

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення техніко-економічних показників стаціонарного дизельного двигуна потужністю 400 кВт за рахунок застосування удосконаленої паливної системи.

Прототип - 6ЧН18/22

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-20

_____ **Мельникова І.О.**
(підпис)

Керівник роботи:

зав. кафедри «ЕМ», к.т.н., доцент ПФ НУК
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Нестеренко В.В.**
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

ЗМІСТ

Вступ

1	Опис конструкції двигуна.....	
2	Конструкторський розділ.....	
2.1	Вимоги до проектного двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу	
2.2	Розрахунок робочого процесу двигуна.....	
2.3	Розрахунок індикаторної діаграми.	
2.4	Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим.....	
2.5	Динамічний розрахунок двигуна.....	
2.6	Розрахунок теплового балансу.....	
3	Проектування паливної системи з паливопідготовкою.....	
3.1	Опис паливної системи.....	
3.2	Система паливопідготовки.....	
3.3	Розрахунок елементів паливостачання.....	
4.	Охорона праці	
4.1	Коротка характеристика обладнання і умов праці на підприємстві..	
4.2	Аналіз умов праці на робочому місці.....	
4.3	Розрахунок інтегральної бальної оцінки.....	
4.4	Визначення заходів з охорони праці.....	
5.	Техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень.....	
	Загальні висновки.....	
	Список використаної літератури.....	

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрушів
Розроб.		Мельникова						
Перевір.		Нестеренко					2	
Реценз.		Каіров				61-ТЕМмаг-20		
Н. контр.		Нестеренко						
Затверд.		Нестеренко						

Графічна частина роботи

ДОДАТОК А: Поперечний переріз 6ЧН18/22 СК;

ДОДАТОК Б: Система паливопідготовки

ДОДАТОК В. Форсунка СК;

ДОДАТОК Г: Насос гідрозапору СК;

ДОДАТОК Д: Індикаторна діаграма та графік сил діючих в КШМ

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

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 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 тепловантаження циліндро-поршневої групи, зниження тертя, забезпечення якісного охолодження, впровадження нових технологічних процесів для забезпечення ресурсів та надійної роботи поршневих кілець, клапанів, підшипників і колінчатого валу, ущільнення газового стику і т.д., підготовки виробництва для виготовлення ліцензійних двигунів, створення спеціалізованих підприємств.

Таке завдання стоїть і перед ВАТ "завод Дальдизель", який в даний час випускає дизель редукторні агрегати потужністю 100-465 кВт з середнім ефективним тиском до 17 бар. Потрібне створення більш форсованих двигунів для підвищення агрегатної потужності.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Шляхом створення форсованих дизельних агрегатів пішли і ряд інших дизелебудування підприємств країни: Коломенський тепловозобудівний завод (м Коломна), АТ «Завод ім. Маминих »(м Балаково) і ін. Успішний економічний розвиток галузі буде залежати від результату діяльності кожного дизелебудівного підприємства, причому ця діяльність повинна укладатися в ті завдання, які стоять перед вітчизняним дизелебудуванням.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОПИС ДВИГУНА ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ НА ЯКОМУ ЗАСТОСОВУЄТЬСЯ ДВИГУН

1.1 Опис об'єкту застосування.

Для розміщення 3-х когенераційних установок із дизельними двигунами 6ЧН18/22 загальною електричною потужністю 1200 кВт використовуються переважно площі, що вивільняються при реконструкції промислових об'єктів. В розробленому проекті когенераційна установка розміщується на вільній площі котельні. Будівля одноповерхова, із складеного залізобетону, каркасна із залізобетонними панелями. Висота до низу ферми - 6м. Приміщення обладнано підвісним краном вантажопід'ємністю 1,0 Т. Будівля знаходиться в доброму стані, частина будівлі, де буде встановлюватися когенераційна установка, вільна. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації. Стан навколишнього середовища району задовільний. Розрахункова температура навколишнього повітря найбільш холодних п'яти діб - 20°C.

Призначення і мета застосування когенераційної установки.

Когенераційна установка на базі дизель-генератора ДГА-400 з дизельним двигуном 6ЧН 18/22 призначена для вироблення електричної енергії на власні потреби котельні, а також для отримання додаткової теплової енергії за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води, масла, наддувочного повітря і вихлопних газів двигуна.

Мета застосування когенераційної установки - зменшення витрат споживача на електроенергію у 1,5....2 разів, а також додаткове отримання тепла.

Склад, характеристика устаткування.

В склад когенераційної установки входить слідує теплотехнічне устаткування:

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- дизельний двигун-генератор ДГА-400, теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси циркуляційні, насоси поповнення, градирня ГМП-20, система підготовки палива, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система прийому.

Основні технічні дані газового двигун-генератора ДГА-400:

- повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	400
- мінімальна потужність при тривалій роботі, кВт	80
- питома витрата циркуляційного масла на угар, г/(кВтгод)	0,9
- вид струму - фазний	змінний, 3-х
- напруга, В	400
- частота, Гц	50
- назначений ресурс безперервної роботи, годин	1000
- маса двигун -генератора, кг	4695
Габаритні розміри, мм	
- довжина	3370
- ширина	942
- висота	1763

Двигун-генератор автоматизований по 2-й ступені ГОСТ 14228-80 із виконанням наступних операцій:

- автоматичне регулювання частоти обертання валу двигуна, напруги і температури в системах охолодження і мащення;
- місцеве і дистанційне управління пуском, остановкою, передпусковими і післяостановочними операціями;
- автоматичне заряджання АКБ, забезпечуючий пуск і живлення засобів автоматизації (при пуску електростартера);
- автоматична аварійно-попереджувальна сигналізація і захист;
- індикація значень контрольованих параметрів на місцевому щитку і дистанційному пульті.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- дистанційне автоматизоване і автоматичне керування пуском, остановкою, передпусковими і післяостановочними операціями;
- автоматичний прийом навантаження при автономній роботі або видача сигналу про готовність до прийому навантаження;
- автоматизація спільної роботи двигунів, у тому числі автоматичний прийом навантаження в ході синхронізації при паралельній роботі ДГА між собою або із зовнішньою мережею;
- автоматична підтримка двигуна в готовності до швидкого прийому навантаження;
- автоматизований екстрений пуск і остановка;

Генератор синхронний типу Leroy Somer LSA 46.2 VL12, трьохфазний із статичною системою збудження, автоматичним регулюванням напруги, одноопорний, щітковий.

Основні технічні характеристики ТУВ

Теплообмінник утилізаційний водогрійний конструктивно виконаний одноступеневим, водотрубним, двохходовим по воді, теплообмінні трубки оребрені, сталєалюмінієві. Теплообмінник складається із чотирьох секцій, з'єднаних поміж собою послідовно по ходу випускних газів.

Циркуляція води в системі охолодження двигуна виконується навісним водяним насосом двигуна ($Q = 27 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м. вод. ст.}$)

Для обліку тепла, що відводиться від двигуна і подається споживачам використовується лічильник тепла СВТУ-10М.

Постачання повітря для пуску газового двигуна

Для пуску двигуна передбачена система стиснутого повітря, яка містить в собі:

- електричний компресор автоматизований LT-40 для отримання і нагнітання в балон стиснутого повітря із автоматичною підтримкою тиску в ньому ($p = 3 \text{ МПа}$);
- балон стиснутого повітря ($V = 200\text{л}$);
- трубопроводи і арматура.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Система прийому, зберігання та заміни масла

Для поточної витрати масла в проєкті передбачений бак запасу масла об'ємом 600 л. Подача масла в бак виконується насосом НМШ 5-25-4,0/4 від пересувної ємкості.

Протипожежні заходи

Будівля відноситься до 1-ої ступені вогнестійкості.

Категорія виробництва "Г".

Підвал у будівлі відсутній.

В проєкті передбачена безпечна евакуація людей у випадку пожежі. В будівлі є два рознесених евакуаційних виходи. Всі конструктивні елементи будівлі виконані із негорючих матеріалів. Передбачені також легко скидальні конструкції (віконні пройоми).

Опалення і вентиляція

Опалення приміщення когенераційної установки передбачається із розрахунку компенсації тепловтрат через зовнішні огорожуючі конструкції і на нагрівання вентиляційного повітря і забезпечує в приміщенні нормовану температуру повітря. В робочий час підтримка нормованої температури в приміщенні когенераційної установки забезпечується за рахунок тепло- відділень від працюючого двигун-генератора. На період монтажу та ремонтних робіт підтримка нормованої температури забезпечується за рахунок роботи тепловентилятора із електропідігрівом.

В приміщенні когенераційної установки передбачається приточно-витяжна вентиляція із механічним та природним примусом. Загальнообмінна витяжна вентиляція із природним примусом із трьохкратним обміном повітря за годину передбачається із верхньої зони. На додаток до природньої витяжки передбачена механічна. Для компенсації витяжки передбачена приточна вентиляція, як природна так і механічна. Приток повітря в приміщення виконується від вентиляторів, на додаток до

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

механічного притоку в теплу пору року передбачений природний через відкриті фрамуги вікон та ворота.

В холодну і перехідну пору року для запобігання подачі холодного повітря передбачено змішування зовнішнього і внутрішнього повітря, для чого передбачена перемичка.

Водопостачання і каналізація

Проектом передбачається двоконтурна система охолодження: охолоджувачем є оборотна вода, що охолоджується у вентиляторній градирні ГМП-20. Витрата води на підпитку градирні і теплової мережі – 1,5 м³/добу.

Джерелом водопостачання є діюча мережа водопроводу діаметром 100 мм.

Водопровід запроектований із сталевих труб діаметром 20 мм по ГОСТ 3262-75.

Дренажна вода із двигун-генератора при ремонтах скидається в запроектовану мережу виробничої каналізації із чавунних каналізаційних труб діаметром 100 мм.

Електро - технічні рішення

Паралельна робота ДГА-400 із електричною мережою Обленерго забезпечується комплектним електрообладнанням двигун-генератора – збуджуючим пристроєм УВГС, низьковольтним пристроєм УКН-400.

Основним споживачем електроенергії є допоміжне технологічне обладнання – маслonaсос сітьовий, підпиточний і циркуляційний насоси, сантехнічна вентиляція і освітлення, вентилятор градирні, щит КВП і прибор пожежного контролю, електроосвітлення.

Розподіл електроенергії до цих споживачів виконується від щита власних потреб (ЩВП) – силового шкафа із автоматами серії ПР11 підключеного до УКН-400.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Електричні мережі до допоміжного обладнання виконуються дротами АВВГ, прокладеними по стінам на дужках. Силові мережі і контрольні ланцюги двигун-генератора, комплектного збуджуючого пристрою УВГС і низьковольтного комплектного щита УКН-400 виконуються дротами ВВГ, КВВГ, прокладеними в канаві.

Проектом передбачене робоче, аварійне і ремонтне освітлення. Аварійне освітлення виконано вибухозахищеними світильниками, що вмикаються зовні і служить для включення освітлення після перерви в роботі, крім того в районі щитів передбачений стаціонарний акумуляторний світильник із під зарядним пристроєм.

В якості джерела світла для робочого освітлення вибрані газорозрядні лампи, для аварійного – лампи розжарювання.

Напруга мережі загального освітлення 380/220 В, на світильниках – 220 В, ремонтного – 36 В.

Для захисту людей від враження електричним струмом при пошкодженні ізоляції передбачається захисне занулення і заземлення всіх не струмоведучих частин електрообладнання, металевих корпусів щитів, сталевих конструкцій електропроводки, повітряних трубопроводів, нульовими жилами дротів, сталевими полосами 404 і 254 внутрішнього заземлення приміщення ДЕС.Проектований контур заземлення з'єднується із наявним контуром заземлення цеху.

Заземлення нейтралі генератора виконано з'єднанням його до контуру заземлення проектового приміщення ДЕС гнучким голим мідним дротом.

