

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: Конвертація дизеля 6ЧН 26/34 в газодизель 6ГДЧН 26/34 шляхом модернізації паливної апаратури.

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-20

_____ ***Вільховецький А.Р.***
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

ЗМІСТ

Вступ	4
1. Опис двигуна та пропозиції по його вдосконаленню	8
1.1. Основні аспекти використання газів	8
1.2. Природний газ - дійсна альтернатива дизельному паливу	10
1.3. Опис судна	14
1.4. Обґрунтування типу об'єкта, що використовує двигун внутрішнього згоряння	17
1.5. Основні аспекти конвертації двигуна при переводі його на газ	23
2. Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна	29
2.1. Розрахунок робочого процесу конвертованого двигуна	29
2.2. Обґрунтування заміни паливного насосу високого тиску	35
2.3. Визначення основних параметрів паливного насосу високого тиску	36
2.4. Розрахунок кінематики паливного кулака	41
2.5. Розрахунок форсунки	48
3. Економічний розділ	56
3.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна	57
3.2 Розрахунок економічного ефекту у споживача модернізованого двигуна	59
Висновки	65
Література	66
Додатки	

					ПФ НУК 131.61.21.01 ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка				Літера	Аркуш	Аркушів
Розробив	Вільховецький АР.								Н	З	66
Перевірив	Нестеренко В.В.										
Рецензент	Каіров О.С.								61-ТЕМmag-20		
Затв.	Нестеренко В.В.										

ВСТУП

З метою визначення основних напрямків розвитку транспортно-дорожнього комплексу України на довгострокову перспективу на основі комплексного розв'язання проблеми збалансованого розвитку усієї транспортної системи країни у відповідності до поставлених Урядом завдань економічного зростання країни та її європейської інтеграції розроблено Концепцію формування сталої національної транспортної політики розвитку всіх видів транспорту та засад (стратегії) транспортної політики.

Аналіз сучасного стану та проблем розвитку транспортно-дорожнього комплексу України показав, що рівень безпеки, показники якості та ефективності перевезень пасажирів та вантажів, рівень екологічного навантаження на довкілля не задовольняють сучасним вимогам. Основною проблемою розвитку транспорту є його наростаюче технічне та технологічне відставання, що не сприятиме подальшому економічному розвитку країни, її європейській інтеграції та може привести до незадовільного рівня транспортного обслуговування, зменшення швидкості просування товарів, залежності зовнішньої торгівлі України від іноземного транспорту, втрати конкурентоспроможності вітчизняного транспорту, росту аварійності та екологічного навантаження. Вирішення цих проблем є особливо важливим в умовах переходу національної економіки в фазу інтенсивного економічного зростання та курсу на європейську інтеграцію.

Основними стратегічними напрямками розвитку транспортно-дорожнього комплексу України на наступне десятиріччя є:

1. Технічна та технологічна модернізація транспорту.
2. Розвиток ринкового середовища на транспорті.
3. Підвищення безпеки транспортних процесів.
4. Інтеграція до Європейського Союзу.
5. Розвиток експорту транспортних послуг.

Підвищення безпеки транспортних процесів передбачає:

1. Підвищення рівня безпеки руху.
2. Підвищення паливної ефективності.
3. Забезпечення стійкого розвитку транспортної системи.

Підвищення паливної ефективності на транспорті має відбуватися за такими напрямками:

- формування та вдосконалення нормативно-правових основ з енергозбереження та використання альтернативних видів палива;
- оптимізація системи управління, регулювання та контролю у сфері енергоспоживання та енергозбереження на транспорті;
- здійснення проектів з реконструкції і модернізації комунікацій та об'єктів інфраструктури (електрифікація залізниць; оптимізація розвитку шляхового господарства);
- забезпечення ефективної координації між підгалузями транспорту з метою зниження загального споживання енергоресурсів;
- удосконалення режимів експлуатації рухомого складу, організації технічного обслуговування і ремонту транспортних засобів;
- масове запровадження обліку та контролю використання палива та енергії;
- заміщення видів енергоносіїв на більш ефективні, включаючи застосування альтернативних палив: стиснутого природного газу, біопалива (сумішеві бензини, біоетанольні та біодизельні палива) та водень, добавок и присадок до палив.

Видобуток газу – одна із ключових галузей паливно-енергетичного комплексу України. Україна посідає п'яте місце в Європі за обсягами видобутку газу й може пишатися столітньою історією газової галузі. Власний видобуток газу грає винятково важливу роль у забезпеченні енергетичної безпеки країни, тому розвиток газової галузі є державним пріоритетом.

Потенційні ресурси традиційного газу в Україні на сьогодні становлять 5,4 трлн. куб. м, балансові запаси – 1,1 трлн. куб. м. На території

					ПФ НУК ІЗІ.61.21.01 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

країни перебувають три нафтогазоносних райони: Східний, Західний і Південний. На Східний район у 2010 р. припадало більше 80% балансових запасів і близько 90% видобутку газу. На Західний на теперішній час припадає 13% балансових запасів і 6% видобутку. У Південному районі видобуток ведеться як на суші, так і на мілководному шельфі Чорного й Азовського морів. Сумарно видобуток у цьому регіоні становить 5% загального обсягу по країні, а балансові запаси – 6% загальної величини.

За попередніми оцінками, Україна також багата на значні ресурси нетрадиційного газу, включаючи газ глибоководного шельфу Чорного моря. За різними даними, сумарні потенційні ресурси газу щільних порід, сланцевого газу, метану вугільних пластів і газу глибоководного шельфу Чорного моря можуть становити від 20 до 50 трлн. куб. м. Варто брати до уваги попередній характер оцінок, і реальний обсяг, так само, як і можливість видобутку цих ресурсів, підлягає уточненню в міру проведення геологорозвідувальних робіт. Однак такий високий ресурсний потенціал повинен стати достатнім стимулом для активної розвідки всіх перерахованих видів нетрадиційного газу.

Прогноз видобутку в період з 2010 до 2020 р. передбачає помірне щорічне зростання обсягів видобутку. У наступне десятиріччя, з 2020 по 2030 роки, обсяг видобутку газу в Україні значною мірою залежатиме від розвитку видобутку нетрадиційного газу. До 2030 р. сукупний видобуток складе від 30 млрд. куб. м у песимістичному сценарії до 47 млрд. куб. м в оптимістичному. При цьому найбільш імовірним в першочерговому розвитку (навіть у песимістичному сценарії) буде газ щільних порід і газ глибоководного шельфу. У базовому сценарії очікується, що Україна зможе забезпечити близько 90% внутрішнього попиту на газ за рахунок власного видобутку до 2030 р.

Одним із економічно виправданих шляхів зменшення дефіциту палива є використання альтернативних палив - таких як природний газ, що потребує

тільки промислову підготовку для його транспортування. Ресурс газового моторного палива в декілька разів більший за ресурси рідкого палива.

В теперішній час головним способом створення двигунів, що працюють на газоподібному паливі, є конвертація існуючих бензинових та дизельних двигунів для роботи на стисненому або зрідженому природному газі. Ці двигуни різняться між собою за способом спалахування суміші, сумішоутворенням та числом тактів. За способом спалахування робочої суміші газові двигуни поділяються на три типи: з іскровим запалюванням цикл (Отто), з запаленням від самозаймання порцій рідкого палива (газодизелі) і форкамеро - факельним підпалюванням.

Використання газового палива в ДВЗ вигідно як економічно так і екологічно тому, що при використанні газового палива збільшується ресурс роботи циліндро - поршневої групи ДВЗ і також відсутнє явище розрідження мастила паливом.

Аналіз досвіду побудови, доводки і експлуатації газорідинних двигунів у країнах СНД і за кордоном дозволяє зробити наступний висновок: природний газ не тільки конкурує з дизельним паливом, але й є певною перспектива забезпечення паливом ДВЗ в найближчому майбутньому. На цей час в дизельних двигунах можливе широке використання двох видів палива і перехід з одного виду палива на інший, що може здійснюватись без зупинки ДВЗ.

Найбільшим перспективним є використання газорідинних двигунів на автомобілях та суднових енергетичних установках. Також можливе застосування газодизелів на електростанціях для власних потреб, насосних станціях та залізничному транспорті.

1. ОПИС ДВИГУНА ТА ПРОПОЗИЦІЇ ПО ЙОГО ВДОСКОНАЛЕННЮ

1.1. Основні аспекти використання газів в двигунах внутрішнього згоряння Розвиток транспорту багато в чому визначається рівнем паливної ефективності ДВЗ, забезпеченістю рідким паливом і посилюванням вимог по захисту навколишнього середовища. Одним з напрямів досліджень корпорацій провідних країн світу є створення ДВЗ, що використовують як паливо різні гази. Традиційні палива одержують з нафти, природні ресурси якої вичерпуються досить швидко.

Різко загострюються проблеми, пов'язані з екологією. Обмеження на використання бензину, газу, дизпалива для двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) реально може виникнути унаслідок несприятливої екологічної обстановки. Саме цей чинник виконує рушійну роль в роботах по переводу ДВЗ на газове паливо. Проблема екології набуває все більшого значення, виходячи вже на перше місце. У загальному балансі забруднень навколишнього середовища частка ДВЗ перевищує 70%. При цьому враховуються не тільки токсичні викиди, але і викиди продуктів, що впливають на енергетичний баланс Землі. Це діоксид вуглецю, вода, метан, фторовмістні з'єднання. Застосування природного газу знижує як викид токсичних речовин, так і діоксиду вуглецю. У вихлопних газах двигунів токсичних речовин міститься в 2-4 рази менше, а діоксиду вуглецю менше на 30-35%. Проте метан, що є основним компонентом природного газу, викликає збільшення парникового ефекту приблизно в 50 разів більше, ніж діоксид вуглецю. Отже, щоб одержати позитивний ефект від застосування природного газу, необхідно запобігти викиду його в атмосферу при отриманні, транспортуванні, заправці і застосуванні. Застосування водню як палива для ДВЗ істотно знижує негативний вплив на навколишнє середовище. Сам водень є екологічно чистим продуктом і його викиди не є шкідливими. У вихлопних газах двигуна не міститься токсичних речовин,

окрім оксидів азоту, кількість яких не перевищує встановлених міжнародних норм і може бути зменшена за умови спеціальної розробки камери згорання. Серед різних способів отримання водню з природного газу найдешевшим є плазмохімічний піроліз при виробництві ацетилену, де водень є основним побічним продуктом, що становить 78,8% піро-газу. При цьому собівартість ацетилену складає 10% його ринкової ціни, а на окислення і доочистку залишкових домішок і вихід чистого водню необхідні мінімальні витрати.

У квітні 1988 року був зроблений перший політ літака ТУ, на якому один з двигунів успішно працював на водні, а в квітні 1989 року - перший політ літака з використанням зрідженого метану. Літак ТУ-155 успішно пройшов наземні і льотні випробування при роботі експериментальної силової установки як на рідкому водні, так і на зрідженому природному газі.

Природний газ метан, вживаний в стислому і зрідженому стані, працює успішно і економічно вигідно на автотранспорті. Створення і льотні випробування літака ТУ-155 привели до наступних досягнень: придбано досвід проектування систем, що працюють на криогенних паливах; накопичено досвід в розробках технологічних процесів і виготовлення таких систем.

Все це дає підставу стверджувати, що складні проблеми кріогеніки на ДВЗ будуть успішно розв'язані. Сьогодні область застосування кріогенних палив широка: авіація; морський і річковий транспорт; залізничний транспорт; стаціонарні двигуни внутрішнього згорання.

Проте, при розгляді проблеми упровадження і експлуатації таких літальних апаратів, автомобілів, локомотивів, теплоходів і інших ДВЗ одних успіхів в створенні конструкцій і комплексів по забезпеченню паливом ДВЗ виявляється недостатньо. Існує ряд питань, які можуть зробити значний вплив на масштабність упровадження цих розробок. Їх можна розбити на п'ять крупних блоків: економічні, технічні, організаційні, юридично-правові, законодавчі питання.

Найбільш відпрацьовані технічні питання, не дивлячись на те, що існують проблеми, пов'язані з матеріалами конструкцій, теплоізоляцією, розробкою нових систем і агрегатів та ін. Досвід іноземних машинобудівних фірм і інститутів, що працюють у області переходу ДВЗ на газове паливо, показав, що з позицій техніки тупикових проблем не існує. Основна проблема полягає у фінансовому забезпеченні даних розробок.

У окремих підприємств і організацій є значний досвід і необхідний потенціал для успішного вирішення практично всіх питань. Об'єднання зусиль цих підприємств і організацій, фірм і фінансових інститутів дозволить не тільки успішно і в короткі терміни вирішувати основні проблеми, але і розробити значну кількість актів, стимулюючих використання більш екологічно чистих видів палива.

1.2. Природний газ - дійсна альтернатива дизельному паливу

Проблема використання газів як моторне паливо в двигунах внутрішнього згорання і стаціонарних установок різного призначення багатогранна. Вона виходить за рамки якої-небудь однієї галузі - транспорту, машинобудування, нафтової або газової промисловості.

Перевід двигунів внутрішнього згорання і, перш за все, двигунів транспортних засобів на газ, дозволяє одночасно вирішувати ряд найважливіших задач:

- зниження шкідливої дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище: про скорочення експлуатаційних витрат і, отже, заборона зростання тарифів на транспортні перевезення;
- вивільнення значної частини традиційних видів моторного палива для використання в тих областях, де їм немає альтернативи;
- заощадження викопних і не поновлювальних природних енергоресурсів.

