рівнем шуму називають двадцяти-кратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її порогового значення.

Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів у рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

З іншого боку, це шум газодинамічного (гідравлічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають у процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливо-повітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згорання на номінальному режимі досягає 110-120 дБ. Він значною мірою залежить, від таких експлуатаційних факторів, як навантаження та частота обертання. Зменшення частоти обертання знижує рівень шуму на 10-15 дБ.

Вібрація.

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

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

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

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

До конструктивних засобів, що спрямовані на зниження шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів у рухомих з'єднаннях, застосування дезаксимального кривошипно-шатунного механізму, кулачка розподільного валу з безударним профілем, використання шумопоглинаючих накладок, збільшення товщини стінок циліндра у тій частині, де має місце різка зміна тиску газів, застосування таких конструкцій камер згорання, які забезпечують плавний ріст тиску газів.

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

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Для інших моделей цей глушник не буде забезпечувати необхідного зниження шуму. Найбільш розповсюджені глушники, у яких для глушіння використовуються розширювальні і резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

У період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування дизель-генераторів необхідно дотримуватися вимоги техніки безпеки, охороні праці і пожежної безпеки і, крім того, необхідно виконувати і дотримувати наступного:

- В приміщенні електростанції повинна бути медична аптечка для надання першої допомоги при опіках, травмах і отруєнні газами, а також вогнегасники. Їх вміст і готовність до використання повинні регулярно перевірятися.
- При ремонті двигуна у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею палива і стислого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного керування вивісити попереджувальні таблички, які застерігають про те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні і його майданчиках не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування. Пролите мастило або вода повинні бути негайно прибрані.
- Паливна система непрацюючого дизель-генератора повинна бути перекрита від подачі палива.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

- Перед пуском дизель-генератора перевіряти на герметичність місця з'єднання трубопроводів. Категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим полум'ям.
- Перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну здійснювати з відкритими декомпресійними кранами не менше двох оборотів, після чого зняти важіль повороту колінчастого валу і закрити декомпресійні крани.
- Щодня перевіряти розрідження в картері і у разі відхилення від допустимих меж виявляти і усувати несправність.
- Люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше ніж через 15 хв. після зупинки двигун-генератора.
- Машинне відділення повинне бути забезпечене природною або штучною вентиляцією. Вентиляційні канали не можна закривати.
- При поміченій несправності необхідно зупинити працюючий дизель-генератор і усунути несправність.
- Перед шафами управління повинні бути встановлені гумові килимки, на яких обслуговуючий персонал повинен знаходитися при проведенні будь-яких робіт по шафах.
- При роботі в картері двигуна використовувати переносні електролампи напругою 6-36 В. електролампа повинна бути захищена металевією сіткою.
- У приміщенні електростанції забороняється палити і користуватися відкритим вогнем.
- У приміщенні електростанції допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні для експлуатації дизель-генератора.
- Дизель-генератор і його основні частини: електрогенератор, дроти, кабелі і розподільні пристрої (шафи) – регулярно (щонеділі), а двигун щоденно, очищати від паливо - мастильних речовин, пилу.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- У нічний час при ремонті повинне бути забезпечене якісне освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує спостереження за свідченнями приладів під час відключення освітлювальної мережі.
- При експлуатації двигуна в контейнері рекомендується носити облягаючий одяг.
- Особи, обслуговуючі дизель-генератор (працюючий) з рівнем шуму вище 85 дБа повинні мати засоби індивідуального протишумного захисту по ГОСТ 12.4.051-78.

Забороняється:

- пускати двигун при знятому кожусі, що закриває маховик;
- обтирати рухомі і деталі, що обертаються, 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;
- відкривати декомпресійні крани на працюючому двигуні без приєднаних до них вимірювальних приладів;
- працювати в шафах управління, що знаходяться під напругою;
- проводити зварювальні роботи електрозварювальним апаратом на працюючому дизель-генераторі.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по двигуну 8ЧН13/14 з проектуванням поршня, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркуша формату А1.

В пояснювальній записці виконаний опис конструкції двигуна з наведення основних параметрів.

На початку дипломного проекту по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 170 \text{ кВт}$, $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун-прототип 8ЧН13/14 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

З теплового розрахунку було взято необхідні вихідні дані для розрахунку теплового стану поршня.

Зважаючи на те, що розроблений газовий двигун є джерелом шуму і вібрації, значну частину капліфікаційної роботи відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьак Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К. «Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности», К.: Техника, 1992.
2. Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 2. М.: Машиностроение, 1973.
3. Ваншейдт В.А. «Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей». Ленинград.: «Судостроение», 1969.
4. Ваншейдт В.А., Иванченко Н.Н., Колерова Л.К. «Дизели. Справочник» Ленинград.: «Машиностроение». 1977.
5. Вешкельский С.А. «Справочник моториста установок с ДВС». Ленинград.: «Машиностроение», 1985.
6. Захаров Ю.С. «Экономическое обоснование дипломных проектов».
7. Зенкин А.С., Петков В.И. Допуски и посадки в машиностроении: Справочник – 3^е издание. К.: Техника, 1990.
8. Каширин Р.В., Голубев Л.Ю., Соколов М.Ф. «Пособие для должностных лиц и специалистов по курсу «Охрана труда»». Николаев: «Учебный центр», 2003.
9. Кинжалов О.С., Литвин С.Н., Горбань А.И. «Показатели качества и экономическое обоснование принятых технических решений при проектировании двигателей внутреннего сгорания» Учебное пособие для студентов специальности 090210 «Двигатели внутреннего сгорания» Николаев 2006.
10. Орлин А.С., Круглова М.Г. Двигатели внутреннего строения. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: «Машиностроение». 1983.
11. Полтев В.Н. «Охрана труда в машиностроении».

					ПННІ НУК 131.61.22.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64