Захист від блискавки димової труби, продувочних свічок газопроводів забезпечується стержневим блискавкоприймачем, закріпленим на димовій трубі і з'єднаним із електродами зовнішнього контуру заземлення.

Пожежна сигналізація, газоаналіз і газове пожежогасіння

Пожежна сигналізація.

В якості приймально - контрольного пожежного приладу прийнятий прилад СА-4 із вбудованим блоком живлення і акумулятором. Прилад

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

встановлений в приміщенні когенераційної установки. Напруга живлення - 220 В, 50Гц, споживана потужність –5 Вт. Резервне живлення виконується від акумулятора, вмонтованого в прилад.

Автоматичні пожежні сигналізатори комбіновані ИПК-1 монтуються на трасі під стелею приміщення, що захищається, ручні (ИПР) на стінах на висоті 1,5 м від рівня підлоги. Світлозвуковий пристрій встановлюється на фасаді. Сигнал про пожежу передається на пульт чергового.

1.2 Опис конструкції двигуна 6ЧН 18/22

Проектований дизель призначений як дизель-генератор. Технічна характеристика проектного двигуна представлена таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Технічні характеристики проектного двигуна

Основні характеристики	Проектований дизель
Тип дизеля	6ЧН 18/22
Потужність, кВт	400
Частота обертання, об/мин	1000
Діаметр циліндра, мм	180
Хід поршня, мм	220
Розташування циліндрів	рядне
Середній ефективний тиск, бар	15,0
Середня швидкість поршня, м/сек	7,33
Максимальний тиск, бар	135,4
Розхід палива, г/(кВт·ч)	190
Розхід мастила на угар, г/(кВт·ч)	0,95
Ресурс до першої переборки, ч	15000
Ресурс до капітального ремонту, ч	53000

Підвищення середнього ефективного тиску, максимального тиску циклу і, відповідно, теплових і механічних навантажень у сучасних середньооборотних двигунах вимагає перегляду конструкцій двигунів,

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

насамперед, найбільш відповідальних деталей вузлів. Оскільки середній ефективний тиск, максимальний тиск циклу в проектованому агрегаті незначно перевищує аналогічні параметри ДГА-400, тому доцільно оцінити прийнятність конструкції цього агрегату для проектового дизеля.

По колишньому головним конструктивним рішенням з кістяка двигунів у світовій практиці можна вважати підвісний колінчастий вал. Це дозволяє досягти високої жорсткості моноблочного блоку - картера, в якому розміщуються підшипники колінчастого валу, що кріпиться за допомогою анкерних зв'язків і бічних болтів (шпренгельних зв'язків). Раніше в світовій практиці часто застосовувалася розділена конструкція фундаментної рами і блоку циліндрів з укладанням колінчастого валу в ліжку фундаментної рами. У нових моделях середньооборотних дизелів роз'ємні конструкції рами і блоку, як правило, не застосовуються, і наявність таких конструктивних моделей у виробничих програмах провідних зарубіжних фірм пояснюється модернізацією раніше спроектованих і випускаються серій, що проводиться фірмами, в межах можливостей цієї модернізації без корінного перегляду конструкцій. Спочатку дизель 6ЧН 18/22 (ДГА-400) був спроектований за схемою підвісного колінчастого валу. Проте в процесі виробництва першої партії дизелів ВАТ 'Дальдизель' зіткнулася з великими виробничими труднощами, оскільки наявні технологічні лінії передбачали виготовлення тільки роз'ємних конструкцій остова роздільних блоку циліндрів і фундаментної рами. Тому ВАТ "Дальдизель" був змушений перепроєктувати цей дизель по кістяку аналогічно іншим випускається серійним дизелям. В даний час відомо, одна з провідних фірм МаК зберегла розділену конструкцію кістяка при модернізації дизеля типу М601. Тому в проекті зупинимося на конструктивній схемі проектового двигуна по кістяку аналогічно прототипу заводу "Дальдизель". Матеріал

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

фундаментної рами та блоку циліндрів зберігається аналогічно прототипу -сірий чавун.

Конструкція поршневої групи (поршня, поршневих кілець) визначається перш за все ступенем форсування двигуна за середнім ефективним тиском. Залежно від середнього ефективного тиску та частоти обертання дизеля застосовують цільноалюмінієві поршні, чавунні та складові (головка з жароміцної сталі, тронк алюмінієвий або чавунний). У цьому проекті величина середнього ефективного тиску дорівнює 1,5 МПа, частота обертання колінчастого валу становить 1000 об/хв, і за ступенем форсування за середнім ефективним тиском проєктований дизель незначно відрізняється від прототипу. У прототипі застосовано цільнолитий чавунний поршень з відкритою камерою згоряння, охолоджується циркуляційним маслом, що подається в порожнину охолодження через отвір в шатуні і поршневому пальці. У поршневих канавках поршня розташовані два напівтрапеціїдальні хромовані компресійні поршневі кільця, напівтрапецеїдальне хромоване компресійне маслорозподільне кільце і маслознімне коробчасте з пружинним розширювачем. Враховуючи незначну різницю в ступені форсування проєктованого двигуна і прототипу, зберігаємо конструктивну схему поршневої групи по прототипу.

У проєктованому двигуні немає підстав відмовлятися від шатунної групи з прототипу. Стрижень шатуна - сталевий, двотавровий переріз, має отвір для підведення олії до головного підшипника. Верхня головка має застопорену гвинтом бронзову втулку, нижня головка з косим роз'ємом і біметалевими вкладишами має зубчастий замок. Кришка шатуна фіксується штифтом і закріплюється шатунними болтами.

У прототипі використовується колінчастий вал - сталевий, цільнокований зі сталі 45А. Вал має шість шатунних і сім корінних шийок, четверта корінна шийка - настановна. Опорні поверхні щоків колін сприймають осьові зусилля, що виникають під час роботи дизеля.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Коліна валу розташовані у трьох площинах, розташованих під кутом 120° . Діаметр корінних та шатунних шийок – 150 мм. Для підвищення зносостійкості поверхні корінних і шатунних шийок загартовані струмом високої частоти. Колінчастий вал має свердління для подачі олії з корінних шийок на шатунні. До фланця заднього кінця колінчастого валу кріпиться маховик. Враховуючи незначне підвищення ступеня форсування за середнім ефективним тиском порівняно з прототипом, немає підстав відмовлятися від конструкції колінчастого валу по прототипу.

У прототипу в механізм газорозподілу входять розподільний вал і привід розподілу та механізмів. Прототип має нижнє розташування розподільного валу у блоці циліндрів дизеля. Це традиційна конструкція для дизелів, що випускаються ВАТ "Дальдизель". Для спрощення виготовлення проектного двигуна в умовах ВАТ "Даль-дизель" у проекті доцільно зберегти конструкцію механізму газорозподілу аналогічно до прототипу.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проєктованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу.

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проєктованого двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

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.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

г) Тиск наддуву для дизельних двигунів сягає 0,3...0,4 МПа і обмежується в основному механічною міцністю деталей двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає 18...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 $\alpha_{\text{пер}} = 140...150^\circ$ дорівнює 1,1...1,2.

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

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

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

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 $\lambda = 1,35...2,2$.

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 $40...60^\circ\text{C}$.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 округлення індикаторної діаграми.

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

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 $n_k = 1,6$.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна.

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	400 кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	1000 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\epsilon =$	13
Число циліндрів	$i =$	6
Тиск наддуву	$P_B =$	0,29 МПа

Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,5
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,1 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	15 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,16 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	700 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,65
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,89
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,97

Паливо:

Рапсова олія

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,87 \quad H = 0,126 \quad O = 0$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$$

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) \text{ кмоль/кг}$$

$$L_0 = 0,495 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість свіжого заряду

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

$$M_1 = 1,238 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,0725 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,063 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість O}_2: \quad M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,156 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість N}_2: \quad M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,9781 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 1,2696 \text{ кмоль/кг}$$

Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

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

$n_k = 1,3$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі.

$T_B = 373 \text{ K}$

Тиск в кінці впуску.

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

число з інтервалу = 0,95

$$P_d = 0,27075 \text{ МПа}$$

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.

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

$$\gamma_r = 0,02$$

Температура в кінці впуску.

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

$$T_d = 366 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,941$$

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.

$$\rho_\varepsilon = 2,894 \text{ кг/м}^3$$

Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{n} \text{ для } 600 \leq n \leq 2500$$

$n_1 = 1,300$ Значення для $600 \leq n \leq 2500$
Вибираємо значення

$$n_1 = 1,330$$

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 8,206 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 854 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$m C v' = 19.88 + 0.002638 \times T_c, \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

$$m C v' = 22,1324 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,025$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,025$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

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

Після підстановки одержим рівняння.

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

де:

$$a = 22,93623$$

$$b = 0,001724$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

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

Після підстановки одержим рівняння.

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

де:

$$a = 31,07023$$

$$b = 0,001724$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 13,53933 \text{ МПа}$$

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:

$$A = 0,001767$$

$$B = 31,84193$$

$$C = 60180,42$$

Звідки:

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

$$T_z = 1725 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,25$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 10,36$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{n} \quad \text{для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_2 = 1.31 \quad \text{Значення для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1.23$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_e = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, MPa$$

$$P_e = 0.763 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_e = 1007 \text{ К}$$

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1.664 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1.614 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0.500$$

Питома індикаторна витрата палива.

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

$$g_i = 0,170 \text{ кг/квт год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.089 + 0.0118 \times V_{П.СР} \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня.

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

$$S_{ПР} = 0,22 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР} = 7,333 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,17553 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ МПа}$$

$$P_{ne} = 1,439 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,891$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,445$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$g_e = 0,190 \text{ кг/квт год}$$

Годинна витрата палива.

$$B = \nu_e \times P_e =, \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

$$B = 76,101 \text{ кг/год}$$

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.

$$V_{st} = 33,360 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 5,560 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

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

$$d_{IP} = 0,18 \text{ м}$$

$$m = 1,222222$$

$$d = 179,6184 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 219,5336 \text{ мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 180 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 220 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_s = 33,57288 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 403 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{exp} = 401 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,6 \%$$

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,664	МПа	Теоретичний середній індикаторний тиск.
$P_{mi}^D =$	1,614	МПа	Дійсний середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,27	МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,33		Показник політропи стиску.
$\epsilon_c =$	13		Ступінь стиску.
$P_{max} =$	13,54	МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,23		Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,25		Ступінь попереднього розширення.
$m_v =$	20	мм	масштаб по осі абсцис (15 - 20);
$l_v =$	260,0	мм	довжина індикаторної діаграми;
$l_p =$	182,0	мм	висота індикаторної діаграми;
$m_p =$	0,050	МПа/мм	масштаб по осі тиску.

Формули для розрахунку.

$$P_c = \frac{P_d \times \epsilon^{n_1}}{(V/V_c)^{n_1}}, \text{кПа} \quad P_p = \frac{P_{max} \times \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}, \text{кПа}$$

Таблиця 2.3

Результати розрахунку

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	8,206	164		
1,25	6,098	122		
1,29	5,848	117	13,086	262
1,50	4,785	96	10,870	217
1,75	3,898	78	8,993	180
2	3,264	65	7,631	153
3	1,903	38	4,634	93
4	1,298	26	3,253	65
5	0,965	19	2,472	49
6	0,757	15	1,976	40
7	0,617	12	1,634	33
8	0,516	10	1,387	28
9	0,442	9	1,200	24
10	0,384	8	1,054	21
11	0,338	7	0,937	19
12	0,301	6	0,842	17
13	0,271	5	0,763	15

На основі розрахунків побудована теоретична індикаторна діаграма.