Рішення цих задач стає для України всього світу все більш актуальним. Основу сьогодинішнього світового енергобалансу складають

саме викопні види палива - нафта, газ, вугілля. На частку первинної енергії, що виробляється АЕС і ГЕС, доводиться менше 10%. Альтернативна енергетика, заснована на використуванні не викопних енергоносіїв, що поновлюються, поки що знаходиться на експериментальній стадії. За прогнозами вчених, широке комерційне упровадження альтернативних енерготехнологій стане можливим тільки в другій половині ХХІ століття.

Перехід до нових технологій здійснюватиметься через розширення використання природного газу. Широкомасштабний перехід на газове паливо транспортних засобів, що споживають п'яту частину первинних енергоносіїв, є однією з найважливіших умов стійкого розвитку світової економіки. По розрахунках Міжнародного енергетичного агентства (МЕА), в період з 1995 по 2020 рік споживання енергії в світі зросте на 65%.

У країнах-учасниках «Організації економічного співробітництва і розвитку» частка природного газу в загальному балансі первинних енергоносіїв складає сьогодні приблизно 20%. До 60% природного газу поставляється кінцевим споживачам в промисловості і комунально-побутовому секторі, 40% газу йде на вироблення електроенергії. Із збільшенням чисельності населення Землі і розвитком економіки частка газу виросте до 2020 року до 25%. Частка нафти складатиме приблизно 40%.

Щорічно потреби в енергоносіях для транспорту зростатимуть на 2,5%. Якщо в 1995 році на частку транспорту у всьому світі доводилося 26% світової енергії, то до 2020 року вона виросте до 29%. Фахівці МЕА вважають машинобудівний сектор світової економіки саме тим, що динамічно розвивається. Сьогодні цей сектор на 99% залежить від нафтопродуктів. Не дивно, що при збереженні цієї залежності в період з 1990 по 2020 рік об'єми викидів двоокису вуглецю (CO₂) виростуть на 70%.

І це на фоні Кіотського протоколу 1997 року, що передбачає необхідність скорочення викидів CO₂ в найрозвиненіших країнах на 5% щодо рівня 1990 року.

Одним з головних рушійних мотивів збільшення частки природного газу в господарській діяльності людини стає необхідність скорочення парникового ефекту. В порівнянні з іншими видами викопного палива, природний газ має незаперечні екологічні переваги. У більшості зарубіжних досліджень робиться висновок про те, що застосування природного газу в двигунах дозволяє скоротити парникові викиди на 20%. Норми токсичності відпрацьованих газів двигунів транспортних засобів стають все більш жорсткими. Природний газ вже сьогодні може забезпечити двигунам відповідність екологічним нормам «Євро-5».

Виконання цих вимог представляє серйозну технічну проблему для вітчизняних заводів. Тільки окремі моделі вітчизняних і російських двигунів відповідають вимогам, що пред'являються в даний час, по токсичності.

Одним з економічних стимулів для переводу двигунів на газ є те, що вартість одного кубічного метра природного газу значно менша за ціну одного літра дизельного палива. Відсутність інших механізмів державного стимулювання стримує процес. А тим часом, вивільнене природним газом нафтове паливо могло б бути використане для сільського господарства, районів півночі, малої енергетики у видалених районах, тієї частини автотранспортної техніки силових міністерств, яка виконує задачі тилового забезпечення. Перераховані задачі є не галузевими або регіональними, а державними.

Та все ж, не дивлячись на збільшення об'ємів реалізації природного газу для транспорту в 1999 - 2000 роках приблизно на 20%, говорити про стійкість процесу газифікації транспорту та двигунів в цілому поки рано.

Це особливо важливо в умовах обмеженої здобичі нафти в Україні. За оптимістичними оцінками фахівців, об'єми здобичі найближчими роками залишаться в середньому на рівні 2002-2004 років, що в умовах поживавлення економіки неминуче приведе до виникнення дефіциту.

Зріджений нафтовий газ (пропан-бутанові суміші) не може розглядатися як реальна альтернатива нафтопродуктам. Це пояснюється

					ПФ НУК 131.61.21.01 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

тим, що: по-перше, виробництво пропану залежить від загального об'єму здобичі нафти; по-друге, потужності по його виробництву з 1990 року скоротилися удвічі; по-третє, поставки пропану здійснюються за залишковим принципом після найбільш пріоритетних споживачів - населення, нафтохімія і експорт.

Передові фірми світу вже протягом багатьох років випускають газову паливну апаратуру з електронним управлінням. Це викликано, перш за все, необхідністю забезпечити максимальну економічність двигуна і його відповідність нормам токсичності відпрацьованих газів. Електронно-керовані системи з розподіленою подачею палива вітчизняного виробництва також починають упроваджуватися на двигунах. Найбільший і швидкий ефект буде отримано при відновленні серійного виробництва газових двигунів на заводах-виробниках.

Останніми роками активно ведуться роботи у області використання як енергоносіїв зрідженого природного газу (СПГ). У нашій країні розробляються технологічні засоби для виробництва, зберігання, транспортування і використання СПГ для автомобільного, водного, залізничного і авіаційного транспорту. Крім того, в експлуатації знаходяться комплекси, що забезпечують газифікацію промислових і комунально-побутових об'єктів, розташованих на значному видаленні від магістральних газопроводів і газопроводів-відведень.

Підводячи підсумок, можна констатувати наступне:

- хоча і є певні труднощі, в цілому всі необхідні ресурсні, технічні і інфраструктурні умови для широкомасштабного переведу двигунів внутрішнього згоряння на природний газ в Україні існують;
- по екологічним показникам відпрацьовані гази автотранспортних засобів, працюючих на природному газі, в 2 - 5 разів чистіше ніж у двигунів, що працюють на бензині або дизельному паливі;
- по економічним показникам двигуни, що працюють на газі привабливіші, чим традиційні, оскільки природний газ - найдешевше

моторне паливо і експлуатаційні витрати по цій складовій можуть бути понижені на 30 – 60 відсотків;

- витрати на переобладнання для роботи на природному газі окупаються за рахунок різниці в цінах на паливо за 2-3 місяці.

1.3.Опис судна

Газовоз «Моссовет», побудований на верфі «Кантьере Навалюванні Марення» у Венеції. Він призначений для перевезення в рідкому стані, природного газу і його похідних при температурах до - 163°C. Судно побудоване на клас КМ*Л2[2] А1 (перевезення зріджених газів) морського Регістра і має необмежений район плавання. При проектуванні конструкцій і устаткування, безпосередньо пов'язаних з обробкою і транспортуванням вантажу, виконувалися вимоги Норвезького Верітас.

Судно одно гвинтове, однопалубне, з бульбовим носовим краєм і транцевою кормою, з кормовим розташуванням машинного відділення і 5-ярусної житлової надбудови і з перехідним містком над вантажною палубою.

Основні елементи і характеристики

Довжина: найбільша - 232,8 м, між перпендикулярами - 222,0 м.

Ширина - 35,8 м.

Висота борту - 22,8 м.

Осідання: специфікацій не - 12,0 м, по вантажну марку - 12,9 м.

Дедвейт при 98%-му завантаженню природним газом до специфікаційного осідання - 55 000 т.

Повна вантажомісткість танків - 75 000 м³.

Швидкість - 7,35 вуз.

Корпус судна набраний, в основному, по повздовжній системі; поперечна використана в конструкціях подвійного дна в районі машинного відділення, а змішана - для країв і надбудови. По всій довжині судна передбачене подвійне дно, в якому окрім цистерн розташований тунель для

трубопроводів суднових систем. Вантажний простір у носі і в кормі відокремлений кофердамами, а три поперечні водонепроникні перегородки ділять його на чотири відсіки, усередині кожного з них розміщується вбудований вантажний танк конструкції фірми «Технігаз». Вантажні танки закріплені в корпусі судна за допомогою спеціальних опор, клинів і стопорів, що перешкоджають вертикальним і горизонтальним переміщенням. Ці опори, крім того, передають на корпус всі навантаження, що виникають при русі вантажу в танках, а також забезпечують безперешкодне переміщення конструкцій танка при стисненні і розширенні від дії температурного ефекту. Прийнята форма вантажних танків дозволяє якнайповніші використовувати об'єм відсіків.

Танки, що мають гладку обшивку, зварені із спеціальної вуглецевої сталі, розраховані на роботу при температурі -170°C . Дно їх має ухил до місць установки вантажних насосів. Верх танків виконаний похилим, що дозволило зменшити вільні поверхні рідкого вантажу і тим самим понизити поверхню випаровування. Зовнішня поверхня всіх вантажних танків ізолювана шаром пенополіуретану товщиною 100 мм і зашита листами оцинкованої сталі. Між вантажними відсіками і корпусом судна розташовані сухі відсіки, що також забезпечують необхідну термоізоляцію танків. Крім того, в діаметральній площині передбачена непроникна повздовжня перегородка, що закінчується в центральному куполу, який має розміри $5,0 \times 5,0$ м і виступає над головною палубою на 0,7 м. По лінії контакту центрального куполу з настилом палуби нанесена спеціальна неопренова ізоляція, що виключає утворення теплового моста, а поверхня куполу над палубою ізолювана від запотівання.

У кожному вантажному танку встановлені два погрузних вантажних насоси фірми «Аурека», що мають подачу по $650 \text{ м}^3/\text{год}$. На поздовжній перегородці у настилі другого дна передбачено клапан з поворотним затвором, що дозволяє при виході з ладу одного з насосів використовувати інший для відкачування вантажу з суміжної половини танка.

Для забезпечення безпеки при вантажних операціях, підготовці танків і в рейсі на судні передбачені дві установки інертного газу (високого і низького тиску) з автономними газогенераторами, що виробляють відповідно 5000 м³/год. димових газів з високим змістом азоту при 117 кПа і 50 м³/год при 686 кПа. Система інертних газів дозволяє продувати всі трубопроводи вантажної системи, а також заповнювати і продувати вантажні танки і сухі відсіки. Управління вантажними операціями здійснюється із спеціального поста, розташованого в середній частині судна на палубі. У рейсі робота установки повторного зріджування повністю автоматизована, а всі необхідні засоби аварійно-попереджувальної сигналізації знаходяться на містку.

В якості головного двигуна на судні встановлений мало оборотний дизель **9ДКРН 80/160-4** максимальною тривалою потужністю 17 500 кВт при 126хв⁻¹, що приводить в обертання п'яти лопатний весельний гвинт діаметром 6,5м. Електростанція складається з трьох автоматизованих дизель-генераторів потужністю по 800 кВт і аварійного дизель-генератора потужністю 120 кВт.

Поповнення запасів прісної води здійснюється за допомогою вакуумної опріснювальної установки продуктивністю 35 т/добу. На судні встановлений сепаратор льяльних вод продуктивністю 30 м³/год. з пристроями контролю вмісту нафтопродуктів в суміші, що скидається, і запобігання її скиданню, якщо вміст нафти перевищує норму. Передбачені цистерни збору льяльних вод місткістю 25 м³ і устаткування обробки стічних і фекальних вод, а також піч для знищення(спалювання) рідких і твердих відходів.

Забезпечення необхідних в експлуатації остійності і деферента судна здійснюється заповненням баластних танків загальною ємністю 26 000 м³, у тому числі і під палубних. Для швидкого проведення баластних операцій встановлені два насоси подачею по 1000 м³/год.; під палубні баластні танки можуть спорожнітися самопливом. Управління системою здійснюється із

					ПФ НУК 131.61.21.01 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

спеціального пульта, встановленого в посту управління вантажними операціями.

Окрім традиційного засобу пожежогасіння - протипожежної водяної системи, газовоз оснащено рядом інших систем, обумовлених характером вантажу, що перевозиться. Основним засобом боротьби з вогнем у вантажних танках є система порошкового гасіння. Запаси порошку зберігаються в двох резервуарах місткістю близько 5 м³ кожен, а на вантажній палубі розміщені п'ять апаратів для його розпилювання. Для відділення електродвигунів компресорів вантажної системи передбачена система на основі хладона 1301, для машинного відділення прийнята стаціонарна система піногасіння з кратністю 1 :1000. Крім того, на судні є система піногасіння кратністю 1 : 100, що використовує трубопроводи водяної системи.

Всі житлові і суспільні приміщення розташовані в кормовій надбудові. Екіпаж розміщується в одномісних каютах або блок-каютах; на судні є дві двомісні каюти для практикантів і каюта для лоцмана. Оформлення кают відповідає сучасним вимогам. Всі каюти, медичний блок і основні службові приміщення обладнані двоох канальною системою кондиціювання повітря з автоматичною підтримкою його параметрів, ЦПК обслуговується окремим кондиціонером, що розташований в машинному відділенні.

Комплекс радіонавігаційного устаткування забезпечує безпечне плавання і можливість підтримки стійкого радіозв'язку при знаходженні судна в будь-якому районі Світового океану.