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$\begin{array}{llll} V_s=[AB]= & 240 & \text{мм} & \text{Приведенний робочий об'єм} \\ V_c= & 20 & \text{мм} & \end{array}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,639$$

$$\Delta P_{mi} = 3,046 \quad \%$$

Похибка не перевищує 5%

Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

Для виключення продування і занедбаності газів з циліндрів в ресівер, а також допустимого погіршення коефіцієнта наповнення необхідно встановити фази:

Кінець випуску - не менше 25° п.к.в. за ВМТ (якщо менше, відбувається підтискання газу при підході поршня до ВМТ, у зв'язку з чим збільшуються коефіцієнт залишкових газів і температура заряду).

Початок впускання - не менше 15° п.к.в. до ВМТ (менше – відбувається дроселювання газоповітряної суміші з падінням коефіцієнта наповнення і можливим підсосом газів з вихлопного колектора).

Кінець впускання - не менше 25° п.к.в. за НМТ

Виходячи з цього слід встановити фази (допуск $\pm 5^\circ$ п.к.в.).

$C', \text{ДоВМТ}$	точка подачі палива форсункою (подачі іскри). Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання).	
$f, \text{ДоВМТ}$	точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ \text{ ПКВ}$	
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	кут після ВМТ, де тиск максимальний	
$b', \text{ПісляВМТ}$	точка відкриття випускного клапану	
$r', \text{ДоВМТ}$	точка відкриття впускного клапану	
$r'', \text{ПісляВМТ}$	точка закриття випускного клапану	
$d', \text{ДоВМТ}$	точка закриття впускного клапану	
c''	точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску	
Z_d	точка максимального тиску газів	

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,26	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB] =$	240	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	10	$^\circ \text{ ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_r =$	0,160	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,05	МПа/мм Масштаб тиску.
$S =$	220	мм Хід поршня.
$P_c =$	8,21	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	13,54	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 2.4 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Позначення точки $\varphi^0, \text{ГКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ГКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	18	0,061	7,4
$\varphi, \text{ДоВМТ}$	8	0,012	1,5
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	15	0,043	5,1
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,719	206,3
$r', \text{ДоВМТ}$	20	0,076	9,1
$r'', \text{ПісляВМТ}$	20	0,076	9,1
$d', \text{ДоВМТ}$	120	1,598	191,7

Ордината точки r

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{мм} \quad 3,20$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 9,85 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 196,9 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизельних двигунів: $P_{zd} = P_{\max}$

$$P_{zd} = 13,54 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 271 \text{ мм}$$

На основі розрахунків дійсної та теоретичної індикаторної діаграми побудована розгорнута індикаторна діаграма.

Поправка Брікса

$$OO' = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 14,3 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 0,92 \text{ мм/мм}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 15,60 \text{ мм}$$

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим

Таблиця 2.5 Порівняльна таблиця ефективних показників двигунів

Назва	Позначення	Двигун-прототип	Спроектований двигун
Ефективна потужність, кВт	P	225	400
Частота обертання колінчастого валу, об/с	n	750	1000
Максимальний тиск згоряння, МПа	P _{max}	10	135
Середній ефективний тиск, МПа	P _{me}	1.1	1,5
Тиск наддуву, МПа	P _д	0,20	0,29
Діаметр, мм	D	180	180
Хід поршня, мм	S	220	220
Число циліндрів	i	6	6
Ступень стиску	ε	12	13
Ефективна витрата палива, кг/кВт год	g _e	0,225	0,190

Для збільшення потужності двигуна прототипу з 225 кВт до 400 кВт тиск наддуву з 0,20 МПа до 0,26 МПа та кількість обертів, при цьому збільшився середній ефективний тиск. Ефективна витрата палива зменшилась по рівнянні з двигуном прототипом з 0,225 кг/кВт год до 0,190 кг/кВт год за рахунок збільшення середнього ефективного тиску.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

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.

Вихідні дані:

d=	0,180	м - діаметр циліндра
s=	0,22	м - хід поршня
λ_L =	0,268	- кривошипно-шатунне відношення
r=	0,11	м - радіус кривошипа
n=	1000	хв ⁻¹ - частота обертання
m _s =	28,20	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
m _F =	1,00	кН/мм - масштаб сил
m _p =	0,03	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

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

$$\omega = 104,7 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$A = 0,025 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_k = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{u\ o\ \phi} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{\text{иоб.}} = -52,4 \quad \text{кН}$$

$$F_{\text{иоб.}} = -52,4 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 43,512 \quad \text{кг}$$

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	M^3	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,00047	4,345	-43,090	-38,745	0,000	-38,745	0,000	4,35	-43,09	-38,75	0,00	-38,75	0,00
10	0,00052	4,345	-42,025	-37,680	-1,754	-38,903	-8,306	4,35	-42,02	-37,68	-1,75	-38,90	-8,31
20	0,00068	4,345	-38,910	-34,565	-3,173	-35,804	-15,058	4,35	-38,91	-34,56	-3,17	-35,80	-15,06
30	0,00093	4,345	-33,984	-29,639	-3,984	-29,921	-18,974	4,35	-33,98	-29,64	-3,98	-29,92	-18,97
40	0,00128	4,345	-27,614	-23,269	-4,029	-22,185	-19,274	4,35	-27,61	-23,27	-4,03	-22,19	-19,27
50	0,00169	4,345	-20,262	-15,917	-3,291	-13,817	-15,821	4,35	-20,26	-15,92	-3,29	-13,82	-15,82
60	0,00215	4,345	-12,438	-8,093	-1,896	-6,109	-9,154	4,35	-12,44	-8,09	-1,90	-6,11	-9,15
70	0,00264	4,345	-4,646	-0,301	-0,077	-0,186	-0,372	4,35	-4,65	-0,30	-0,08	-0,19	-0,37
80	0,00314	4,345	2,657	7,002	1,870	3,200	9,088	4,35	2,66	7,00	1,87	3,20	9,09
90	0,00364	4,345	9,107	13,452	3,650	3,788	17,752	4,35	9,11	13,45	3,65	3,79	17,75
100	0,00411	4,345	14,459	18,804	5,022	1,822	24,406	4,35	14,46	18,80	5,02	1,82	24,41
110	0,00455	4,345	18,599	22,945	5,841	-2,073	28,315	4,35	18,60	22,94	5,84	-2,07	28,31
120	0,00494	4,345	21,545	25,890	6,064	-7,074	29,285	4,35	21,55	25,89	6,06	-7,07	29,29
130	0,00528	4,345	23,425	27,770	5,742	-12,372	27,603	4,35	23,43	27,77	5,74	-12,37	27,60
140	0,00556	4,345	24,451	28,796	4,985	-17,333	23,852	4,35	24,45	28,80	4,99	-17,33	23,85
150	0,00578	4,345	24,876	29,221	3,927	-21,573	18,707	4,35	24,88	29,22	3,93	-21,57	18,71
160	0,00594	4,345	24,957	29,302	2,690	-24,950	12,765	4,35	24,96	29,30	2,69	-24,95	12,77
170	0,00603	4,345	24,908	29,253	1,362	-27,477	6,449	4,35	24,91	29,25	1,36	-27,48	6,45
180	0,00606	4,345	24,875	29,220	0,000	-29,220	0,000	4,35	24,88	29,22	0,00	-29,22	0,00
190	0,00603	4,393	24,908	29,301	-1,364	-30,253	-6,459	4,39	24,91	29,30	-1,36	-30,25	-6,46
200	0,00594	4,538	24,957	29,495	-2,707	-30,552	-12,849	4,54	24,96	29,50	-2,71	-30,55	-12,85
210	0,00578	4,794	24,876	29,670	-3,988	-29,953	-18,994	4,79	24,88	29,67	-3,99	-29,95	-18,99
220	0,00556	5,180	24,451	29,631	-5,130	-28,251	-24,543	5,18	24,45	29,63	-5,13	-28,25	-24,54
230	0,00528	5,729	23,425	29,154	-6,028	-25,307	-28,979	5,73	23,43	29,15	-6,03	-25,31	-28,98
240	0,00494	6,490	21,545	28,035	-6,567	-21,162	-31,712	6,49	21,55	28,04	-6,57	-21,16	-31,71
250	0,00455	7,540	18,599	26,139	-6,655	-16,114	-32,257	7,54	18,60	26,14	-6,65	-16,11	-32,26
260	0,00411	8,994	14,459	23,453	-6,264	-10,717	-30,441	8,99	14,46	23,45	-6,26	-10,72	-30,44
270	0,00364	11,037	9,107	20,145	-5,466	-5,673	-26,583	11,04	9,11	20,14	-5,47	-5,67	-26,58

Продовження таблиці 2.5

280	0,00314	13,968	2,657	16,625	-4,440	-1,611	-21,578	13,97	2,66	16,62	-4,44	-1,61	-21,58
290	0,00264	18,287	-4,646	13,641	-3,473	1,232	-16,833	18,29	-4,65	13,64	-3,47	1,23	-16,83
300	0,00215	24,865	-12,438	12,427	-2,911	3,396	-14,057	24,86	-12,44	12,43	-2,91	3,40	-14,06
310	0,00169	35,252	-20,262	14,990	-3,099	6,678	-14,899	35,25	-20,26	14,99	-3,10	6,68	-14,90
320	0,00128	52,207	-27,614	24,593	-4,258	14,803	-20,371	52,21	-27,61	24,59	-4,26	14,80	-20,37
330	0,00093	80,246	-33,984	46,262	-6,218	34,154	-29,616	80,25	-33,98	46,26	-6,22	34,15	-29,62
340	0,00068	124,158	-38,910	85,248	-7,825	72,587	-37,138	124,16	-38,91	85,25	-7,82	72,59	-37,14
350	0,00052	178,034	-42,025	136,010	-6,332	127,750	-29,982	178,03	-42,02	136,01	-6,33	127,75	-29,98
360	0,00047	247,900	-43,090	204,810	0,000	204,810	0,000	247,90	-43,09	204,81	0,00	204,81	0,00
370	0,00052	341,816	-42,025	299,791	13,957	309,529	66,086	341,82	-42,02	299,79	13,96	309,53	66,09
380	0,00068	214,408	-38,910	175,498	16,109	181,788	76,455	214,41	-38,91	175,50	16,11	181,79	76,45
390	0,00093	143,826	-33,984	109,843	14,763	110,890	70,319	143,83	-33,98	109,84	14,76	110,89	70,32
400	0,00128	97,312	-27,614	69,699	12,067	66,453	57,731	97,31	-27,61	69,70	12,07	66,45	57,73
410	0,00169	68,337	-20,262	48,075	9,940	41,731	47,786	68,34	-20,26	48,07	9,94	41,73	47,79
420	0,00215	50,115	-12,438	37,678	8,825	28,441	42,619	50,12	-12,44	37,68	8,83	28,44	42,62
430	0,00264	38,312	-4,646	33,666	8,571	20,754	41,546	38,31	-4,65	33,67	8,57	20,75	41,55
440	0,00314	30,412	2,657	33,069	8,833	15,111	42,921	30,41	2,66	33,07	8,83	15,11	42,92
450	0,00364	24,965	9,107	34,072	9,244	9,595	44,961	24,96	9,11	34,07	9,24	9,60	44,96
460	0,00411	21,115	14,459	35,574	9,502	3,446	46,173	21,12	14,46	35,57	9,50	3,45	46,17
470	0,00455	18,344	18,599	36,943	9,405	-3,338	45,589	18,34	18,60	36,94	9,40	-3,34	45,59
480	0,00494	16,325	21,545	37,870	8,870	-10,347	42,836	16,32	21,55	37,87	8,87	-10,35	42,84
490	0,00528	14,850	23,425	38,275	7,914	-17,052	38,045	14,85	23,43	38,27	7,91	-17,05	38,04
500	0,00556	13,780	24,451	38,231	6,619	-23,012	31,667	13,78	24,45	38,23	6,62	-23,01	31,67
510	0,00578	13,024	24,876	37,901	5,094	-27,981	24,263	13,02	24,88	37,90	5,09	-27,98	24,26
520	0,00594	12,522	24,957	37,479	3,440	-31,913	16,327	12,52	24,96	37,48	3,44	-31,91	16,33
530	0,00603	12,235	24,908	37,143	1,729	-34,887	8,188	12,23	24,91	37,14	1,73	-34,89	8,19
540	0,00606	10,606	24,875	35,482	0,000	-35,482	0,000	10,61	24,88	35,48	0,00	-35,48	0,00

Продовження таблиці 2.5

550	0,00603	1,526	24,908	26,434	-1,231	-27,293	-5,827	1,53	24,91	26,43	-1,23	-27,29	-5,83
560	0,00594	1,526	24,957	26,483	-2,431	-27,432	-11,537	1,53	24,96	26,48	-2,43	-27,43	-11,54
570	0,00578	1,526	24,876	26,402	-3,549	-26,654	-16,902	1,53	24,88	26,40	-3,55	-26,65	-16,90
580	0,00556	1,526	24,451	25,977	-4,497	-24,767	-21,517	1,53	24,45	25,98	-4,50	-24,77	-21,52
590	0,00528	1,526	23,425	24,951	-5,159	-21,659	-24,801	1,53	23,43	24,95	-5,16	-21,66	-24,80
600	0,00494	1,526	21,545	23,071	-5,404	-17,415	-26,097	1,53	21,55	23,07	-5,40	-17,42	-26,10
610	0,00455	1,526	18,599	20,125	-5,124	-12,407	-24,836	1,53	18,60	20,13	-5,12	-12,41	-24,84
620	0,00411	1,526	14,459	15,985	-4,270	-7,304	-20,748	1,53	14,46	15,99	-4,27	-7,30	-20,75
630	0,00364	1,526	9,107	10,633	-2,885	-2,995	-14,032	1,53	9,11	10,63	-2,89	-2,99	-14,03
640	0,00314	1,526	2,657	4,183	-1,117	-0,405	-5,429	1,53	2,66	4,18	-1,12	-0,41	-5,43
650	0,00264	1,526	-4,646	-3,120	0,794	-0,282	3,850	1,53	-4,65	-3,12	0,79	-0,28	3,85
660	0,00215	1,526	-12,438	-10,912	2,556	-2,981	12,343	1,53	-12,44	-10,91	2,56	-2,98	12,34
670	0,00169	1,526	-20,262	-18,736	3,874	-8,347	18,624	1,53	-20,26	-18,74	3,87	-8,35	18,62
680	0,00128	1,526	-27,614	-26,088	4,517	-15,703	21,609	1,53	-27,61	-26,09	4,52	-15,70	21,61
690	0,00093	1,526	-33,984	-32,458	4,362	-23,963	20,779	1,53	-33,98	-32,46	4,36	-23,96	20,78
700	0,00068	1,526	-38,910	-37,384	3,431	-31,832	16,286	1,53	-38,91	-37,38	3,43	-31,83	16,29
710	0,00052	1,526	-42,025	-40,499	1,885	-38,039	8,928	1,53	-42,02	-40,50	1,89	-38,04	8,93
720	0,00047	1,526	-43,090	-41,564	0,000	-41,564	0,000	1,53	-43,09	-41,56	0,00	-41,56	0,00

2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	402,555	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	1000	хв^{-1}
діаметр циліндру:	$d =$	180	мм
хід поршня:	$S =$	220	мм
число циліндрів:	$i =$	6	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання рапсового масла:	$Q_H =$	42500	кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	76,1011	кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$h_i =$	0,50	
ефективний к.к.д.:	$h_e =$	0,45	
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,2381	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,270	кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	700	К
температура на початку стиску	$T_d =$	366,2	К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,5	

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_{Γ} - 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:

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

$$Q_{\Pi} = 898415,98 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 402555,03 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 44,81 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 400000 \text{ Дж/сек}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,01 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_v = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{T.П.}$ - 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.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.}=0 \quad W_{Г.р.}=0,06-0,18 \quad 0,09$$

$$W_{ст.}=0 \quad W_{вип}=0,01-0,10 \quad 0,01$$

$$Q_w = 89841,598 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

$$C_m = S \cdot n / 30$$

тиску механічних втрат
середня швидкість поршня

$$C_m = 7,3333333 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 175,53333 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 105,32 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,0055955 \text{ м}^3$$

$$P_n = 29,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_n$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 29465,798 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 119307,4 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

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

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

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

$$\Delta T_{\text{в}} = 6 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0071 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{в.н.}$$

де $\Delta P_B = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

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

$$\eta_{в.н.} = 0,8$$

$$P_{в.н.} = 0,87 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 872,0 \text{ Дж/сек}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

$$Q_B = 120179,42 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = Q_B / Q_{П} \cdot 100\%$$

$$q_B = 13,38 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

$m C_p = 29,149$ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

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

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 93,24 \text{ Температура на початку стиску.}$$

$$Q_{Г} = 317754,59 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 35,37 \quad \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_v$$

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

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

$$P_{mi} = 1,614 \quad \text{МПа середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{MD} = 0,054$$

тоді

$$Q_{MD} = 48797,962 \quad \text{Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 18460,138 \quad \text{Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$DT_M = 12 \quad \text{К}$$

$$V_M = 0,0009795 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$\eta_m = 0,8$$

$$P_{M.H.} = 0,429 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 428,54 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 18888,68 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,10 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 39038,253 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 4,35 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця 2.2

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	402555	44,81
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	120179	13,38
теплота, яка виноситься випускними газами	317755	35,37
теплота, яка відводиться маслом	18888,7	2,10
невраховані теплові втрати	39038,3	4,35
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	898416	100

3 ПРОЕКТУВАННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ З ПАЛИВОПІДГОТОВКОЮ

Щоб знизити вартість експлуатаційних витрат дизелів, необхідно, по-перше, перевести їх на дешевші сорти палива, які мають погіршені показники якості, по-друге, підвищити паливну економічність дизелів. Погіршення показників якості важкого палива призводить до погіршення умов роботи дизелів і, як наслідок, зниження ресурсу та зниження економічних показників. Так підвищений вміст у важкому паливі сірчистих сполук призводить при згорянні до посиленого утворення лаку та нагару на деталях циліндропоршневої групи, збільшує твердість та образивність нагару, що у свою чергу призводить до посиленого зносу деталей ЦПГ та виходу з ладу паливної апаратури.

Система паливопідготовки повинна забезпечувати очищення палива від води, механічних домішок та ін. до рівня цих показників дизельного палива, а також підігрів палива до отримання в'язкості необхідної за умовами подачі та ефективного згоряння. Для дизеля ЧН 18/22 при переведенні на різні види палива в порядку модернізації його паливної апаратури слід передбачити організацію проточного живлення порожнини всмоктування насоса паливом і можливості прокачування всієї лінії нагнітання при передпускових операціях підготовки дизеля до роботи, застосування охолоджуваного розпилювача або поліпшення охолодження самої форсунки в головці циліндра. Особливості роботи паливної апаратури на важких паливах і додаткові вимоги, що впливають звідси, знайшли відображення в паливних насосах, розроблених останнім часом для середньооборотних дизелів. Конструктивно підвищений рівень тисків упорскування реалізується в конструкціях паливних насосів, за рахунок підвищення міцності корпусів насосів, переходу на фланцеве кріплення прецизійних деталей у корпусі насоса, застосування потовщених плунжерних втулок.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1 Опис паливної системи

Паливна система забезпечує впорскування в камеру згоряння дизеля в певній послідовності строго дозованих порцій мілко розпиленого палива. Паливо з видаткової ємності подається паливопідкачним насом (рис. 11) через фільтр в порожнину всмоктування паливного насоса високого тиску і насоса гідрозапора. Паливний насос високого тиску нагнітає паливо по трубопроводах через форсунки в циліндри дизеля.

Насос гідрозапора форсунок подає паливо через редуційний клапан по трубопроводу до форсунок в порожнину над голкою розпилювачів, забезпечуючи її замикання. Редуційний клапан підтримує в запірному трубопроводі заданий тиск (150 кгс / см²), перепускаючи зайве паливо назад у порожнину всмоктування підкачного насоса по трубопроводу. Трубопровід запірного палива виконує роль акумулятора і має об'єм 750 см³. Тиск в трубопроводі гідрозапора контролюється за манометром.

Видаткова ємність повинна розташовуватися вище дизеля для того, щоб уникнути підсосу повітря в паливну систему. Між видаткової ємністю і паливопідкачуючим насосом встановити фільтр, у випадку якщо не є засіб паливопідготовки.

Привід паливного насоса високого тиску (рис. 12), насоса гідрозапора форсунок насоса, що підкачує розташований в передній частині блоку циліндрів дизеля і складається з корпусу, валика, шестерні, ексцентрика, штовхача, натискного фланця і пластинчастої муфти. Валик встановлюється в корпусі на двох підшипниках. Шестерня і ексцентрик надягають на шліци валика і фіксуються в осевим напрямку гайкою. Гайка на валику стопориться шплінтом. Для оберігання валика від осьового переміщення в корпусі служить нажимний фланець. Фланець має циліндричний виступ, яким він центрується в гнізді корпусу. Валик ущільнюється з боку пластинчастої муфти сальником, який встановлюється в нажимним фланці і піджимається нажимним кільцем за допомогою болтів.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливний насос високого тиску приводиться від валика приводу насоса через пластинчасту муфту. Муфта складається з двох напівмуфт, двох наборів пластин і ланки, зібраних болтів, шайб і гайок. Конструкція муфти забезпечує компенсацію неточності центрування паливного насоса і можливість регулювання кута випередження подачі палива. Протилежний кінець валика приводу з'єднується з паливопідкачуючим насосом.

На приводі встановлюється насос гідрозапора, плунжер приводиться в зворотно-поступательний рух через штовхач ексцентрика.

Зазор між верхнім торцем плунжера і сідлом нагнітального клапана насоса встановлюється регулювальним болтом, вкрученим в штовхач. Після регулювання зазору, який повинен бути рівним $1 \pm 0,2$ мм, болт стопориться контргайкой.