1.4. Обґрунтування типу об'єкта, що використовує двигун внутрішнього згоряння

Для суднової енергетичної установки газовозів доцільним є використання газодизельних двигунів. При використанні газодизельних двигунів вартість виробництва 1кВт енергії в значній мірі залежить від розміру запальної порції дизельного палива. Також, необхідно взяти до

уваги те що, при транспортуванні зрідженого природного газу він нагрівається та розширюється і час від часу його необхідно стравлювати в атмосферу. Кількість газу, що стравлюється, дорівнює 0,3-0,4 % на добу від усієї кількості газу, що транспортується. Це не вигідно як з економічної так і з екологічної точки зору тому, що цей газ можна спалювати в двигунах дизель-генераторів. Газовоз «МОССОВЕТ» має повну вантажомісткість танків 75000 м³. Виходячи з вище сказаного, кількість зрідженого природного газу, що стравлюється, приблизно дорівнює 67500-90000 м³ на добу, що достатньо для роботи газодизель генераторної установки судна.

Також необхідно взяти до уваги і те, що з кожним роком все жорсткішими стають вимоги до суден з точки зору забруднення навколишнього середовища відпрацьованими газами. Переобладнання суднової енергетичної установки для роботи за газодизельним циклом дозволило б пом'якшити цю проблему в першу чергу на судах, що працюють в акваторії порту, в прибережній зоні та на річному флотів зонах, де є можливість бункерування суден газом.

Використання газоподібного палива економічно вигідно: по перше, ціна на газ в декілька разів менша за ціну на дизельне паливо; по друге, використання газоподібного палива дозволить збільшити моторний ресурс циліндро - поршневої групи та строк служби масла. Також використання природного газу в судових енергетичних установках забезпечує важливий екологічний ефект власними характеристиками, а саме: відсутністю оксидів сірки, незначною кількістю NO_x, і пониженим виділенням СО при згорянні.

Автоматизований дизель-генератор **ДГА800** ГОСТ 22246-84 пристосований для використання на судах необмеженого району плавання в якості допоміжного дизель-генератора в складі з судовими енергетичними установками.

Дизель-генератор підготовлений для установки на судна, які мають знак автоматизацій А-1 та А-2 в символі класу морського Регістру. Дизель-генератор складається з дизеля **6ЧН 26/34** ГОСТ 10150-88 і синхронного

генератора перемінного струму типу СБГ 800-750 Ом-4, що змонтовані на сумісні рамі. Рама дизель-генератора зварної конструкції, в рамі передбачена масляна ванна для збору масла. Дизель-генератор пристосований для встановлення на амортизатори під рамою.

Номінальна потужність на вихідних клеммах дизель-генератора – 800 кВт
номінальна частота обертання 750 хв^{-1} .

Дизель **6ЧН 26/34** (рис. 1) повністю за капотований, трубопроводи високого тиску мають захист від розбризкування палива при розриві. Паливні насоси високого тиску встановлюються на верхні повздовжні площині блока.

Кришка циліндра – індивідуальна для кожного циліндра, відлита з високопробного чавуна, з'єднується з блоком чотирма силовими шпильками. Втулка циліндра з рубашкою з'єднуються з кришкою циліндра шістьма шпильками, які разом з силовими шпильками забезпечують замикання газового стику.

Сідла клапанів з сталі ХН70 МВТЮБ (ЭИ-598) вставні ГОСТ- 5632 – 72 фаски випускних клапанів мають наплавку твердим сплавом, для випускних клапанів пристосовано механізм повороту типу «ротокап».

Кількість клапанів на один циліндр дорівнює 4 з послідовним розташуванням в кришці циліндра однойменних клапанів.

Розміщення форсунки в кришці циліндра – центральне з ущільненням в огневому днищі.

Для дизеля 6ЧН 26/34 прийнята конструкція втулки з напресованою рубашкою. Така конструкція забезпечує сухість блоку і тим самим зберігає його від корозії. Гільза втулки виготовлена з спеціального чавуну.

Поршень – складений, такий, що охолоджується маслом, головка поршня від'ємна, виготовлена з хромоникелевої сталі високої міцності (40 ХН), тронк поршня виготовлений з сірого чавуну (СЧ 20).

Шатун виготовлений з косим роз'ємом нижньої головки. Стержень шатуна і кришка нижньої головки виготовлені з хромомаргенцевої

					ПФ НУК 131.61.21.01 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

цементуємої сталі (20ХГР). В стержні шатуна є центральний отвір для підвода мастила до підшипника верхньої головки шатуна та для охолодження поршня.

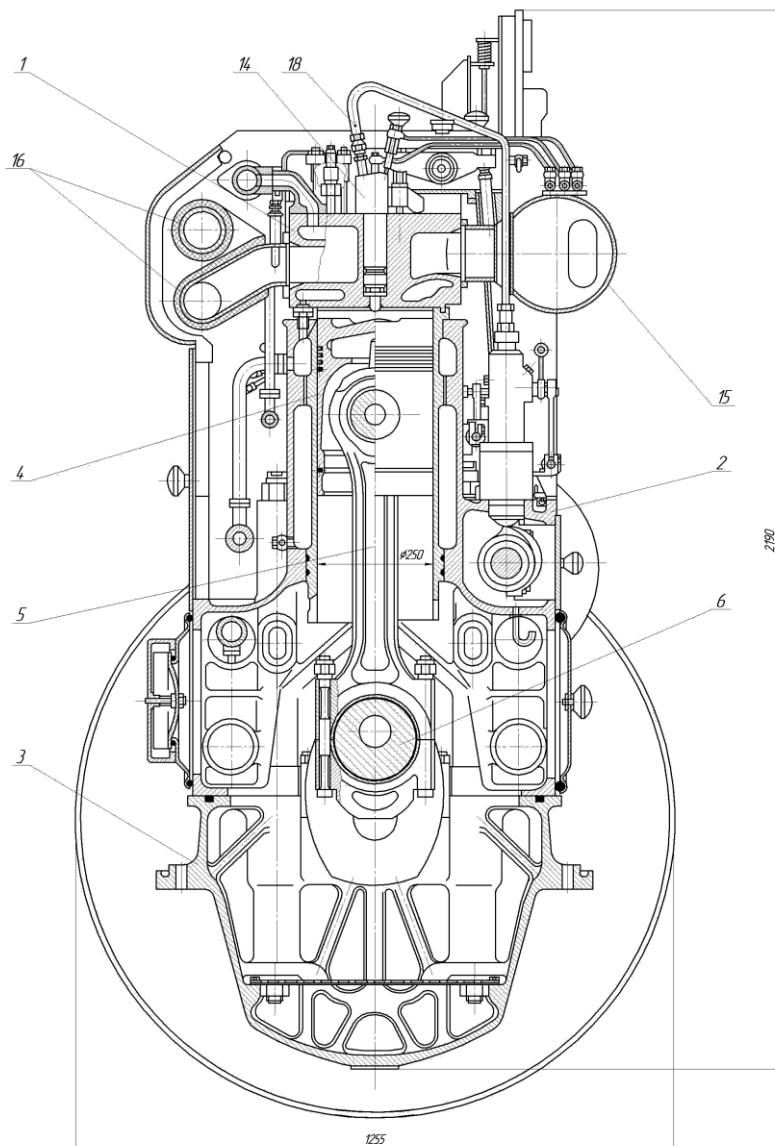


Рис. 1.1– Поперечний переріз дизеля 6ЧН 26/34

Колінчастий вал – виконується суцільно кованим з хромоникелевої сталі (30ХН2А). На ведучому кінці вала розміщена шестерня приводу розподільчого валу. На вільному кінці валу встановлюється шестерня приводу масляного насоса, водяних насосів і насоса для охолодження форсунок.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.21.01 ПЗ

Аркуш

20

Паливо для роботи застосовується дизельне марки Л за ГОСТ 305-82, моторне ДТ ГОСТ 1667-68 і мазут Ф5 ГОСТ 10585-75. Маючи добрі теплотехнічні та споживчі якості, паливо нафтового походження має і ряд недоліків: висока ціна, складність забезпечення екологічно чистого вихлопу, ймовірність забруднення навколишнього середовища паливом що, витікає при аваріях, неможливість тушіння палива що, горить водою, необхідність підігріву і очищення високов'язких палив, ускладнюється конструкція двигунів при використанні високо сірчаних палив.

Зберігати природний газ на судні можливо в стисненому або зрідженому стані. Більш раціональним є зберігання і використання зрідженого природного газу (ЗПГ) або зрідженого пропан-бутану. Проблеми, пов'язані з зберіганням газу, відсутні на судах, що призначенні для транспортування газу, тому що в якості палива використовується газ, що транспортується. Транспортування зрідженого газу до споживачів забезпечує флот танкерів, що останнім часом має тенденцію до збільшення кількості. Для судових енергетичних установок (СЕУ) метановозів ідеальним моторним паливом може служити зріджений газ. Таке рішення доцільне так як випаровування транспортованого газу неминуче, а випуск пропан - бутанових газів в атмосферу є вибухонебезпечним, оскільки вони важчі повітря і можуть накопичуватися на судні. Виходячи з динаміки росту флоту танкерів вбачається перспективним переобладнання їх судових енергетичних установок для роботи на газоподібному паливі.

Найбільш важливим питанням при використанні газу є раціональна організація робочого процесу двигуна. Газодизельний двигун працює як по дизельному, так і по газодизельному циклу, що забезпечує безперебійне енергопостачання - у випадку відсутності газу він працює за дизельним циклом.

В даній роботі пропонується конвертація дизельного двигуна 6ЧН26/34, що використовується на судні в складі допоміжного дизель-генератора, для роботи за газодизельним циклом.

Система живлення двигунів з газодизельним процесом включає традиційну паливну апаратуру й газову систему живлення. По способу запалення газодизель можна віднести до двигунів із примусовим запаленням. Його робочий процес відрізняється від робочого процесу двигунів з іскровим запалюванням тим, що електрична іскра як джерело запалювання робочої суміші замінена дозою дизельного палива. Наприкінці такту стиску в нагрітий повітряно-газовий заряд впорскується невелика (запальна) доза дизельного палива. Запальну дозу палива подають у циліндр із таким розрахунками, щоб вона запалилася раніше, ніж газ, і підпалила всю масу газоповітряної суміші. Пуск газодизельного двигуна здійснюють по циклу дизеля, основна його робота відбувається при мінімальній витраті дизельного палива. У газодизельний режим двигун переводять після пуску й прогріву дизеля до температури охолоджувальної рідини не менш 50°C перемиканням клавіші на щитку приладів в положення «газ». Система керування двигуном електрична. Для цього на двигуні встановлене додаткове газодизельне електроустаткування. У нього входить крім перемикача виду палива система обмеження подачі газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання, коли механічний регулятор частоти обертання виключає подачу запальної дози рідкого палива, і електричне блокування, що запобігає одночасній подачі газу й повній подачі рідкого дизельного палива (подвійну тягу). На режимах холостого ходу газодизельний двигун працює тільки на дизельному паливі. На навантажувальних режимах збільшення потужності двигуна забезпечують шляхом збільшення подачі газового палива. Підпалюють газоповітряну суміш і в цьому випадку за допомогою запальної дози палива.

Роботу газової апаратури контролюють за допомогою манометра низького тиску, який розміщений на щитку приладів. Для обмеження максимальної частоти обертання колінчастого вала передбачена система, що обмежує подачу газу при досягненні двигуном максимальної частоти обертання. У системі живлення газодизельного двигуна передбачене

блокування. Система захисту передбачає також автоматичний перехід з газодизельного режиму на дизельний у випадку раптового припинення подачі газу(при ушкодженні газової магістралі, закінченні запасу ЗПГ у балонах). Раптове припинення подачі газу при роботі двигуна під навантаженням може спричинити аварійну ситуацію. Для запобігання аварійних ситуацій при роботі в газодизельному циклі в системі підведення газу встановлений датчик тиску газу. При падінні тиску нижче 0,45МПа датчик відключає обмежник. Подача газу в цьому випадку припиняється. Обмежник запальної дози палива переводить двигун у режим подачі дизельного палива. Електромагнітний клапан відключається і перекривається подача газу.

Недоліком такої системи є неможливість забезпечити однією комплектацією паливної апаратури і запальну порцію за газодизельним циклом і вийти на номінальний режим на дизельному циклі, тому їх робота по дизельному циклу або неможлива, або потребує двох комплектів паливної апаратури: один для газодизельного циклу , другий для дизельного (без газу).

1.5 Основні аспекти конвертації двигуна при переводі його на газ

Вплив шкідливих викидів судових дизелів на глобальний екологічний стан повітряного басейну є обмеженим і оцінюється в 5-7% від загальної кількості викидів шкідливих речовин стаціонарними енергетичними установками і сухопутними транспортними засобами. Проте, із-за відносно великої агрегатної потужності судові дизеля можуть бути основними джерелами забруднення атмосфери в таких локальних зонах як порти, водні акваторії річок, особливо на території міст. Основна увага фахівців, які займаються проблемами підвищення екологічної безпеки судових дизелів, спрямована на питання, які торкаються очищення відпрацьованих газів дизелів від оксидів азоту NOX. Згідно Додатка VI Міжнародної Конвенції по запобіганню забрудненню судами (MARPOL) «Обмеження на викиди NOX»

від січня 2016 р., усі нові судна повинні відповідати стандартам рівня ІІІ, які передбачають зниження викидів на 80% порівняно із стандартами рівня І, для експлуатації в зонах, позначених як зони контролю викидів NOX.

Причина утворення у відпрацьованих газах шкідливих речовин - горіння палива. Характерною особливістю дизеля є періодичне горіння заздалегідь не перемішаного палива і окисника. Вказана обставина обумовлює наявність гомофазного і дифузного типів горіння: перший визначається згорянням суміші, яка утворилася за період затримки запалення, другої, - згорянням кількості палива, що залишилася, в дифузному фронті полум'я. Існуючі методи зниження викидів NOX діляться на первинні, спрямовані на зниження кількості оксидів азоту, які утворюються в циліндрі дизеля, і вторинні, що передбачають хімічну нейтралізацію NOX перед випуском вихлопних газів в атмосферу.

Первинні методи, у свою чергу, можуть бути розділені на дві групи:

- такі, що передбачають зміну конструкції двигуна або окремих його елементів (як правило, вони можуть бути реалізовані лише при розробці нових конструкцій): удосконалення систем впорскування палива, сумішоутворення і газообміну; впорскування води безпосередньо в двигун; організація вихрового руху заряду в камері згорання;

- методи, які не потребують істотної зміни конструкції дизеля, реалізація яких можлива при незначній модернізації двигуна (застосування альтернативних палив, перехід дизеля на роботу на водо-паливних емульсіях (ВПЕ), зволоження повітря на вході в двигун, рециркуляція частини відпрацьованих газів).

Альтернативні палива застосовуються в газодизельних двигунах. Газодизелем називають двотактний або чотиритактний двигун, в циліндри якого подається газоповітряна суміш, а паливо упрскує через штатні форсунки дизеля. Вона запалюється невеликою, так званою «запальною дозою», дизельного палива.

Головною причиною такої підвищеної «уваги» до газового моторного палива є його низька вартість порівняно з бензином і дизельним паливом. Слід зазначити, що до переваг використання природного газу як моторного палива відносяться його високі фізико-хімічні властивості. На 85 - 99% він складається з метану CH_4 і має високу теплоту згорання стехіометричної газоповітряної суміші. Має також високу антидетонаційну стійкість, октанове число у нього понад 105 - 110 од. (за моторним методом). Добре змішується з повітрям. На відміну від бензинів і дизельних палив, не містить отруйних домішок і добавок. Має широкі межі запалення. Відпрацьовані гази двигунів, які працюють на природному газі, містять незначну кількість нормованих шкідливих викидів. Ці і інші властивості дозволяють віднести природний газ до екологічно чистих моторних палив. Природний газ як моторне паливо ДВЗ використовується і може бути використаний для таких типів двигунів і транспортних силових агрегатів :

1. Для бензинових двигунів з іскровим запаленням, дообладнаних додатковою системою живлення СПГ. При цьому на двигуні встановлюється додаткове газобалонне устаткування (ГБУ), внаслідок чого він стає двох паливним.

2. Для дизелів, що переобладнуються для роботи по газодизельному циклу. У такому разі на ДВЗ встановлюється додаткове газодизельне (ГД) устаткування в комплекті з балонами для зберігання СПГ, внаслідок чого автомобіль також стає двох паливним.

3. Для «чисто» газових двигунів з іскровим запаленням, створюваних на базі дизелів. В цьому випадку автомобіль може працювати тільки на СПГ.

4. Для перспективних транспортних силових агрегатів у поєднанні з паливними елементами (паливними осередками), в яких природний газ використовується як водневмісне паливо.

Конструкція дизеля, що розрахована на високі навантаження і тиски, може бути з успіхом використана для створення вискооефективного

газового двигуна. На сьогодні найбільше поширення отримали два способи переобладнання дизелів для роботи на газовому паливі:

1. Переобладнання дизелів в «чисто» газові двигуни з іскровим запаленням.

2. Переобладнання дизелів для роботи по газодизельному циклу.

Якщо в першому випадку в конструкцію двигуна вносяться істотні зміни (знижується ступінь стиску, встановлюються додаткові системи запалення, живлення і регулювання подачі газового палива), то в другому випадку дизель дообладнується лише додатковою системою живлення і регулювання подачі газового палива. Особливість газодизельного циклу полягає в тому, що температура самозаймання газу набагато перевищує температуру самозаймання дизельного палива, і для її надійного запалення необхідно упорскувати в циліндри газодизеля так звану «запальну дозу» дизельного палива.

Основною перевагою газодизелів є те, що вони без зниження потужності можуть працювати як за дизельним циклом (лише на дизельному паливі), так і за газодизельним циклом (на природному газі і дизельному паливі). При цьому величина «запальної дози» дизельного палива може коливатися в межах від 3...5% до 30% від номінальної витрати палива. Слід зазначити, що для надійного запалення газоповітряної суміші, яка міститься в циліндрах газодизеля, вистачає 3...5% величини «запальної дози» на усіх швидкісних і навантажених режимах. Проте досягти таких значень «запальної дози», не змінюючи конструкцію паливної апаратури (ПА), неможливо. Якщо в конструкцію паливної апаратури вносять зміни (зменшують діаметр або хід плунжерів паливного насоса високого тиску, зменшують площу прохідних отворів форсунок або їх кількість), то це призводить до того, що газодизель при роботі за дизельним циклом втрачає приблизно 25...40% потужності.

У зв'язку з цим на газодизелях, які працюють на номінальних і близьких до них режимах, в якості аварійних газодизель генераторів, «запальна доза»

дизельного палива коливається в межах від 15...20% до 25...30%. Такі значення величини «запальної дози» не вимагають внесення змін до конструкції паливної апаратури. Регулювати ПА на нижчі значення «запальної дози» не рекомендується, оскільки це може привести до пропусків подання палива по секціях ПНВТ і погіршити охолодження розпилювачів форсунок.

Істотний вплив на енергетичні і екологічні показники роботи газодизеля має вибір способу регулювання його потужності. До них належать: якісний спосіб регулювання, при якому, змінюючи положення (керуючи) газовою заслінкою, змінюють кількість газу, який подається в газоповітряний змішувач, змінюючи якість газоповітряної суміші; кількісний спосіб регулювання, при якому, керуючи газоповітряною заслінкою, змінюють кількість газоповітряної суміші, яка подається в циліндри газодизеля; змішаний спосіб регулювання, при якому, керують газовою і повітряною заслінками, регулюючи кількість газу і повітря, що подаються до газоповітряного змішувача; змішаний спосіб регулювання, при якому, керуючи газовою заслінкою, регулюють кількість газу, який подається до газоповітряного змішувача, а змінюючи положення газоповітряної заслінки, регулюють кількість газоповітряної суміші, що подається в циліндри газодизеля.

Висновок

Застосування газодизельного циклу дозволяє:

- зменшити на 50 - 55 % експлуатаційних витрат дизельного палива за рахунок заміщення його природним газом;
- понизити в 2-4 рази чадність відпрацьованих газів і в 2-2,5 викидів твердих частин у дизелів, які знаходяться в експлуатації і не відповідають вимогам Євро-5;
- понизити рівень зовнішнього і внутрішнього шуму без зміни конструкції ДВЗ.

Використання при роботі за газодизельним циклом змішаного способу регулювання потужності з мікропроцесорним керуванням поданням палива і газу у поєднанні з нейтралізатором відпрацьованих газів дозволить виконати норми Євро-5, що особливо важливе для ДВЗ, які працюють в міських і близьких до них районах.

2. АНАЛІЗ ІНДИКАТОРНИХ ТА ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1. Розрахунок робочого процесу конвертованого двигуна

В даній роботі пропонується конвертація дизельного двигуна 6ЧН26/34, що використовується на судні в складі допоміжного дизель-генератора, для роботи за газодизельним циклом.

Особливістю газодизельного циклу є те, що температура samozapalювання газу вища від температури samozapalювання дизельного палива, то для її надійного запалювання необхідно впорскувати в циліндри газодизеля так звану «запальну дозу» дизельного палива. Суттєвий вплив на енергетичні й екологічні показники роботи газодизеля має величина запальної дози. Для вибору її оптимальної величини було проведено декілька розрахунків двигуна-прототипу 6ЧН26/34 та газодизельного двигуна 6ГДЧН26/34. Було виконано розрахунок робочого процесу, теплового балансу, розраховані дійсна та теоретична індикаторні діаграми.

При розрахунках було використано класичну методику теплового розрахунку, що розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконалена Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, досить повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, який проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд дослідних коефіцієнтів, що оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу наведено в таблиці 2.1 та на діаграмах (Рис. 2.1 – 2.5).

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

№ п/п	Назва параметру робочого циклу двигуна	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %	Чисельне значення		Порівняння, у %	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун- прототип 6ЧН 26/34	Проектов аний двигун 6ГДЧН 26/34		Двигун- прототип 6ЧН 26/35	Проектов аний двигун 6ГДЧН 26/35		Двигун- прототип 6ЧН 26/35	Проектов аний двигун 6ГДЧН 26/35	
1	Запальна доза рідкого палива	δ_e	%	100	3	3,0	100	5	5,0	100	10	10,0
2	Тиск наддуву	p_v	кПа	230	219	-4,8	230	219	-4,8	230	221	-3,9
3	Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	2	1,78	-11,0	2	1,81	-9,5	2	2	0,0
4	Частота обертання	n	xv^{-1}	750								
5	Ступінь стиску	ϵ	-	12,5								
6	Максимальний тиск згоряння	p_z	кПа	12172	12500	2,7	12172	12500	2,7	12172	12500	2,7
9	Нижча теплота згоряння рідкого палива	$Q_{н.р}$	кДж	42500								
			кГ									
10	Нижча теплота згоряння газового палива	$Q_{н.г}$	кДж	36115								
			м ³									
11	Максимальна температура в циклі	T_z	К	2057,5	2161,7	5,1	2057,5	2160	5,0	2057,5	2153,8	4,7
12	Середній індикаторний тиск	p_{mi}	кПа	1498,3	1465,5	-2,2	1498,3	1467,7	-2,0	1498,3	1468	-2,0
13	Індикаторний ККД циклу	η_i	-	0,4659	0,46	-1,3	0,4659	0,458	-1,7	0,4659	0,479	2,8
14	Питома індикаторна витрата газового палива	$b_{i,г}$	г		0,2098			0,2062			0,1884	
			кВт год									
15	Питома індикаторна витрата рідкого палива	$b_{i,р}$	г	181,8	5,5	-97,0	181,8	9,1	-95,0	181,8	16,4	-91,0
			кВт год									

Продовження таблиці 2.1.

№ п/п	Назва параметру робочого циклу двигуна	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %	Чисельне значення		Порівняння, у %	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип 6ЧН 26/34	Проектів аний двигун 6ГДЧН 26/34		Двигун-прототип 6ЧН 26/35	Проектів аний двигун 6ГДЧН 26/35		Двигун-прототип 6ЧН 26/35	Проектів аний двигун 6ГДЧН 26/35	
16	Питома індикаторна витрата теплоти в циклі	$q_{i.t}$	$\frac{Дж}{кВт год}$	7726,5	7810,7	1,1	7726,5	7833,6	1,4	7726,5	7501,07	-2,9
17	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1249,1	1277,2	2,2	1249,1	1279,4	2,4	1249,1	1279,7	2,4
18	Механічний ККД	η_m	-	0,8684	0,872	0,4	0,8684	0,872	0,4	0,8684	0,872	0,4
19	Ефективний ККД циклу	η_e	-	0,4045	0,401	-0,9	0,4045	0,399	-1,4	0,4045	0,417	3,1
20	Питома ефективна витрата газового палива	$b_{e.g}$	$\frac{м3}{кВт год}$		0,241			0,2365			0,2161	
21	Питома ефективна витрата рідкого палива	$b_{e.p}$	$\frac{г}{кВт год}$	209,4	6,3	-97,0	209,4	10,5	-95,0	209,4	18,8	-91,0
22	Питома ефективна витрата теплоти в циклі	$q_{e.t}$	$\frac{кДж}{кВт год}$	8899,5	8971,5	0,8	8899,5	8987,45	1,0	8899,5	8603,45	-3,3
23	Годинна витрата газового палива	V_e	$\frac{м3}{год}$		207,03			203,41			185,83	

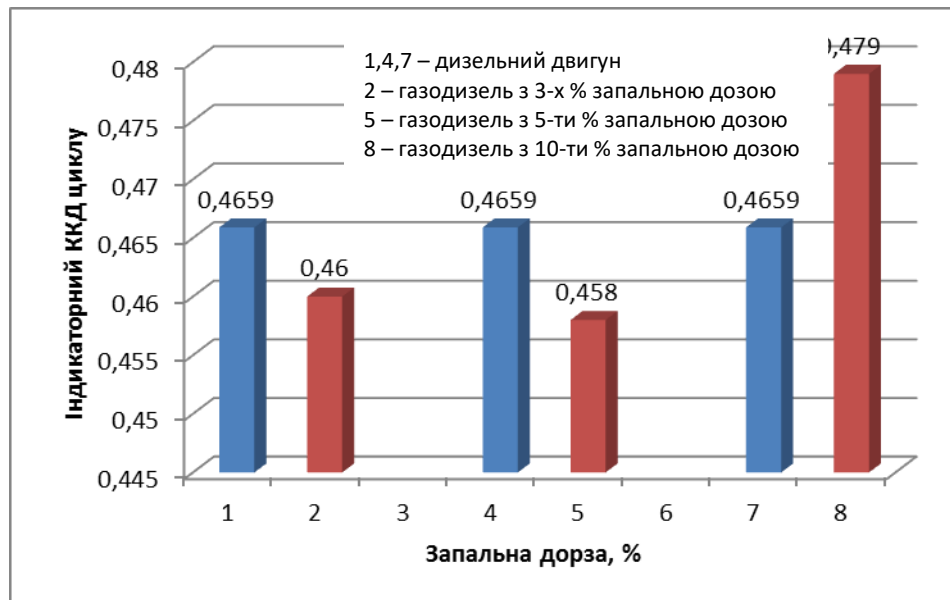


Рис.2.1 – Індикаторний ККД циклу

Залежність індикаторного ККД циклу від величини запальної дози дизельного пального для проєктованого газодизеля 6ГДЧН 26/34 може бути описана за допомогою математичного рівняння:

$$\eta_i = 0,0095 \cdot \delta_e + 0,4467,$$

де η_i – індикаторний ККД циклу; δ_e – запальна доза рідкого палива, %.