Для ручного прокачування насоса гідрозапору слугує ексцентриковий валик, який встановлюється в робочому положенні стрілкою вниз і стопориться в корпусі від осьового переміщення болтом. Ущільнюється ексцентриковий валик гумовим кільцем.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

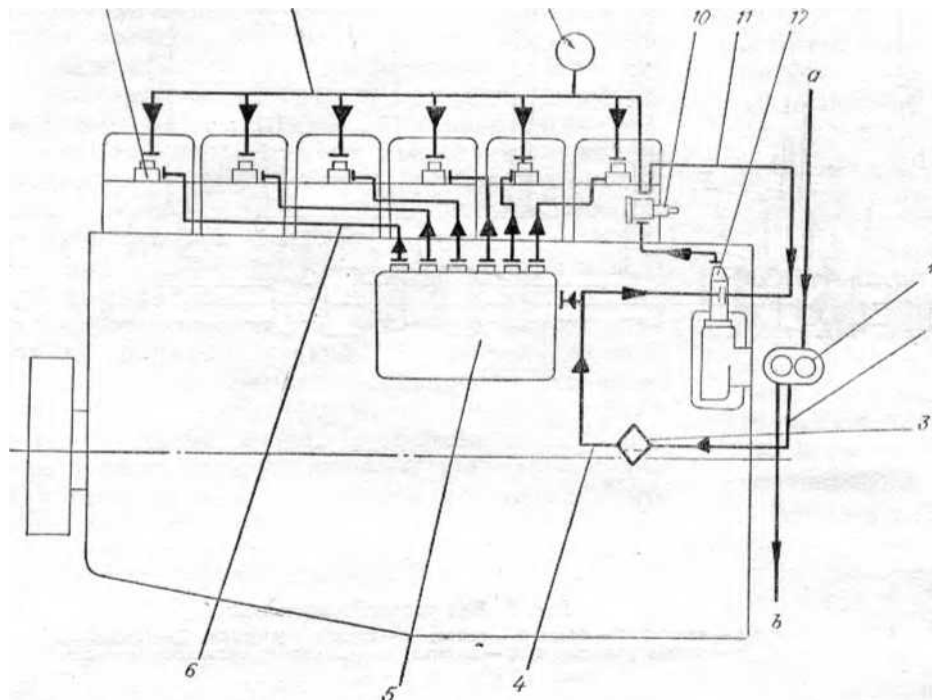


Рисунок 3.1 1 - підкачний паливний насос; 2, 4, 11 - трубопроводи; 3 - паливний фільтр; 5 - паливний насос; 6 - трубопроводи високого тиску; 7 - форсунка; 8 - трубопровід запірного палива; 9-манометр; 10 - редукційний клапан; 12 -насос гідрозапору; а-від видаткової ємності; б - злив відсічного палива

Насос гідрозапора. Для створення тиску в порожнині замикання голок розпилювачів форсунок призначений односекційний паливний насос високого тиску дизеля Ч10,5 / 13. Діаметр плунжера 8,5 мм, хід 10 мм. Паливо до насоса підводиться через штуцер 13 в порожнину над плунжером через верхній отвір плунжерної втулки. Подача палива відбувається при русі плунжера вгору після перекриття торцьової кромки його головки верхнього отвору плунжерній втулки. Повернення плунжера у вихідне положення для паливом забезпечується пружиною плунжера, яка впирається вгору в корпус, а в низу - в буртик плунжера тарілки 2. У міру руху плунжера вгору стискається паливо піднімається клапан і поступає в трубопровід запорного палива. Подача палива припеняється в момент, коли кромка головки плунжера відкриває нижню відсічними отвір втулки.

Редукційний клапан. Регулюється на заданий тиск в системі запирання голок розпилювач форсунок регулювальним гвинтом 1, яке впливає на пружину II клапана 10. Паливо підводиться до клапана через штуцер 8. З штуцера 6 паливо йде тиском надходить у систему замикання, а зайве паливо перепускається клапаном через штуцер 9.

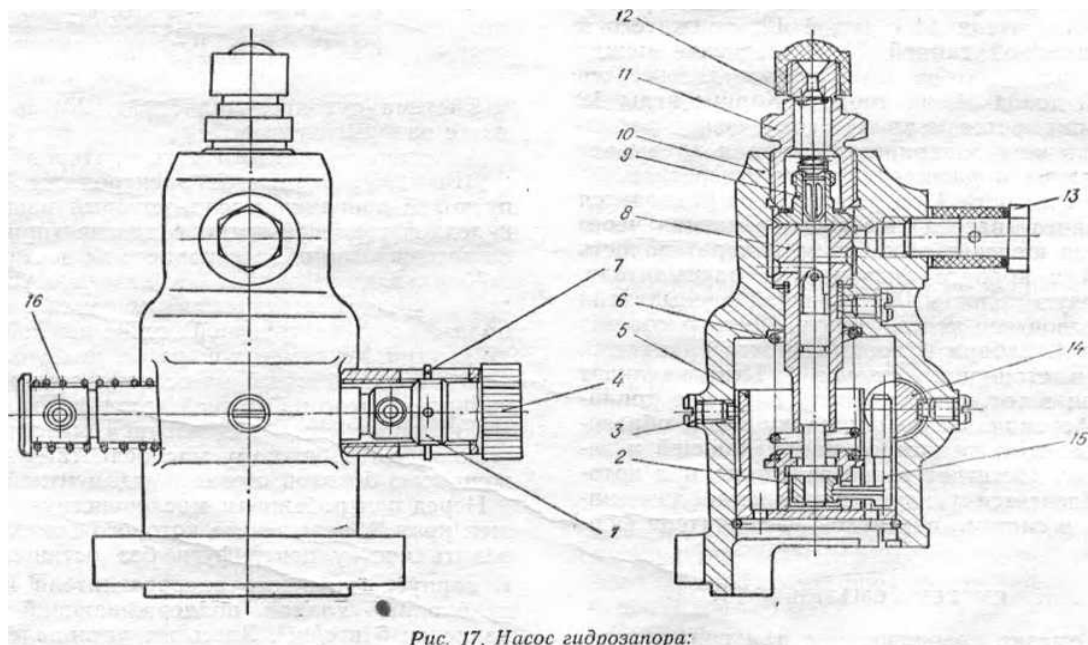


Рис. 17. Насос гидрозапора:

Рисунок 3.2 1 - вилка; 2 - тарілка; 3 - гвинт стопорний; 4 - муфта; 5 - штовхач;
0 - пружина плунжера; 7 - стопор; 8 - плунжерна пара; 9 - нагнітальний клапан; 10 -
корпус; 11-штуцер нажимний; 12 пружина; 13 - штуцер; 14 - рейка; 15 - повідец
плунжера; И пружина

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

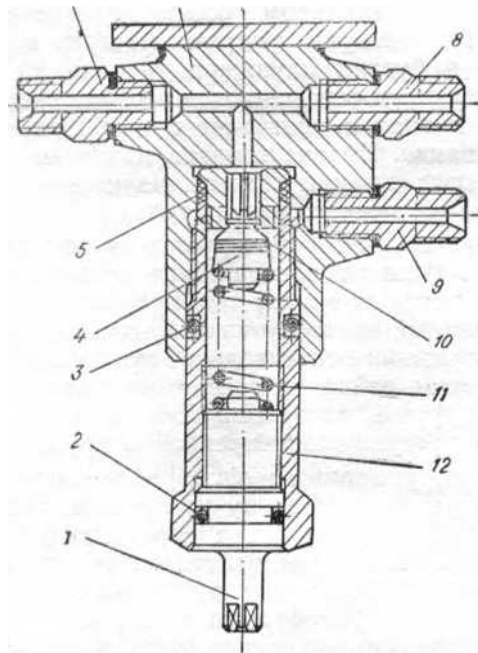


Рисунок 3.3 Клапан редукційний:

1 - гвинт регулювальний; 2, 3 - гумове кільце; 4 - тарілка; 5 - прокладка; 6 - штуцер нагнітаючий; 7 - корпус; 8 - штуцер; 9 - штуцер перепускний; 10 - клапан; 11 - пружина; 12 - склянка

5, стакан і регулювальний; гвинт з резиновими кільцями 2 і 3.

Форсунка закритого типу з гідравлічним замиканням голки, призначена для впорскування в камеру згоряння палива в розпиленому вигляді. Форсунка складається з сталевого корпусу 9, розпилювача 14 з голкою 12, притиснутою до корпусу накидною гайкою I. Ущільнення між корпусами (розпилювача і форсунки) досягається ретельним доведенням їх торців. Корпус голки 12 щільно притискається до конічного сидла розпилювача тиском запірного палива і закриває прохід палива до розпилюють отворів.

Паливо з порожнини 13 в розпилювачі підводиться від паливного насоса високого тиску через штуцер 7 з щільним фільтром 6 через порожнину впрыскування 8 в корпусі форсунки і розпилювача. У замикаючу порожнину 10 над голкою розпилювача паливо підводиться через фільтр. Фільтр складається з штуцера 4, набору фетрових дисків 5, сітки 3, пробки 2 і стопорного кільця I. Голка починає підніматися в той момент, коли тиск

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

палива на диференціальну площадку голки, відтвореною різницею діаметрів керуючої і запірної частини, досягне такої величини, при яких долається зусилля, що створюється тиск палива в системі над голкою розпилювача форсунки.

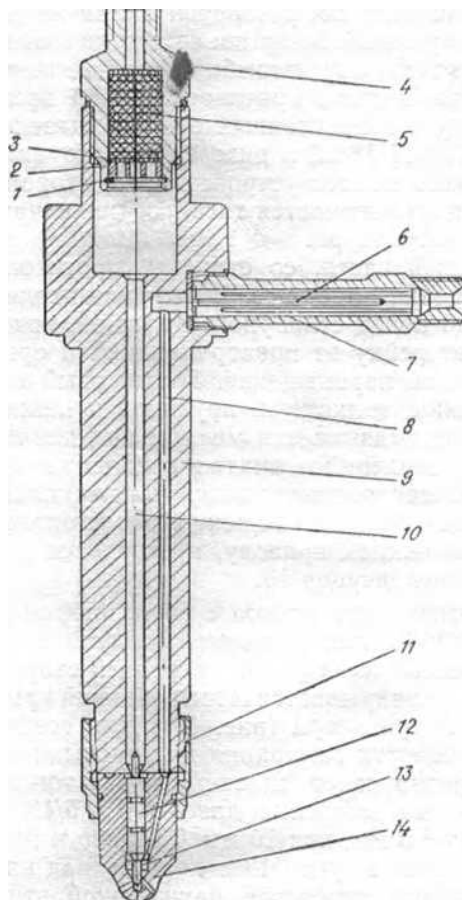


Рисунок 3.4 Форсунка з гідравлічним замиканням голки:

1 - кільце стопорне; 2 - пробка; 3 - сітка; 4 - штуцер; 5 - диски фетрові; 6 - фільтр щілинний; 7 - штуцер; 8 - порожнина вприскування палива; 9 - корпус; 10 - замикаюча порожнина; 11 - гайка накидна;
12 - голка; 13 - порожнина; 14 – розпилювач

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ

Аркуш

Особливість форсунки, що гідравлічно замикається, – відсутність у неї пружини і штовхача і здійснення запорних функцій розпилювача за допомогою гідравлічної рідини – дизельного палива, масла або їх суміші, діючих під певним тиском на верхній торець голки. У зв'язку з цим форсунки з гідравлічним запиранням голок володіють рядом переваг:

1. Надійніша робота і більший термін служби розпилювачів форсунок.
2. Відсутність бічних зусиль на направляючій поверхні голки або штовхача унаслідок неточностей виготовлення, складання і перекосу пружини при її стисненні, що забезпечує повну свободу переміщення голки.
3. Стабільна підтримка встановленого тиску початку підйому голки.
4. Зменшення маси рухомих деталей, внаслідок чого ослабляється удар при закритті голки і значно підвищується стійкість ущільнюючого конуса розпилювача.
5. Відсутність витоків палива з форсунки через неповну герметичність пари голка – направляюча голки, унаслідок чого можна допустити значно більше збільшення зазору при експлуатації.
6. Можливість захисту від корозії направляючих поверхонь розпилювача, а також поліпшене змащення голки у разі застосування спеціально підготовленої замикаючої рідини (наприклад, зневодненого палива з домішкою масла). Це пояснюється тим, що в зазорі між голкою і її корпусом встановлюється напрям потоку переважно у бік сопла форсунки, тобто має місце постійна витрата замикаючої рідини. Причина такого напрямку потоку в зазорі полягає у тому, що тиск в порожнині замикання перевищує тиск в порожнині під диференціальним майданчиком голки на протязі приблизно $340 - 350^\circ$ кута повороту розподільного валу і лише в період уприскування палива має місце протилежний напрям перепаду тиску.
7. Ідентичність тиску відкриття голок всіх форсунок, що в свою чергу забезпечує точніше регулювання циліндрів дизеля по дійсному куту випередження і тривалості подачі палива і сприяє зменшенню ступеня нерівномірності подачі по циліндрах.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Можливість встановлювати оптимальний тиск відкриття голки форсунки залежно від режиму роботи дизеля.

9. Зниження питомої витрати палива на часткових режимах гвинтової характеристики.

10. Отримання нижчих мінімально стійких чисел оборотів.

3.2 Система паливopідготовки.