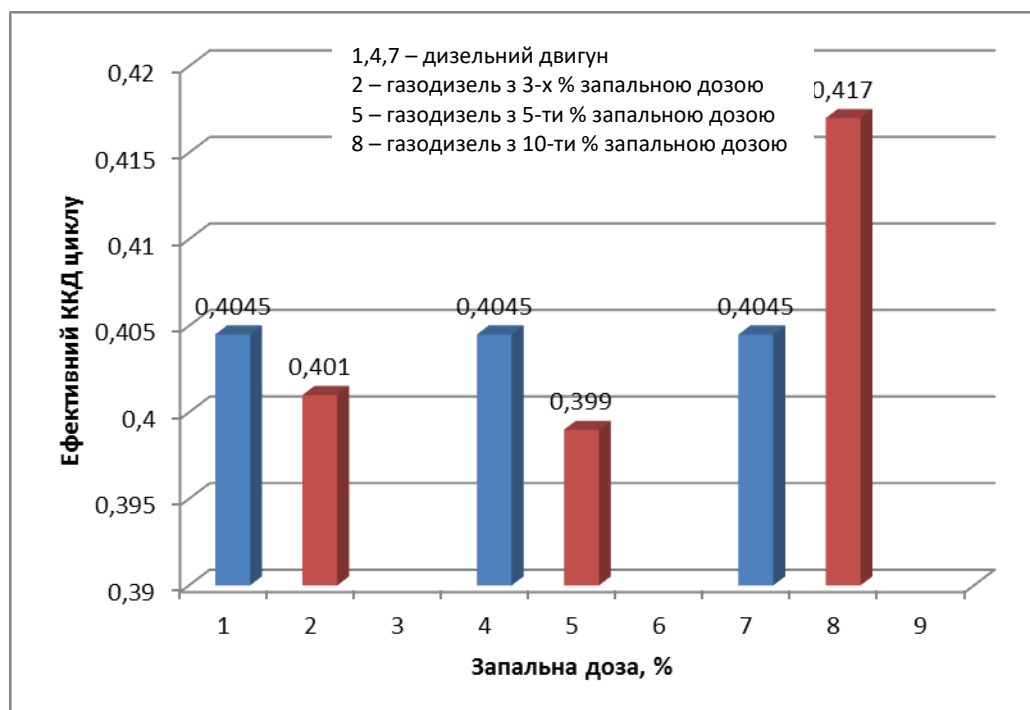


Рис. 2.2 – Ефективний ККД циклу

Залежність ефективного ККД циклу від величини запальної дози дизельного пального для проектного газодизеля 6ГДЧН 26/34 може бути описана за допомогою математичного рівняння:

$$\eta_e = 0,008 \cdot \delta_e + 0,3897,$$

де η_e – ефективний ККД циклу; δ_e – запальна доза рідкого палива, %.

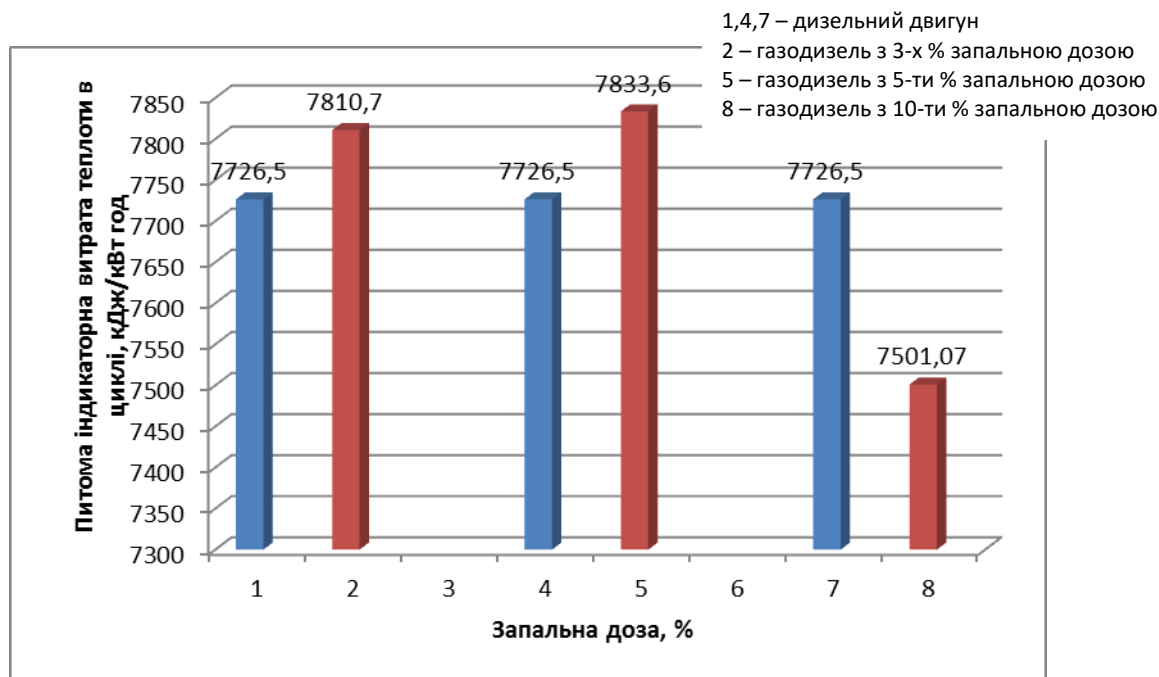


Рис. 2.3 – Питома індикаторна витрата теплоти в циклі

Залежність питомої індикаторної витрати теплоти в циклі від величини запальної дози дизельного пального для проектного газодизеля 6ГДЧН 26/34 може бути описана за допомогою математичного рівняння

$$q_{it} = 8032e^{-0,02\delta_e},$$

де q_{it} – питома індикаторна витрата теплоти в циклі; δ_e – запальна доза рідкого палива, %.

Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного газодизеля 6ГДЧН26/34 та дизеля-прототипу 6ЧН26/34, наведених у таблиці та на діаграмах свідчить про те, що індикаторний $\eta_i = 0,479$ та ефективний ККД циклу газодизеля

$\eta_e = 0,417$ є максимальними, а питомі індикаторні $q_{it} = 7501 \text{ кДж/кВт} \cdot \text{год}$ та ефективні витрати теплоти $q_{et} = 8603 \text{ кДж/кВт} \cdot \text{год}$ є мінімальними при запальній дозі рідкого палива у 10%.

Ще одним важливим фактором, що впливає доцільність заміни дизеля на газодизель, є питома вартість пального. Для газодизеля вона

практично не залежить від величини запальної дози, але вдвічі менша за питому вартість дизельного пального (Рис. 2.5).

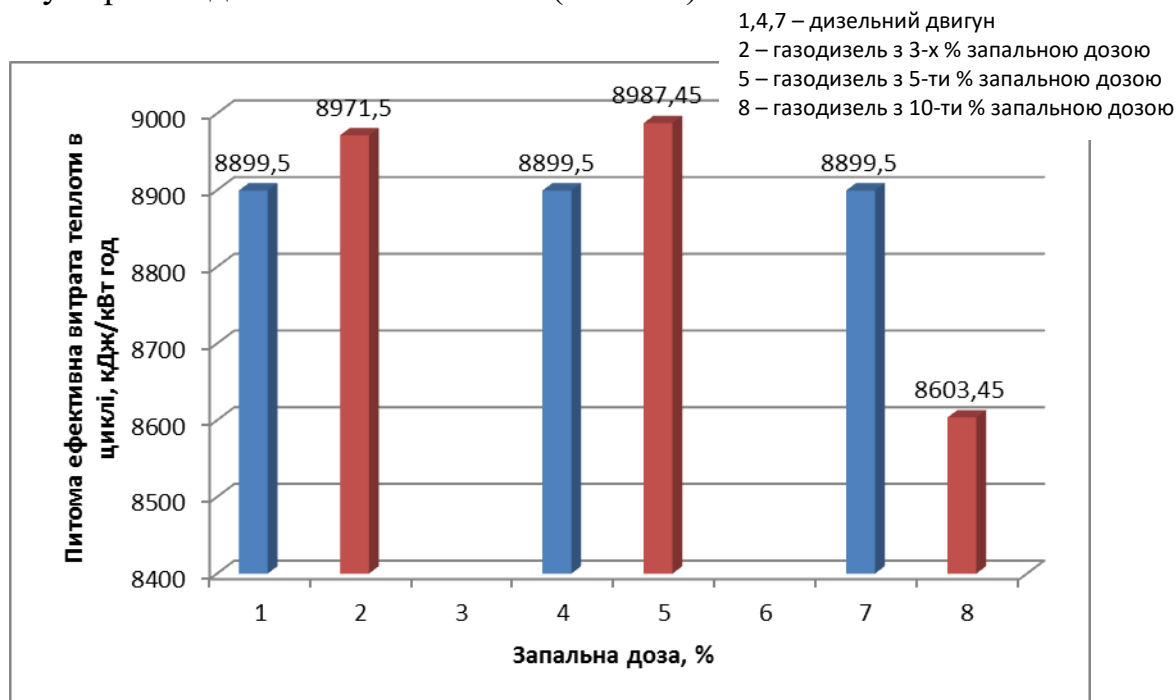


Рис. 2.4 – Питома ефективна витрата теплоти в циклі

Залежність питомої ефективної витрати теплоти в циклі від величини запальної дози дизельного пального для проектного газодизеля 6ГДЧН 26/34 може бути описана за допомогою математичного рівняння

$$q_{ет} = 9231e^{-0,021\delta_i},$$

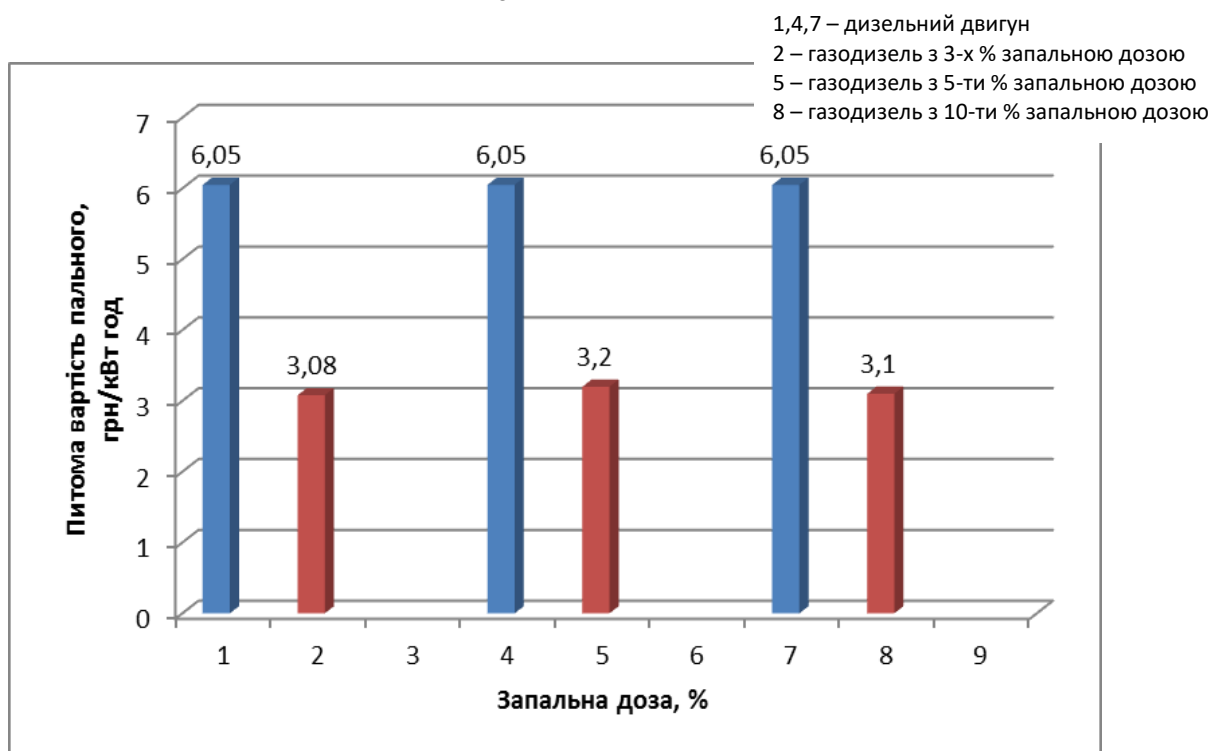


Рис. 2.5 – Питома вартість пального

Висновок

Ґрунтуючись на виконаних порівняльних розрахунках та проведеному аналізі їх результатів, в якості конвертованого двигуна запропоновано обрати газодизельний двигун **6ГДЧН26/34** з 10-ти відсотковою запальною дозою рідкого палива.