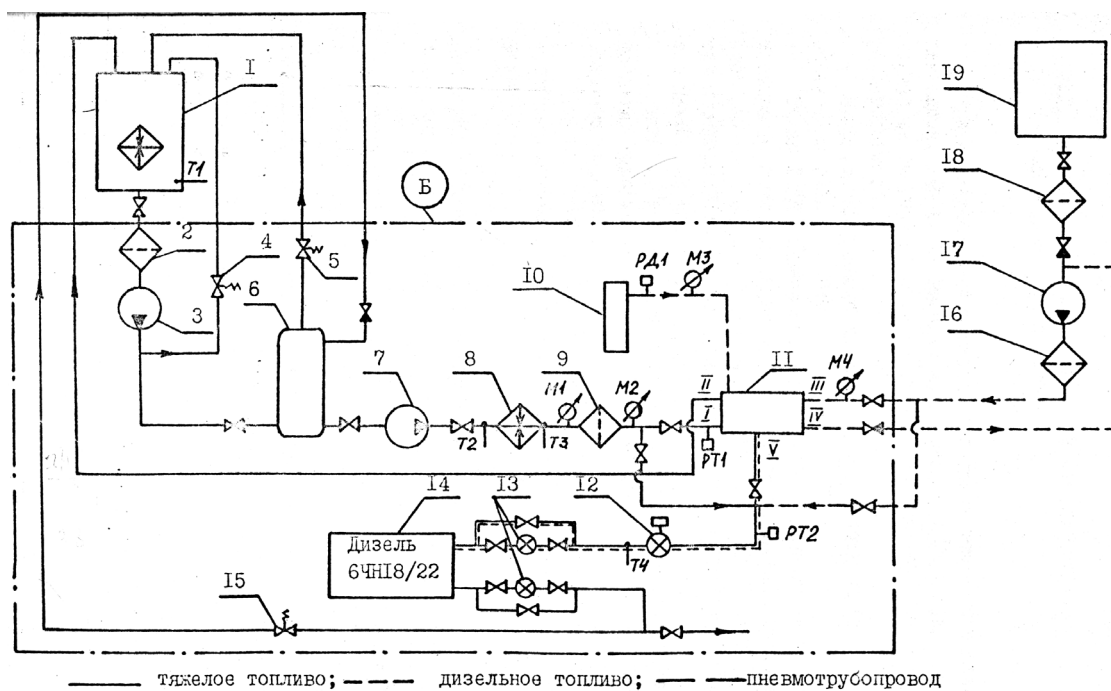
Дизельне паливо з видаткового бака 19 (див. малюнок 3.11) насосом 17 через фільтри грубої очистки 18 і тонкої очистки 16 подається на вхід ІІ розподільника палива ІІ. Регулятор тиску, вмонтований у розподільник палива», підтримує надлишковий тиск у системі 0.1 МПа. Надлишковий тиск у контурі моторного палива відсутній, т.к. не працюють насоси важкого палива. Внаслідок цього верхній клапан елемента "або" розподільника палива відкритий, нижній закритий, і дизельне паливо через відведення надходить на харчування дизеля. Надлишок палива регулятором тиску перепускається через відведення розподільника ІV на всмоктування насоса 17, т.к. регулятор тиску 15, відрегульований на надлишковий тиск 0,4 МПа, перешкоджає пропуску дизельного палива з надлишковим тиском 0,1 МПа газовідділювач 6. Для підготовки важкого палива на пульті управління включається кнопка "ПІДІГРІВ". При цьому включається підігрів видаткового бака І. При досягненні температури важкого палива у видатковому баку 45-50°C на пульті управління блоком включається кнопка "ПІДГОТОВКА ТЯЖКОГО ПАЛИВА". При цьому включається насос 3 подачі, циркуляційний насос 7 і електropідігрівач 8. Підігріте важке паливо з видаткового бака І через фільтр грубої очистки 2 насосом 3 подається в газоотделитель 6. Надлишкове паливо від насоса 3 відводиться витратний бак. Регулятор тиску 4 відрегульований на підтримку надлишкового тиску системи 0,4 МПа. З газоотделителя важке паливо забирається циркуляційним насосом 7, проходить через підігрівач 8, тонкий фільтр 9 і надходить на вхід І розподільника палива ІІ.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Через відкритий прохідний клапан з пневмопривідним, розташований у розподільнику, важке паливо надходить до виходу П і далі у видатковий бак. До описаного контуру важке паливо циркулює, підігрівається до температури 120°C. Датчик температури РП, встановлений на вході І розподільника палива, при досягненні паливом температури 120°C подає сигнал електропневматичний клапан 10, який відкривається, подавши керуючий повітря на прохідний клапан розподільника і закріє його. Тяжке паливо піде через відведення У на живлення дизеля 6ЧН 18/22. Надлишкове паливо від насосів високого тиску надходить у газоотделитель 6. Трубопровід повернення палива в газоотделитель має неповоротний клапан. Газові та повітряні бульбашки, що утворилися в системі, стравлюються з газовідділювача у видатковий бак регулятором тиску 5, який відрегульований на тиск 0,4 МПа. При надходженні до дизеля гарячого важкого палива датчик температури РТ2 при температурі більше або дорівнює 115°C подасть сигнал на вимикання насоса дизельного 17 палива, підігріву витратного бака і нагрівальних стрічок трубопроводів. Для підтримки постійної в'язкості важкого палива перед насосом високого тиску дизеля служить підігрівач 8, який впливають датчик температури або віскозиметр 12. Для виміру витрати пального дизелем служать два расходомера 13, один з яких встановлений на вході палива в дизель, а інший - на виході. Автоматичний перехід дизеля з важкого палива на дизельне відбувається за одного з наступних відхилень параметрів: Зниження температури важкого палива до 105 ° С перед ТНВД; Зниження тиску повітря, що управляє, до 0,3 МПа. Робочий тиск повітря, що управляє, становить 0,6-0,8 МПа. При відхиленні зазначених параметрів датчик температури РТ2 або датчик тиску РД1 подає сигнал на включення насоса дизельного палива 17, відключення насосів важкого палива 3 і 7 та електропідігрівача 8. При ручному переключенні роботи блоку з важкого палива на дизельне на пульті управління є кнопка . При її

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

натисканні включається насос 17 дизельного палива, вимикаються насоси 3 і важкого 7 палива і підігрівач 8.



Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ

Аркуш

3.3 Розрахунок елементів системи паливопостачання

Вихідні дані:

Ефективна потужність двигуна	$P_e =$	400	кВт
Питома витрата палива	$g_e =$	0,19	кг/кВт год
Густина палива	$\rho_n =$	913	кг/м ³

Визначаємо подачу паливopідкачуючого насоса:

$$W = k \cdot \frac{P_e \cdot g_e}{\rho_n} = 0,2497 \text{ м}^3/\text{год}$$

де: $k = 3$ – коефіцієнт запасу подачі. (2...3)

Визначаємо потужність споживану паливopідкачуючим насосом:

$$N_{nn} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \cdot 10^{-5} = 0,0425 \text{ кВт}$$

де: $H = 50$ м – напор насоса; (30...60)

$\eta_n = 0,73$ – ККД насоса. (0,7...0,85)

Визначаємо площу фільтруючої поверхні паливного фільтра:

$$F_\phi = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{жс}} = 0,0039 \text{ м}^2$$

де: $v_n = 0,06$ м/сек – швидкість фільтрації; (0,02...0,12)

$k_{жс} = 0,3$ – коефіцієнт живого перетину. (0,2...0,3)

Розрахунок паливопроводів.

Розрахунок напруження розтягання на внутрішній поверхні паливопроводів:

$$\sigma_{x1} = P_{\max} \cdot \frac{D_T^2 + d_\epsilon^2}{D_T^2 - d_\epsilon^2} = 133,08 \text{ МПа}$$

де: $P_{\max} = 11,55 \text{ МПа}$ – максимальний тиск згорання;

$D_T = 12 \text{ мм}$ – зовнішній діаметр трубки;

$d_\epsilon = 11 \text{ мм}$ – внутрішній діаметр трубки.

Нормальне напруження стискування в радіальному напрямку:

$$\sigma_{r1} = -P_{\max} = 11,55 \text{ МПа}$$

Найменше нормальне напруження розтягання в тангенціальному напрямку біля зовнішньої поверхні паливопроводу:

$$\sigma_{x2} = P_{\max} \cdot \frac{2 \cdot d_\epsilon^2}{D_T^2 - d_\epsilon^2} = 121,53 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{r2} = 0 \text{ МПа}$$

Еквівалентне напруження на внутрішній поверхні:

$$\sigma_{\text{сум}} = P_{\max} \cdot \frac{2 \cdot D_T^2}{D_T^2 - d_\epsilon^2} = 144,63 \text{ МПа}$$

Для сталевих трубопроводів еквівалентне напруження знаходиться в межах:

$$\sigma_{\text{сум}} = 60-150 \text{ МПа}$$

Нижчі значення еквівалентних напружень забезпечують достатню жорсткість.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Коротка характеристика обладнання і умов праці на підприємстві

Основні цехи підприємств машинобудівної промисловості - ливарні, ковальські, термічні (підготовчі) та металообробні (механічні, механоскладальні, зварювальні та ін.).

Технологічний процес ливарного виробництва заснований на отриманні виробів допомогою заливки розплавленого металу в різні форми. Основними несприятливими факторами виробничого середовища, що визначають умови праці в ливарних цехах, є метеорологічні умови, пил, токсичні гази, шум і значне фізичне напруження при виконанні немеханізованих операцій. Несприятливі метеорологічні умови у вигляді високої температури і впливу променистого тепла відзначаються при плавці і заливці металу, а також нагріванні металевих виробів у печах. Основними джерелами пилу в ливарних цехах служать піскоструминне очищення лиття, обрубка лиття пневматичними інструментами, вибивка лиття, приготування форм та ін. Несприятливий вплив пилу визначається вмістом в її складі вільної двоокису кремнію (20-30%) високої дисперсності.

В повітрі сучасних ливарних цехів внаслідок провітрювання і наявності механічної загальнообмінної вентиляції міститься лише невелика кількість окису вуглецю, сірчистого газу, окису цинку і ін. У деяких відділеннях ливарних цехів мають місце шум і вібрація. З метою оздоровлення умов праці в ливарних цехах проводиться комплекс заходів, спрямованих на вдосконалення технологічного обладнання, раціональне розміщення його в прольотах, механізацію і автоматизацію окремих виробничих процесів, вдосконалення технологічного процесу лиття. Так, перехід на лиття у постійні форми зменшив обсяг найбільш трудомістких і пильних робіт

Для поліпшення умов праці в процесі приготування формувальних і стрижневих сумішей необхідна механізація цих процесів, а також використання гідро - і пневмотранспорту. Змішуючі бігуни і млини для

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

розлому матеріалів утворюються укриттями з видаленням з них запиленого повітря. З метою оздоровлення умов праці при плавці проводиться механізація завантаження печей (вагранок), пило очищення і допалювання газів, що відходять від них.

Для боротьби з запиленістю повітря при піскоструминної очищенні лиття камери обладнують витяжною вентиляцією; застосовують для очищення замість кварцового піску дріб, використовують мокрі методи очищення лиття.

Боротьба з запиленістю при вибивки виробів з форм проводиться шляхом укриття вібраційних машин і витяжної вентиляції. Основні заходи по боротьбі з виділеннями газів і несприятливими метеорологічними умовами зводяться до створення природної і механічної вентиляції (загальнообмінної і місцевої). Всі джерела виділення тепла і газів по можливості обладнуються місцевою витяжною вентиляцією. Для зменшення шуму в обрубних відділеннях ливарних цехів очисні барабани ізолюють в окремі приміщення або встановлюють у камерах зі звукоізоляційними стінками.

Загальна захворюваність в ливарних цехах зазвичай вище загальнозаводської. З професійних захворювань перше місце займає силікоз. У обрубників, що працюють з вібраційними інструментами, може виникати вібраційна хвороба.