2.2. Обґрунтування заміни паливного насоса високого тиску

На двигуні 6ЧН 26/34 застосовується паливний насос високого тиску (ПНВТ) з заводським номером 962Е, що має діаметр плунжера 18 мм та хід плунжера 26 мм.

Одним із дієвих методів зменшення запальної порції дизельного палива в газодизельних двигунах є зменшення геометричних розмірів плунжерної пари паливного насоса високого тиску, також для забезпечення сталості подачі запальної порції по циліндрам передбачено застосування гідро затвору форсунок.

При конвертуванні даного двигуна для роботи по газодизельному циклу даний насос має розміри, більші за потрібні. Пропонується замінити насос 962Е на 962Г, що має менші розміри плунжерної пари: діаметр плунжера 16мм і хід плунжера 16мм у штатному виконанні. Після переобладнання паливного насоса високого тиску 962Г для роботи на газодизельному циклі діаметр плунжера і, відповідно, внутрішній діаметр втулки матимуть 12мм, а хід плунжера залишиться незмінним - 16мм. Конвертований двигун 6ГДЧН 26/34 працює при запальній дозі 10% і має циклову подачу палива $V_{\text{ц}}=0,117$ г/цикл.

Подача такої циклової порції палива насосом 962Е з його діаметром плунжера 18мм не доцільна тому, що об'єм палива, що стискається, є близьким до об'єму надплунжерного простору при його верхньому положенні. Як наслідок, виникнуть проблеми з організацією робочого процесу, а саме: між циклова нестабільність подачі палива та пропуски спалахів, що є небажаним явищем при використанні газового пального.

При відсутності газу двигун легко конвертується з газодизеля в дизель шляхом заміни форсунок на протязі 30...60 хв., але необхідно врахувати те що, при даних розмірах плунжерної пари двигун не вийде на номінальну потужність при повному навантаженні. Для цього необхідно замінити паливні насоси високого тиску зі зменшеними плунжерними парами (16 мм) на штатні (18 мм) на протязі 60...90 хв.. На даному судні застосовуються три дизель-генератори, два з яких працюють постійно, а один знаходиться у резерві. Один з працюючих дизель-генераторів конвертується на газодизель-генератор і працює в паралелі з дизель-генератором. На випадок аварійної ситуації та інтенсивного енергоспоживання, газодизель-генератор виводиться з експлуатації, а вводиться дизель-генератор. Але у випадку виходу з ладу дизель-генератора з будь-яких причин: чи то аварія чи плановий ремонт, газодизель-генератор здатний вийти на рівень номінальної потужності за двох умов:

- заміна паливного насосу високого тиску зі зменшеним діаметром плунжера на штатний на протязі 60-90 хв., якщо дозволяє час і обставини;
- номінальний рівень потужності можна досягти шляхом відключення споживачів енергії, які не приймають участі в збереженні життєдіяльності судна під час несприятливих погодних умов, чи інших аварійних ситуаціях.

Виходячи з вище зазначених причин пропонується дана модернізація ПНВТ та паливної системи в цілому.

2.3. Визначення основних параметрів ПНВТ

Розрахунок виконано за допомогою додатку Microsoft Office Excel 2010

1.1 Вихідні данні .

1.1.1 Ефективна потужність $P_e = 860 \text{ кВт}$

1.1.2 Частота обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$

1.1.3 Кількість циліндрів $z = 6$

1.1.4 Ефективна питома витрата палива $B_e = 0,0188 \text{ кг/(кВт·год)}$

					ПФ НУК 131.61.21.01 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		36

1.1.2 Циклова подача палива

$$B_{\text{ц}} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot 10^3}{60 \cdot z \cdot n_K} = 0,1198, \text{г/цикл}$$

де n_K - частота обертання кулачкового валу ,

$$n_K = \frac{n}{2} = 375 \text{ хв}^{-1} \text{ для чотирьохтактного ДВЗ}$$

1.3 Об'ємна циклова подача палива

$$V_f = \frac{B_{\text{ц}} \cdot 10^6}{\rho_f} = 137 \frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$$

де $\rho_f = 850 - 900 \text{ кг/м}^3$ – щільність палива

$$\rho_f = 850 \text{ кг/м}^3$$

1.4 Теоретична подача секції паливного насоса

$$V_T = \frac{V_f}{n_{\text{п}}} = 152.3893 \frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$$

де $n_{\text{п}} = 0.7 - 0.9$ – об'ємний коефіцієнт подачі

$$n_{\text{п}} = 0.9$$

Повна подача секції паливного насоса враховуючи перепуск палива і перевантаження дизеля .

$$V_{\text{н}} = (0.25 - 0.32) \cdot V_T = 380.9731 \frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$$

$$d_{\text{пл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{н}}}{\pi \cdot m}} \approx 1.08 \cdot \sqrt{\frac{V_{\text{н}}}{m}} = 8.139431 \text{ мм}$$

2.5 число з проміжку. (2.5- 3.2)

Діаметр плунжера

де:

$$m = \frac{h_{\text{пл}}}{d_{\text{пл}}} \approx 1.0 - 1.7 = 0.9 \text{ мм}$$

$$\rho_{\text{пл}} = m \cdot d_{\text{пл}} = 7.325488$$

1.8 Скоректувати отримані в розрахунку значення діаметра і ходу плунжера по ГОСТ 10578-74

$d_{пл} \dots .5;5,5;6;6,5;7;7,5;8;8,5;9;9,5;10;11;.12 \dots$ мм.

$h_{пл} \dots .7;8;10;12;16;20;\dots$ мм.

$d_{пл} = 12$ мм

$h_{пл} = 16$ мм

Активний хід плунжера

$$h_{акт} = \frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot d_{пл}^2} = 1.3481 \text{ мм}$$

2. Вибір матеріалу і розрахунок на міцність втулки і плунжера насоса.

2.1 Вибір матеріалу втулки і плунжера .

2.1.1 Умови праці плунжерної пари .

Плунжерні пари насосів високого тиску працюють в умовах великих навантажень і інтенсивного стирання . В процесі зворотно-поступального руху плунжера і при малих зазорах відбувається велике зношення , обумовленні вмістом в паливі твердих домішок , деформаціями плунжера і втулки , боковими силами.

2.1.2 Вимоги до матеріалу втулки і плунжера насоса .

Матеріали плунжерних пар повинні мати: високу твердість, зносостійкість в умовах підвищеного тиску палива , малий коефіцієнт лінійного розширення , зберігати розміри і геометричну форму, добре оброблятися

2.1.3 Вибір марки матеріалу втулки і плунжера насоса .

Вибираємо інструментальну леговану сталь ХВГ ГОСТ 5950-73

2.1.4 Хімічний склад сталі ХВГ

$C = 0,9 - 1,05 \%$; $Mn = 0,8 - 1,1 \%$ $Si = 0,15 - 0,35 \%$;

$Cr = 0,9 - 1,2 \%$; $W = 1,2 - 1,6 \%$.

2.1.5 Механічні властивості сталі ХВГ

Стандартом не регламентуються .

2.2 Розрахунок на міцність втулки насоса .

2.2.1 Напруження розтягання на внутрішній поверхні (ф-ла Ляме)

$$\sigma_p = p_f \cdot \frac{d_n^2 + d_{вн}^2}{d_n^2 - d_{вн}^2} = 92.4812 \text{ МПа}$$

де: p_f - максимальний тиск палива в насосі .

$$p_f = 60 \text{ МПа}$$

d_n - зовнішній діаметр втулки 26 мм

$d_{пл}$ - внутрішній діаметр втулки 12 мм

$$\sigma_p \leq [\sigma_p] = 80 - 100, \text{ МПа}$$

Умова виконується

2.3 Розрахунок на міцність плунжера насоса .

2.3.1 Напруження стиску

$$\sigma_p = p_f \cdot \frac{A_{пл}}{A_0} = 86.4 \text{ МПа}$$

$$A_{пл} = \frac{\pi \cdot d_{пл}^2}{4} = 113.04 \text{ мм}^2; A_0 = \frac{\pi \cdot d_{\min}^2}{4} = 78.5 \text{ мм}^2$$

$d_{\min} = 10 \text{ мм}$ - діаметр найменшого перетину плунжера.

$$\sigma_p \leq [\sigma_p] = 100 - 120, \text{ МПа}$$

$A_{пл} = 113.04 \text{ мм}^2$ - площа торця плунжера ,

$A_0 = 78.5 \text{ мм}^2$ - площа найменшого перетину плунжера,

3. Вибір матеріалу і розрахунок пружини плунжера .

3.1 Вибір матеріалу пружини плунжера .

3.1.1 Умови праці пружини плунжера .

Пружина плунжера сприймає значні знакозмінні навантаження при великій швидкості їх прикладання .

3.1.2 Вимоги до матеріалу пружини .

Матеріал повинен витримувати багаторазові перемінні навантаження і мати високу утомну міцність .

3.1.3 Вибір марки матеріалу пружини .

Вибираємо . сталь 60 С2А

3.1.4 Хімічний склад сталі $C = 0.57$; $Si = 1.8$; $Mn = 0.8$; $Cr = 0.4$.

3.1.5 Механічні властивості сталі.

3.2 Розрахунок на міцність .

3.2.1 Вихідні данні :

середній діаметр пружини $D_{cp} = 40$ мм

діаметр проволочи пружини $d = 5$ мм

число робочих витків $n = 7$

Попередній прогин пружини (конструктивно) $f_1 = 22$ мм

3.2.3 Мінімальна сила пружини

$$A_{пл} = \frac{G \cdot d^4 \cdot f_1}{8 \cdot n \cdot D_{cp}^3 \cdot K_2} = 113.04 \text{ мм}$$

де: $G = 8 \cdot 10^4$ мм - модуль зрушення ;

$$K_2 = \frac{1}{2 \cdot c} - \frac{1}{2 \cdot c^2} + 1 = 1.054688;$$

$$c = \frac{D_{cp}}{d} = 8.$$

3.2.4 Максимальна сила пружини

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{f_2}{f_1} = 503 \text{ Н}$$

де: $f_2 = f_1 + h_{пл} = 38$ мм - максимальний прогин пружини

3.2.5 Мінімальне і максимальне напруження в пружині, МПа.

$$\tau_{min} = \frac{2.55 \cdot D_{cp} \cdot K_1}{d^3} \cdot F_1 = 281.157$$

$$\text{де: } K_1 = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0.615}{c} = 1.184018$$

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} \cdot \frac{f_2}{f_1} = 485.6353 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau] = 450 - 650 \text{ МПа}$$

Умова виконується

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 383.3963 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 102.239 \text{ МПа}$$

3.2.7 Запас міцності по межі втоми

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_f + \varphi_\tau \cdot \tau_m} = 2.034449$$

$$\text{де: } \tau_{-1} = 0.22 \cdot \sigma_B = 286 \text{ МПа}$$

$\varphi_\tau = 0.1$ Коефіцієнт приведення циклу для вуглецевих сталей і легированих сталей .

$$\sigma_B = 1300 \text{ МПа}$$

$$n_\tau \geq [n_\tau] = 1.2 - 2$$

Умова виконується

3.2.8 Частота власних коливань пружини за хвилину

$$n_{\text{ст}} = 2.17 \cdot 10^7 \cdot \frac{d}{n \cdot D_{\text{сп}}^2} = 242.1875 \text{ КОЛ/ХВ}$$

3.2.9 Перевірка на резонанс

$$\frac{n_c}{n_k} \neq 0.645833 \text{ не дорівнює цілому числу}$$

Резонанс відсутній

2.4. Розрахунок кінематики паливного кулака

Розрахунок виконано за допомогою додатку Microsoft Office Excel 2010

Вихідні данні

$R = 60 \text{ мм}$ - Радіус початкового кола

$h = 16 \text{ мм}$ - висота підйому плунжера

$r = 30$ - радіус ролика

$Q = 57,0358^\circ (0,9955 \text{ рад})$ - кут підйому профілю кулака.

$n = 375 \text{ хв}^{-1}$

$R_1 = 250 \text{ мм}$	}	- радіуси якими описаний кулак
$R_2 = 50 \text{ мм}$		
$R_3 = 18 \text{ мм}$		
$R_4 = 63 \text{ мм}$		

2. Розрахункові величини.