Технологічний процес в ковальських цехах полягає в отриманні виробів і напівфабрикатів із злитків металу, що надходять з ливарних і прокатних цехів.

Процеси нагрівання металу та подальшої обробки його в ковальських цехах супроводжуються виділенням тепла і впливом променистого тепла від поверхонь печей та нагрітого металу. Крім того, в повітря приміщень виділяються продукти неповного згоряння палива і пригорання мастильних масел (окис вуглецю, сірчистий газ, кіптява та ін.). У ковальсько-пресових цехах умови праці характеризуються також

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

несприятливим впливом шуму, створюваного роботою кувальних машин і штампувальних пресів.

Для оздоровлення праці в ковальських цехах проводять такі заходи: охолодження гарячих поковок поза цеху або в спеціальних галереях з відсмоктуванням гарячого повітря з них; використання для нагрівання печей природного газу і повне спалювання його; поліпшення мікрокліматичних умов шляхом пристрою місцевої витяжної вентиляції від нагрітих печей, аерації, повітряного душування та ін.; для зменшення опромінення робітників застосовується термоізоляція нагрітих поверхонь печей, водяне охолодження на кришках і рамках печей, пристрій водяних завіс перед завантажувальним отвором печі. Важливе значення має механізація трудомістких процесів, пристрій в цехах місць для відпочинку з нормальним мікрокліматом (альтанки з водяними завісами), забезпечення можливості прийняття душу або полудуша, організація раціонального питного режиму. Для зниження шуму доцільно замість молотів більш широко використовувати преси.

Основним технологічним процесом у так званих холодних механічних і механоскладальних цехах є холодна обробка металу різанням на різних верстатах (токарних, фрезерних, свердлильних). При роботі на таких верстатах можливо вплив на організм охолоджуючих рідин (веретенне, солярове масло, фрезол, 1,5-2% розчин кальцинованої соди, 0,03-0,07% розчин хромпика та ін.), при роботі на точильно-шліфувальних верстатах - утворюється пилю. Робота на верстатах підвищеної точності супроводжується значним напруженням зору. Є небезпека травматичних пошкоджень, особливо при обслуговуванні штампувальних, пресувальних верстатів та ін. Оздоровчі заходи зводяться до наступного. Для попередження розбризкування охолоджуючих масел застосовуються пристрої, що не допускають надходження рідини при зупинці верстата, обладнання верстатів щитками, екранами, що обмежують поширення бризок. Для

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

зменшення розпилення охолоджуючої рідини і виділення пароподібні речовин у повітря цехів автоматичні верстати обладнуються витяжною вентиляцією, зблокованій з пусковим механізмом верстата. При відсутності місцевої вентиляції повинна бути передбачена загально-обмінна механічна вентиляція. Станини верстатів влаштовують таким чином, щоб охолоджуючі рідини легко стікали у відповідні приймачі.

Масильно-охолоджуючі рідини рекомендується не рідше одного разу на місяць дезінфікувати.

В цілях попередження виникнення шкірних захворювань рекомендується заміна мінеральних масел їх водними емульсіями, не допускається вміст нафтових кислот, вільного лугу, кальцинованої соди вище допустимих норм.

Обтиральний матеріал для верстатів повинен бути промитим і продезінфікованим.

В механоскладальних цехах для з'єднання металевих частин застосовують різні способи електрозварювання (точкова, дугова). При дуговому електрозварюванні відбувається інтенсивний вплив полум'я вольтової дуги, в спектрі випромінювання якої є ультрафіолетові промені. Ці промені можуть викликати професійне захворювання очей - електроофтальмію. Висока яскравість вольтової дуги може бути причиною пошкодження сітківки. Іншою професійною шкідливістю при дуговому електрозварюванні є зварювальний аерозоль високої дисперсності і складного складу (частинки заліза, оксидів марганцю, хрому та інших елементів, що входять до складу зварювальних матеріалів, електродів і обмазок електродів). Крім того, при зварюванні виділяються деякі газоподібні продукти (окисли азоту, фтористий водень). Радикальне оздоровлення умов праці при зварюванні досягається застосуванням автоматичного, напівавтоматичного зварювання під флюсом, а також зварювання в атмосфері інертних газів. Для захисту органів зору застосовують щитки і маски зі світлофільтрами, які поглинають

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ультрафіолетові й інфрачервоні промені і зменшують яскравість дуги. Важливим заходом для оздоровлення умов праці зварників є захист їх від виділяються газів і пилу. При стаціонарній зварюванні в кабінах це досягається пристроєм місцевої витяжної вентиляції у вигляді бічних відсмоктувачів над столами зварювання. При неможливості застосувати місцеву витяжну вентиляцію (зварювання, що проводиться на великій площі цехів) видалення газів здійснюється шляхом загально-обмінної механічної вентиляції з подачею повітря в робочу зону (на деякій відстані від постів) та природної або механічної витяжки з верхньої зони приміщення. При проведенні зварювання в замкнутах просторах (цистерни, відсіки суден та ін) вентиляцію проводять за допомогою рухомих відсмоктувачів з максимальним наближенням всмоктувального отвору до електрозварювальної дузі. У тих випадках, коли не можна забезпечити обмін повітря в замкнутому просторі, повітря подають під шолом електрозварника. Для покращання умов праці велике значення має застосування електродів з мінімальним вмістом марганцю і кварцу. Для захисту оточуючих від дії випромінювання дуги влаштовують кабінети для зварювальників, захищають їх робочі місця ширмами, щитками.

4.2 Аналіз умов праці на робочому місці

Доступність енергії і надійність енергопостачання у сучасному світі є основою розвитку економіки, покращення якості життя людей. Найважливішими проблемами перспективного розвитку теплової енергетики стали подальше технічне удосконалення, перехід на принципово нові технології, що забезпечують підвищення економічної та енергетичної ефективності, надійності й екологічної чистоти виробництва електричної енергії з мінімізацією викидів у навколишнє середовище до екологічного безпечного рівня. Впровадження гібридних установок, що розробляються і являють собою поєднання паливних елементів та ПГУ, може дозволити у перспективі досягти к.к.д. 75%, а при використанні когенераційних технологій з виробництвом також теплоти – до 85% та більше.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Стационарні дизель-генераторні установки, які працюють на рідкому паливі, випускаються численними підприємствами Росії та України. Вони представляють широку номенклатуру дизельних електростанцій, придатних для використання в якості автономного джерела електричної та теплової енергії в умовах відсутності централізованого електропостачання та газопостачання. В останні роки багато дизельних заводів СНД перейшли на випуск газових когенераційних електростанцій.

У зв'язку з широким розповсюдженням комп'ютерної техніки, електронних систем охоронної сигналізації, робототехніки, що висувають підвищені вимоги до надійності електропостачання, затребуваність малих стаціонарних електростанцій як аварійно-резервних джерел електропостачання істотно зростає.

Сьогодні малі електростанції широко застосовують у складі джерел безперебійного електроживлення банків, торговельних підприємств, офісів, адміністративних та цивільних будинків.

Такі електростанції автоматично включаються в роботу при втраті напруги зовнішньої мережі, здійснюють автономне електропостачання об'єктів протягом певного розрахункового періоду часу, автоматично відключаються при поновленні зовнішнього електропостачання.

Улаштування малої електростанції вимагає дотримання певних правил безпеки.

При використанні стаціонарного варіанту двигуни потрібно монтувати у спеціальних приміщеннях міцно закріпивши на цегляному чи бетонному фундаменті. Об'єм приміщення повинен бути не менше 20-кратного об'єму станції. У приміщенні повинно бути два виходи з дверима, які оббиваються негорючим матеріалом (листовим металом) з виходами назовні. Вихлопні труби повинні проходити не ближче 0,5 м від трубопроводів з горючими чи мастильними матеріалами, виводитися з приміщення для викидів відпрацьованих газів в атмосферу і бути обладнаними глушниками та іскрогасниками. Приміщення потрібно постійно провітрювати, забезпечити

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

надійною вентиляцією й засобами пожежогасіння. Якщо в одному приміщенні змонтовано декілька двигунів, то вільний прохід між ними повинен бути не менше 1,5 м. В машинному відділенні на видних місцях розміщуються інструкції по догляду за ДВЗ і правила їх експлуатації.

Знаходячись в приміщенні стаціонарної електростанції людина відчуває негативні впливи виробничих факторів, що створюються працюючим двигуном:

Шум;

Вібрація;

Відпрацьовані гази;

Підвищена температура;

Сухість повітря;

Електричний струм високої напруги;

Наявність хімічних речовин в повітрі робочої зони

Ймовірність виникнення пожежі.

Робота стаціонарного двигуна супроводжується шумом і вібрацією. Рівень шуму зазвичай складає 85-95 дБ, що перевищує нормовані значення (80дБ). Вплив шуму полягає у погіршенні функцій слуху і появі професійної приглухуватості. Крім цього страждають нервова і серцево-судинна системи.

Вібрація проявляється у невеликих значеннях, оскільки коливання гасяться в масивному фундаменті двигуна.

В приміщенні електростанції реєструється підвищена температура і низька відносна вологість повітря. Це може призвести до пересихання слизових оболонок органів дихання і очей, що викликає часті інфекційні захворювання і хвороби очей. Крім цього підвищена температура повітря – це причина перегрівання тіла і можливих теплових ударів. В таких температурних режимах особливу небезпеку створюють можливі протяги в приміщенні.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для промивання фільтрів та інших деталей двигуна використовується дизельне паливо. Воно негативно впливає слизові оболонки і шкіру людини. Але такі наслідки рідко виникають, оскільки дизельне паливо малотоксичне, а концентрація в повітрі незначна внаслідок низької випаровуваності речовини.

Серед негативних сторін роботи моториста – робота у 2-3 зміни. Тривалість зміни 8-12 годин.

Під час ремонтних робіт виникають фізичні перенапруження окремих груп м'язів і органів при переміщенні чи підніманні деталей двигуна та інших вантажів.

На стаціонарних електростанціях існують електро- і пожежовибухонебезпеки. Такі умови роботи вимагають застосування засобів і заходів пожежної безпеки – порошкових і вуглекислотних вогнегасників. Наявність електричного струму високої напруги і сили передбачає улаштування штучного заземлення.

Безпечна робота ДВЗ забезпечується також загородженням небезпечних місць, відповідними процедурами підготовки двигунів до роботи, своєчасним технічними оглядами і обслуговуванням, а також чітким дотриманням правил техніки безпеки при їх експлуатації.

У результаті проведення гігієнічної оцінки умов праці моториста (машиніста) встановлені певні характеристики робочого місця (таблиця ____).

Таблиця Бальна оцінка елементів умов праці моториста (машиніста)

Показник	Значення	Бал
Температура, °С	28	3
Відносна вологість, %	47	1
Шум, дБА	86	4
Нервово-емоційне навантаження	Прості дії за заданим планом	2
Змінність	2 зміни	2
Точність зорових робіт	груба	1
Число об'єктів спостереження	6	2
Освітленість, лк	150	2

6.3 Розрахунок інтегральної бальної оцінки

Визначимо інтегральну бальну оцінку тяжкості праці згідно показників, що характеризують умови праці на робочому місці.

$$I_t = 10 \cdot \left(x \frac{(6 - x \sum x_{i_{max}})}{6 \cdot (N - 1)} \right)_{max} = 10 \cdot \left(4 + \frac{(6 - 4) \cdot 13}{6 \cdot (8 - 1)} \right) = 46,2$$

Інтегральна бальна оцінка тяжкості праці в 46,2 балів відповідає 4 категорії тяжкості праці.

Ступінь втомлюваності визначаємо за формулою:

$$Y = \frac{I_t - 15,6}{0,64} = \frac{46,2 - 15,6}{0,64} = 47,8$$

Працездатність людини в даних умовах праці – величина, протилежна втомлюваності:

$$R = 100 - Y = 100 - 47,8 = 52,2$$

Оцінка умов праці показала, що вони є шкідливими (4 категорія тяжкості праці). Відповідно, необхідно розробити заходи по забезпеченню безпечних і комфортних умов праці.

4.4 Визначення заходів з охорони праці

За допомогою досліджень встановлено, що умови праці моториста (машиніста) дизельної електростанції не можна назвати не тільки комфортними, але й допустимими. Найчастіше їх відносять до шкідливих через наявність підвищених рівнів факторів виробничого середовища і трудового процесу.

Гігієнічна оцінка умов праці на робочому місці моториста (машиніста) стаціонарної електроустановки визначила, що найгірші значення мають такі виробничі фактори, як шум, температура повітря робочої зони, освітлення робочого місця, змінність. Крім цього протягом зміни швидко втрачається працездатність і настає втома. Відповідно, саме для покращення умов праці, а також для зменшення втоми працівника можна використовувати такі заходи:

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- встановлення раціональних режимів праці і відпочинку;
 - додаткові перерви в роботі;
 - використання навушників для зменшення впливу шуму;
 - акустична обробка приміщення за рахунок укривання стелі і стін звукопоглинальними матеріалами;
 - заміна ламп загального освітлення на більш потужні;
 - регулярне миття вікон і плафонів світильників;
 - встановлення раціональної системи вентиляції приміщення;
 - регулярне провітрювання виробничого приміщення;
 - регулярне проведення медичних оглядів працівників;
 - виплата компенсації за роботу в шкідливих умовах праці (12-16% до зарплати);
- видача безкоштовно лікувально-профілактичного харчування.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ТЕХНІКО – ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ.

Економічне обґрунтування розробленого проекту дизельного двигуна 6ЧН 18/22 для роботи на дизельному паливі має на меті встановлення доцільності такої розробки та можливість застосування її на практиці.

Критерієм ефективності застосування запропонованої конструкції двигуна є відношення суми затрат на його розробку, виготовлення і впровадження у виробництво до величини отриманого річного економічного ефекту від його застосування в складі дизельного двигуна-генератора для виробництва електроенергії та тепла.

У відповідності з основними показниками ефективності нової техніки або технології головним є економічний ефект, що представляє собою загальну економію всіх виробничих ресурсів отриманих підприємством в результаті запровадження нової техніки.

У магістерському проекті розроблена конструкція дизельного двигуна 6ЧН18/22 потужністю 400 кВт для роботи на дизельному паливі. За рахунок збільшення потужності запроектованого двигуна порівняно з двигуном - прототипом 6ЧН18/22 його ефективні показники дещо збільшилися в порівнянні з двигуном-прототипом. Для забезпечення стабільної та безпечної роботи запроектованого двигуна 6ЧН18/22 на режимі холостого ходу та малих навантажень в дипломному проекті розроблена паливна система.

Економічний ефект від застосування двигуна 6ЧН18/22 одержаний за рахунок зменшення експлуатаційних витрат на паливо. Загальна сума витрат на розробку двигуна 6ЧН18/22 його впровадження у виробництво складають 300000грн, із яких 30000грн затрачено на розробку технічної документації, 150000грн на підготовку виробництва, 120000грн на проведення його випробування.

Ціна запроектованого двигуна в порівнянні із двигуном - прототипом 6ЧН18/22 збільшилась на 50000 грн.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту приведені в таблиці 8.1.

Таблиця 5.1 Техніко-економічні показники базового і запроєктованого двигунів

Найменування показників	Позначення	Величина	
		базовий	запроєктований
1	2	3	4
Ефективна потужність двигуна, кВт		225	400
Питома витрата палива, г/(кВтгод):		225	190
Питома витрата масла, кг/(кВтгод)	g_m	0,001	0,001
Частота обертання колінчастого валу, $хв^{-1}$.	n	600	600
Ціна двигуна, грн.		560000	610000
Ціна палива, грн/кг:	$Ц_p$	28	28
Оптова ціна масла М10Г ₂ ЦС, грн/кг	$Ц_m$	72,5	72,5
Тривалість роботи двигуна за рік, год	t	6000	6000
Коефіцієнт частини вартості переборки двигуна в його ціні	$B_{пер}$	0,05	0,05
Коефіцієнт частки вартості капітального ремонту в ціні двигуна		0,30	0,30
Коефіцієнт використання потужності двигуна	K_p	0,9	0,9
Ресурс двигуна до першої переборки, год	$t_{пер}$	15000	15000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год	$t_{кр}$	53000	53000
Нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності	E_m	0,15	0,15

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Затрати на розробку і впровадження двигуна, грн.	Ц _{зат}	-	300000
--	------------------	---	--------

Річний економічний ефект від впровадження нового устаткування довготривалого використання знаходиться по формулі

$$E = \left[C_{нб} \times a_1 \times a_2 - C_{нн} + \frac{H_б \times a_1 - H_н + E_н \times (K_{сб} \times a_1 - K_{сн})}{1 + E_н} \right], \text{грн/рік}$$

Розрахунок складових витрат

- Річний об'єм роботи, виконуваний двигуном при використанні його по призначенню

$$B = k_n P_{\epsilon} t, \text{кВтгод/рік}$$

$$B_б = 0,92256000 = 1,215 \cdot 10^6 \text{ кВт/рік}$$

$$B_н = 0,94006000 = 2,16 \cdot 10^6 \text{ кВт/рік}$$

Коефіцієнт зміни продуктивності нового двигуна в порівнянні з базовим

$$a_1 = B_н / B_б = 2,16 \cdot 10^6 / 1,215 \cdot 10^6 = 1,755$$

- Термін служби двигуна до капітального ремонту

$$T = T_{кр} / t, \text{років}$$

$$T_б = 53000 / 6000 = 8,83 \text{ років}$$

$$T_н = 53000 / 6000 = 8,83 \text{ років}$$

$R_н = 1/T_н = 1/10 = 0,1$ – доля відрахувань від балансового прибутку на повну реновацію двигуна.

$$P_б = 1/T_б = 1/10 = 0,10$$

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нового двигуна в порівнянні з базовим

$$a_2 = \frac{P_{\text{д}} + E_{\text{н}}}{P_{\text{н}} + E_{\text{н}}} = \frac{0,1 + 0,15}{0,1 + 0,15} = 1,0$$

де $E_{\text{н}} = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень

5. Поточні затрати на газове паливо

$$З_{\text{п}} = k_{\text{п}} b_{\text{е}} P_{\text{е}} t \text{ Ц}_{\text{п}}, \text{ грн/рік}$$

$$З_{\text{пб}} = 0,9 \cdot 0,225225600028 = 7654500 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{\text{пн}} = 0,90,19400600028 = 11491200 \text{ грн/рік.}$$

6. Поточні затрати на мастило

$$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \text{ Ц}_{\text{м}} B, \text{ грн/рік}$$

$$З_{\text{мб}} = 0,00172,51,21510^6 = 15187 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{\text{мн}} = 0,00172,52,1610^6 = 27000 \text{ грн/рік.}$$

7. Затрати на поточний ремонт двигуна

$$З_{\text{пр}} = b_{\text{пер}} t \text{ Ц} / t_{\text{пер}}, \text{ грн/рік}$$

$$З_{\text{прб}} = 0,056000560000/8000 = 21000 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{\text{прн}} = 0,056000610000/8000 = 22875 \text{ грн/рік.}$$

8. Затрати на капітальний ремонт двигуна

$$З_{\text{кр}} = b_{\text{кр}} t \text{ Ц} / t_{\text{кр}}, \text{ грн/рік.}$$

$$З_{\text{крб}} = 0,306000560000/60000 = 16800 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{\text{крн}} = 0,306000610000/60000 = 18300 \text{ грн/рік.}$$

9. Річна зарплата обслуговуючого персоналу

$$З_{\text{оп}} = C_{\text{г}} t_{\text{зп}} = 13,560000,43 = 34830 \text{ грн/рік, де}$$

$C_{\text{г}} = 13,5 \text{ грн/год}$ – годинна ставка оператора з врахуванням доплат і відрахувань на соціальні потреби;

$q_{\text{зп}} = 0,43$ – частка зарплати обслуговуючого персоналу, що приходить на обслуговування двигуна.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Експлуатаційні витрати споживача за рік

$$И = З_{\text{п}} + З_{\text{м}} + З_{\text{пр}} + З_{\text{кр}} + З_{\text{оп}}, \text{ грн/рік.}$$

$$И_{\text{б}} = 7654500 + 15187 + 21000 + 16800 + 34830 = 7742317 \text{ грн/рік.}$$

$$И_{\text{н}} = 11491200 + 27000 + 22875 + 18300 + 34830 = 11594205 \text{ грн/рік.}$$

11. Річний економічний ефект від створення і експлуатації двигуна 6ЧН18/22.

$$\begin{aligned} E &= 560000 \times 0,755 - 610000 + \\ &+ \frac{7742317 \times 0,755 - 11594205 + 0,15 \times (0,3 \times 560000 \times 0,755 - 0,3 \times 610000)}{1 + 0,15} \\ &= 77981 \text{ грн/рік} \end{aligned}$$

12. Термін окупності затрат на розробку і впровадження у виробництво двигуна 6ЧН18/22, складає $T_{\text{ок}} = \Pi_{\text{зат}} / E = 300000 / 77981 = 3,8$ років, що не перевищує рекомендованих термінів окупності устаткування довготривалого користування $T_{\text{ок}} = 3 \dots 8$ років.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Згідно із завданням розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по газодизельному двигуну 6ЧН18/22, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркушів формату А1

На початку магістерської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна $N = 400$ кВт визначений двигун-прототип 6ЧН 18/22 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.

Ці діаграми побудовані на листі графічної частини проекту.

З теплового розрахунку та розрахунків на міцність двигуна було взято необхідні вихідні дані для розрахунку паливної системи.

Основною частиною дипломного проекту є розробка та розрахунок паливної системи а також система паливopідготовки для використання інших видів моторних палив. Система паливopідготовки повинна забезпечувати очищення палива від води, механічних домішок та ін. до рівня цих показників дизельного палива, а також підігрів палива до отримання в'язкості необхідної за умовами подачі та ефективного згоряння.

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

Річний економічний ефект від створення і експлуатації двигуна 6ЧН18/22 складає 77971 грн.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ваншейдт В.А., Иванченко Н.Н., Колерова Л.К. «Дизели. Справочник» Ленинград.: «Машиностроение». 1977.
2. 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.
3. Ануриев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 2. М.: Машиностроение, 1973.
4. Ануриев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 3. М.: Машиностроение, 1978.
5. Балабанов А.Н. Короткий справочник технолога машиностроителя. – М.: Издательство стандартов, 92.
6. Ваншейдт В.А. «Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей». Ленинград.: «Судостроение», 1969.
7. Васильев Ю.Н. Новые конструкции судовых дизелей. «Судостроение». Ленинград 1972.
8. Вешкельский С.А. «Справочник моториста установок с ДВС». Ленинград.: «Машиностроение», 1985.
9. Дальский А.М. «Технология конструкционных материалов». М.: «Машиностроение», 1985.
10. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. Ленинград: «Машиностроение», 1974.
11. Зенкин А.С., Петков В.И. Допуски и посадки в машиностроении: Справочник – 3^е издание. К.: Техника, 1990.
12. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. Ленинград «Судостроение», 1976.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- 13.Каширин Р.В., Голубев Л.Ю., Соколов М.Ф. «Пособие для должностных лиц и специалистов по курсу «Охрана труда»». Николаев: «Учебный центр», 2003.
- 14.Орлин А.С., Круглова М.Г. Двигатели внутреннего строения. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: «Машиностроение». 1983.
- 15.Л.В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков «Топливная аппаратура и системы управления дизелями» Москва Легион-Автодата, 2004.

					ПФ НУК 131.61.21.08 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		