Із ΔOO_1O_2 : $OO_1 = R + R_1$ (мм)

OO_1 310

O_1O_2 300

J $7,0224886^0$ 0,1226 рад

O_1OO_2 $86,4886^0$ 1,5095 рад

Із ΔOO_1B_1 :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{O_1B_1 \cdot \sin \varphi}{OO_1 - O_1B_1 \cdot \cos \varphi}$$

$O_1B_1 = R_1 - \rho: 250 - 30 = 220 \text{ мм}$

$O_1B_1 = 220 \text{ мм}$

$B_1 = 16,3562 \text{ град}$ 0,2855

$$OO_2 = \sqrt{OO_1^2 + O_1O_2^2 - 2 \cdot OO_1 \cdot O_1O_2 \cdot \cos 7^0 03'} = \sqrt{2 \cdot 300 \cdot 300 \cdot 0,99244} = 36,889$$

$OO_2 = 38,671 \text{ мм}$

$$OB_1 = \sqrt{OO_1^2 + O_1B_1^2 - 2 \cdot OO_1 \cdot O_1B_1 \cdot \cos \varphi} = \\ = \sqrt{300^2 + 220^2 - 2 \cdot 300 \cdot 220 \cdot 0,99244} = 86,01$$

$OB_1 = 95,5161 \text{ мм}$

Із ΔOB_1O_3 :

$OO_3 = R_1 + a - R_3$ (мм)

$OO_3 = 58 \text{ мм}$

$a = 13$

$B_2 + B_3 = 40,6796^0$ 0,71 рад

$$B_1O_3 = \sqrt{OB_1^2 + OO_3^2 - 2OB_1 \cdot OO_3 \cdot \cos(\beta_2 + \beta_3)} =$$

$$= \sqrt{86,01^2 + 56^2 - 2 \cdot 86,01 \cdot 56 \cdot \cos 38^0 44'} = 54,9 \text{ мм}$$

$$B_1O_3 = 63,9119 \text{ мм}$$

Із $\Delta O_2B_1O_3$:

$$B_1O_2 = R_2 + \rho \text{ (мм)}$$

$$B_1O_2 = 80 \text{ мм}$$

$$O_2O_3 = R_2 - R_3 \text{ (мм)}$$

$$O_2O_3 = 32 \text{ мм}$$

$$B_1O_3 = 63,9119 \text{ мм}$$

$$\cos B_1O_2O_3 = \frac{-B_1O_3^2 + O_2O_3^2 + B_1O_2^2}{2 \cdot O_2O_3 \cdot B_1O_2} = \frac{-54,95^2 + 80^2 + 30^2}{2 \cdot 80 \cdot 30} = 0,89177$$

$$\cos B_1O_2O_3 = 0,6522$$

$$\angle B_1O_2O_3 = 49,2922^0 0,8603$$

Із $\Delta O_2B_1C_1$:

$$B_1O_2 = C_1O_2 = R_2 + \rho = 50 + 30 = 80$$

$$B_1O_2 = 80 \text{ мм}$$

$$C_1O_2 = 80 \text{ мм}$$

$$B_1C_1 = \sqrt{B_1O_2^2 + C_1O_2^2 - 2B_1O_2 \cdot C_1O_2 \cdot \cos 26^0 54'} = \sqrt{80^2 + 80^2 - 2 \cdot 80 \cdot 80 \cdot 0,89180} = 37,215$$

$$B_1C_1 = 66,722 \text{ мм}$$

Із ΔOC_1O_2 :

$$OO_2 = 38,671 \text{ мм}$$

$$C_1O_2 = 80 \text{ мм}$$

$$\angle OO_2C_1 = 135,781 \text{ } 2,3698 \text{ рад}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \operatorname{tg} \frac{O - C_1}{2} = \frac{C_1O_2 - OO_2}{C_1O_2 + OO_2} \operatorname{ctg} \frac{O_2}{2} \\ \frac{O + C_1}{2} = 90 - \frac{O_2}{2} \end{array} \right.$$

$$\operatorname{tg}(O - C_1)/2 = 0,141148$$

$$(O + C_1)/2 = 22,1096$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{O - C_1}{2} = 13^{\circ}38' \\ \frac{O - C_1}{2} = 90 - \frac{113^{\circ}22'}{2} \end{array} \right.$$

$$O - C_1 = 16,106^{\circ} \quad 0,2811$$

$$O + C_1 = 44,2191 \quad 0,7718 \text{ рад}$$

$$\beta_3 < O = 30,1626 \quad 0,5264 \text{ рад } (< C_1 O O_2)$$

$$= < C_1 O O_2 - < O_3 O O_2$$

$$B_3 = 0,70977 \quad 0,0124 \text{ рад}$$

$$B_2 = 39,9699 \quad 0,6976 \text{ рад}$$

3. Визначення шляху, швидкості та прискорення вісі ролика при русі ролика по ділянкам АВ, ВС та СД профілю кулака

3.1. Ділянка АВ профілю ($O \leq \beta \leq \beta_1 = 18^{\circ}18'$)

$$S_t = l_1 \left(\sqrt{k_1^2 - \sin^2 \beta} - \cos \beta \right) - (R + \rho)$$

де:

$$l_1 = -R_1 - R = -250 - 50 = -300;$$

$$l_1 = -310$$

$$k_1 = \frac{R_1 + \rho}{l_1} = \frac{-250 + 30}{-300} = 0,733$$

$$R + r = 90 \text{ мм}$$

$$S = -300 \left(\sqrt{0,733^2 - \sin^2 \beta} - \cos \beta \right) - (50 + 30) = -300 \left(\sqrt{0,53778 - \sin^2 \beta} - \cos \beta \right) - 80$$

$$V = l_1 \cdot \sin \beta \left(1 - \frac{\cos \beta}{\sqrt{k_1^2 - \sin^2 \beta}} \right) \cdot w = -0,3 \cdot \sin \beta \left(1 - \frac{\cos \beta}{\sqrt{0,53778 - \sin^2 \beta}} \right) \cdot 39,25$$

$$w = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 375}{30} = 39,25 \text{ де:}$$

$$w = 39,2699 \text{ мм}$$

$$W = l_1 \left[\cos \beta - \sqrt{k_1^2 - \sin^2 \beta} - \frac{k_1^2 (1 - k_1^2)}{\sqrt{k_1^2 - \sin^2 \beta}} \right] \cdot w^2$$

$$k_2 (1 - k_2) = 0,24999$$

3.2 Ділянка ВС профілю

$$\beta_2' = \sphericalangle O_1 O O_2 - \beta_1 = 86^{\circ} 28' - 18^{\circ} 18' = 68^{\circ} 10'$$

$$\beta_2' = 70,1324$$

$$S = l_2 \left[\cos(\beta_2' - \beta) + \frac{q}{\lambda} \right] - (R + \rho)$$

де:

$$l_2 = O O_2$$

$$l_2 = 38,671$$

$$\lambda = \frac{l_2}{R_2 + \rho} = \frac{36,887}{50 + 30} = 0,461;$$

$$l = 0,48339$$

$$l_2 = 0,23366$$

$$q = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\beta_2' - \beta)} = \sqrt{1 - 0,2126 \cdot \sin^2(\beta_2' - \beta)}$$

$$V = w \cdot l_2 \cdot \sin(\beta_2' - \beta) \cdot \left[1 + \frac{\lambda \cdot \cos(\beta_2')}{q} \right] = (\text{м/сек}^2)$$

$$w \cdot l_2 = 1,5186$$

$$W = -w^2 l_2 \left[\cos(\beta_2' - \beta) + \frac{q}{\lambda} - \frac{1 - \lambda^2}{\lambda \cdot g^3} \right] =$$

$$(1 - l_2) / l = 1,5835$$

$$w_2 \cdot l_2 = 59,6355$$

3.3 Ділянка СД профілю

$$S = 56 \cdot \left[\cos(\theta - \beta) + \frac{q}{\lambda} \right] - (R + \rho)$$

де:

$$\lambda = \frac{l_3}{R_3 + \rho} = \frac{56}{20 + 30} = 1,12;$$

$$l_3 = O O_3 = a + R_4 - R_3$$

$$l_3 = 58$$

$$l = 1,20833$$

$$l_2 = 1,46007$$

$$w \cdot l_3 = 2,27765$$

$$(1 - l_2) / l = 0,38075$$

$$w_2 \cdot l_3 = 89,4433$$

3.4. Ділянка ДЕ профілю

$$S = l_1' \left(\sqrt{k_1^2 - \sin^2 \beta} - \cos \beta \right) - (r + \rho)$$

де:

$$l_1' = r_4 - r = 63 - 50 = 13$$

$$l_1' = 3$$

$$k_1 = \frac{r_4 + \rho}{l_1} = \frac{63 + 30}{13} = 7,1538$$

$$k_1 = 31$$

$$(k_1)^2 = 961$$

$$R + r = 90$$

$$V = l_1' \cdot \sin \beta \left(1 - \frac{\cos \beta}{\sqrt{k_1^2 - \sin^2 \beta}} \right) \cdot w$$

$$w \cdot l_1' = 0,11781$$

$$W = l_1' \left[\cos \beta - \sqrt{k_1^2 - \sin^2 \beta} - \frac{k_1^2 (1 - k_1^2)}{\sqrt{(k_1^2 - \sin^2 \beta)^3}} \right] \cdot w^2$$

$$k_2(1 - k_2) = -922560$$

$$w_2 l_1' = 4,62638$$

За обчисленими даними було побудовано діаграми переміщень, швидкостей та прискорень плунжера паливного насосу.

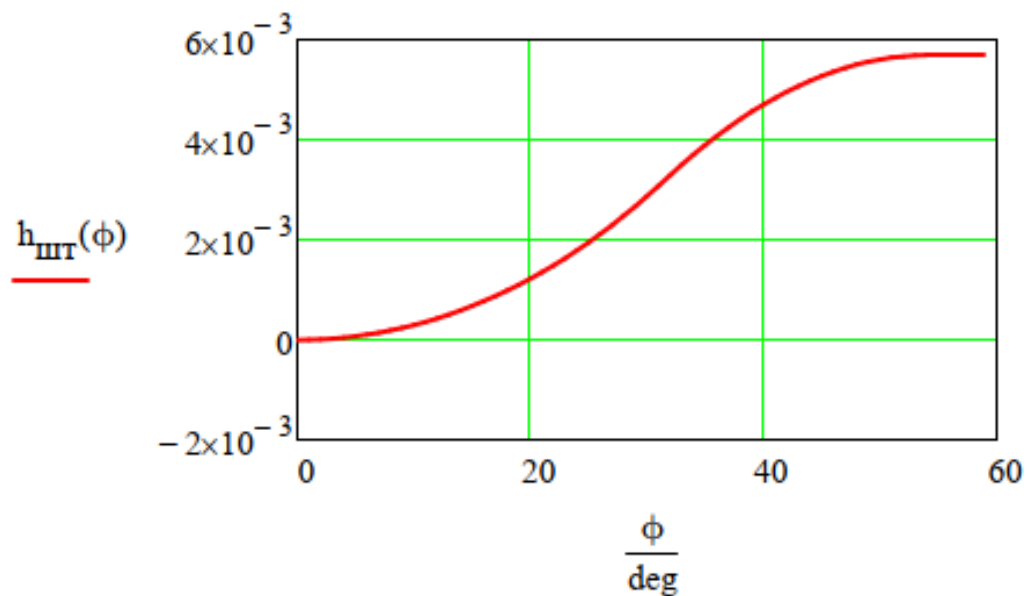


Рис. 2.6 – Діаграма переміщень плунжера ПНВТ

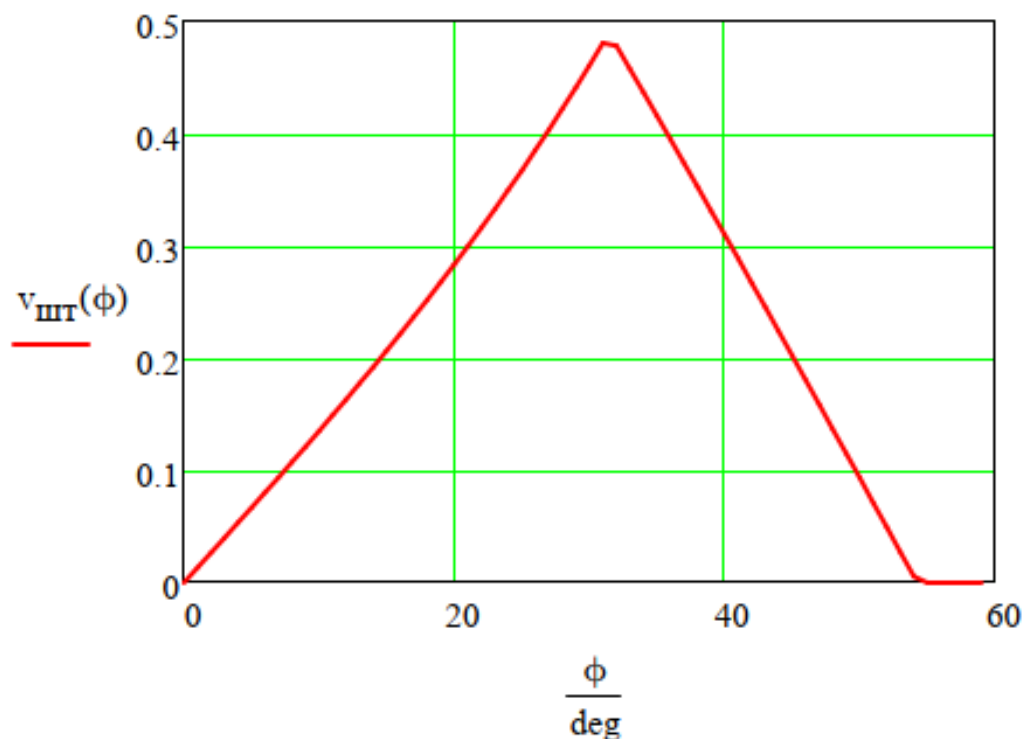


Рис. 2.7 – Діаграма швидкостей плунжера ПНВТ

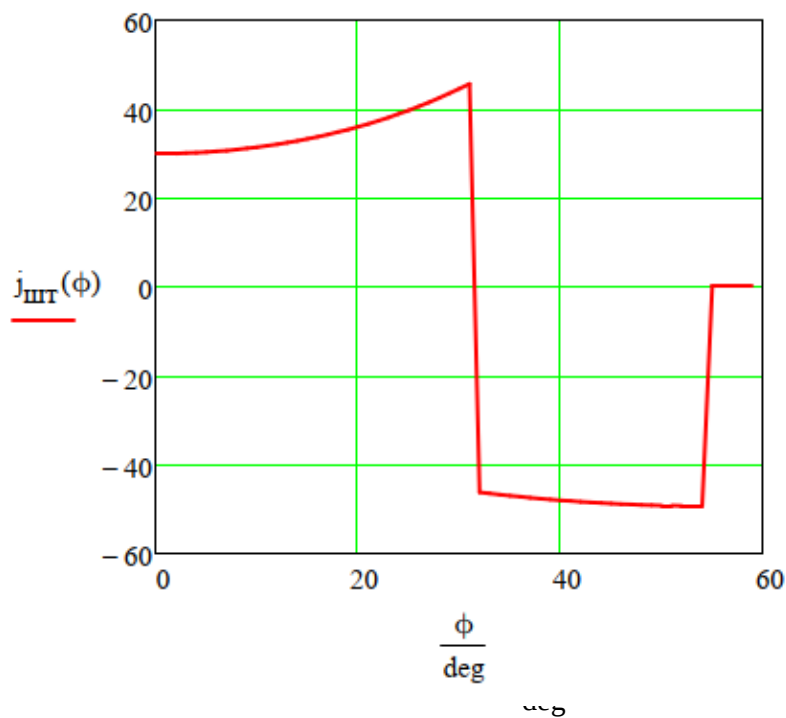


Рис. 2.8 – Діаграма прискорень плунжера ПНВТ

2.5. Розрахунок форсунки

Розрахунок виконано за допомогою додатку Microsoft Office Excel 2010

1.1. Визначення основних параметрів та розмірів форсунки.

Вихідні дані:

Ефективна потужність двигуна $P_e = 860$ кВт

Частота обертання $n = 750$ хв⁻¹

Число циліндрів $z = 4$

Ефективна витрата палива $b_e = 0,0188$ кг/кВт·год

Тактність двигуна 4

Максимальний тиск в циліндрі $P_{max} = 12,5$ МПа

Тиск стискання $P_c = 6,68$ МПа

Число соплових отворів:

$i=1$ - в розділених камерах згорання.

$i=4 - 10$ - в нерозділених камерах згорання.

$i=6$

Циклова подача палива

$$B_{\text{ц}} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot 10^3}{60 \cdot z \cdot n_K} = 0,1198, \text{г/цикл}$$

де: n_K - частота обертання кулачкового вала паливного насоса

для 4-тактних ДВЗ: $n_K = \frac{n}{2} = 375 \text{ хв}^{-1}$

Максимальна циклова подача палива:

$$B_{\text{цmax}} = K \cdot B_{\text{ц}}, \text{г/цикл}$$

де, $K=1,25 - 1,35$ - коефіцієнт подачі палива.

$$K = 1,3$$

$$B_{\text{цmax}} = 2,335 \text{ г/цикл}$$

Об'ємна циклова подача палива:

$$V_f = \frac{B_{\text{ц}} \cdot 10^6}{\rho_f} = 137 \frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$$

де $\rho_f = 850 - 900 \text{ кг/м}^3$ - щільність палива.

$$\rho_f = 850 \text{ кг/м}^3$$

Середня швидкість витікання палива через соплові отвори

$$V_{\text{мф}} = \sqrt{\left(\frac{2}{\rho_f} \cdot (p_{\text{мф}} - p_{\text{мц}}) \cdot 10^6\right)}, \text{м/с}$$

де:

$p_{\text{мф}}$ - середній тиск впорску палива:

$p_{\text{мф}} = 40-80 \text{ МПа}$ - в нерозділених камерах згорання;

$p_{\text{мф}} = 10-25 \text{ МПа}$ - в розділених камерах згорання;

$$p_{\text{мф}} = 50 \text{ МПа}$$

$p_{\text{мц}}$ - середній тиск газів в циліндрі двигуна в період впорску:

$$p_{\text{мц}} = \frac{P_c + P_{\text{max}}}{2}, \text{МПа}$$

$$p_{\text{мц}} = 9,59 \text{ МПа}$$

$$V_{\text{мф}} = 304,789 \text{ м/с}$$

Час витікання палива:

$$t_b = \frac{\varphi_{к.в.}}{6 \cdot n}, c$$

$$t_b = 0,004 c$$

де:

$\rho_{мф}$ - тривалість подачі палива в градусах повороту колінчатого валу:

$f_{к.в.} = 15 - 35^0$ - для плівкового сумішоутворення;

$f_{к.в.} = 10 - 25^0$ - для об'ємного сумішоутворення.

$$f_{к.в.} = 20^0$$

Сумарна площа соплових отворів:

$$A_c = \frac{V_{фц}}{\mu_c \cdot V_{мф} \cdot t_b \cdot 10^3}, мм^2$$

$$A_c = 2,831 мм^2$$

де, $m_c = 0,65 - 0,8$ - коефіцієнт витрати палива.

$$m_c = 0,7$$

Діаметр соплових отворів виготовляють через 0,05 мм, зазвичай

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi \cdot i}}, мм$$

$$d_c = 0,775 мм$$

$d_c = 0,15 - 1,0$ мм - для форсунок з однополюсною нерозділеною камерою згоряння.

Приймаємо $d_c = 0,780$ мм

1.2. Вибір матеріалу та розрахунок пружини форсунки.

Вибір матеріалу пружини форсунки.

Умови роботи пружини форсунки.

Пружина форсунки є одною з основних її деталей, від працездатності якої залежить надійність та термін служби форсунки.

Пружина сприймає великі періодичні навантаження динамічного характеру при високій швидкості їх прикладання.

Вимоги до матеріалу пружини.

Матеріал повинен витримувати багатократні періодичні навантаження та мати високу межу втоми.

Вибір марки матеріалу пружини.

Для відповідальних пружин зазвичай вибирають хромованадієвої сталі 50ХФА ГОСТ 14959-79.

Хімічний склад сталі 50ХФА:

C = 0,47 - 0,54 %; Si = 0,17 - 0,37 %; Mn = 0,5 - 0,8 %.

Cr = 0,8 - 1,10 %; Ni = 0,20 %;

Механічні властивості сталі 50ХФА, межа міцності:

$\sigma = 1300 \text{ МПа}$

$\sigma_T = 1100 \text{ МПа}$

$\Delta = 8 \text{ \%}$ - відносне подовження;

$\Psi = 35 \text{ \%}$ - відносне звуження.

Розрахунок на міцність.

Визначення основних параметрів.

Тиск початку впорску:

$P_B = 15\text{-}30 \text{ МПа}$ - в нерозділених камерах згорання;

$P_B = 10\text{-}15 \text{ МПа}$ - в розділених камерах згорання з однодирчатою форсункою.

$P_B = 15 \text{ МПа}$

Діаметр направляючої частини голки:

$d_1 = 6\text{-}12 \text{ мм}$ – для ВОД;

$d_1 = 10\text{-}16 \text{ мм}$ – для СОД і МОД

$d_1 = 8 \text{ мм}$.

Величина відносної диференціальної площадки голки:

$\delta = 0,4 - 0,8$

$\delta = 0,5$

Діаметр частини голки, що запирає:

$$d_2 = d_1 \cdot \sqrt{1 - \delta}, \text{ мм}$$

$$d_2 = 5,657 \text{ мм}$$

Підйом голки:

$$h_{\text{и}} = 0,4-1,2 \text{ мм} - \text{ для СОД и МОД};$$

$$h_{\text{и}} = 0,28-2,38 \text{ мм} - \text{ для ВОД};$$

$$h_{\text{и}} = 0,3 \text{ мм}$$

Діаметр дроту пружини:

$$d = 3,5-4,0 \text{ мм} - \text{ при } d_1 \leq 6$$

$$d = 4,0-6,0 \text{ мм} - \text{ при } d_1 \leq 6 \div 10$$

$$d = 6,0-8,0 \text{ мм} - \text{ при } d_1 \leq 10 \div 14$$

$$d = 4 \text{ мм}$$

Середній діаметр пружини:

$$D_{\text{ср}} = 6-20 \text{ мм}$$

$$D_{\text{ср}} = 10 \text{ мм}$$

Число робочих витків:

$$n_p = 5-12$$

$$n_p = 8$$

Зусилля, піднімаюче голку (сила попереднього запасу пружини):

$$F_1 = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4} \cdot P_b, \text{ Н}$$

$$F_1 = 376,80 \text{ Н}$$

Попередній прогин пружини:

$$f_1 = \frac{8 \cdot F_1 \cdot n_p \cdot D_{\text{ср}}^3 \cdot K_2}{G \cdot d^4}, \text{ мм}$$

$$f_1 = 1,3188 \text{ мм}$$

$$\text{де } K_2 = 1 + \frac{1}{2 \cdot c} - \frac{1}{2 \cdot c^2}$$

$K_2 = 1,120$ - поправочний коефіцієнт.

					ПФ НУК 131.61.21.01 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$c = \frac{D_{CP}}{d}$$

$$c = 2,5$$

$G = 80000$ МПа - модуль зсуву.

Максимальне зусилля пружини при підйомі голки

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{f_2}{f_1}, \text{ Н}$$

$$F_2 = 462,5 \text{ Н}$$

де, $f_2 = f_1 + h_{II}$, мм

$f_2 = 1,619$ мм - максимальний прогин пружини.

Мінімальне та максимальне напруження в пружині:

$$\tau_{\min} = \frac{2.55 \cdot D_{CP} \cdot K_1 \cdot F_1}{d^3}, \text{ МПа}$$

$$\tau_{\min} = 262,129 \text{ МПа}$$

$$K_1 = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0.615}{c}$$

де, $K_1 = 1,746$ - поправочний коефіцієнт.

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} \cdot \frac{f_2}{f_1}, \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max} = 321,785 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau]$$

$$[\tau] = 450 - 650 \text{ МПа}$$

Умова виконується

Середнє напруження амплітуди циклу:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}, \text{ МПа}$$

$$\tau_m = 291,944 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \text{ МПа}$$

$$\tau_a = 29,815 \text{ МПа}$$

Запас міцності по межі утомності:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \varphi_\tau \cdot \tau_m}$$

$$\text{де, } \tau_{-1} = 0,22 \cdot \sigma_B, \text{ МПа}$$

$\varphi_\tau = 0,1$ - коефіцієнт приведення циклу для вуглецевих та легированих сталей.

$\tau_{-1} = 286 \text{ МПа}$ - межа утомності на кручення.

$$n_\tau = 4,847$$

$$n_\tau \geq [n_\tau]$$

$$[n_\tau] = 1,2 - 2,0;$$

Умова виконується

Частота власних коливань пружини за хвилину:

$$n_c = 2.17 \cdot 10^7 \cdot \frac{d}{n_p \cdot D_{CP}^2}, \text{ КОЛ/ХВ}$$

$$n_c = 108500 \text{ КОЛ/ХВ.}$$

Перевірка на резонанс:

$$\frac{n_c}{n_k} = 289,33 - \text{не дорівнює цілому числу}$$

Резонанс відсутній

1.3. Вибір матеріалу та розрахунок на міцність стержня

Вибір матеріалу стержня штовхача.

Умови роботи стержня штовхача.

Стержень штовхача сприймає великі навантаження від пружини та стиснутого палива. Торці стержня піддаються зминанню та інтенсивно зношуються.

Стержень штовхача працює на стискання та на поздовжнє згинання.

Вибір марки матеріалу стержня.

Вибираємо інструментальну леговану сталь ХВГ ГОСТ 5950-73.

Хімічний склад сталь ХВГ.

C = 0,9 - 1,05 % Mn = 0,8 - 1,1 % Si = 0,15 – 0,35 %

Cr = 0,9 - 1,2 % W = 1,2 – 1,6 %

Механічні властивості сталі ХВГ ГОСТ 5950-73.

Стандартом не регламентується.

Розрахунок на міцність стержня.

Напруження стискання.

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot d_{\min}^2}, \text{ МПа}$$

де, $d_{\min}$ = 5 мінімальний діаметр стержня, мм (приймається конструктивно)

$$\sigma_{сж} = 23,5676 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{сж}] = 100 \div 120 \text{ МПа}; \sigma_{сж} \leq [\sigma_{сж}]$$

Запас стійкості на поздовжнє згинання

$$n = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{F_2 \cdot l_{ст}^2}$$

де: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності

J - осьовий момент інерції мінімального перерізу стержня, мм⁴

$$J = \frac{\pi \cdot d_{\min}^4}{64}$$

$$J = 30,6641 \text{ мм}^4$$

$l_{ст}$ - довжина стержня, мм (приймати конструктивно)

$$l_{ст} = 120 \text{ мм}$$

$$n = 9,07886$$

$$n \geq [n]$$

$$[n] = 2.5 \div 6.0$$

Умова виконується

3. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) широко застосовуються в усіх галузях народного господарства і в майбутньому вони являтимуться джерелом енергії для різних енергетичних установок. Постійно відбувається їх вдосконалення та модернізація. Перед галуззю будування двигунів стоїть задача вдосконалення ДВЗ стосовно їх призначення. Двигун внутрішнього згоряння – циклічний тепловий двигун, що як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згоряння високу температуру та тиск газу, завдяки чому ДВЗ є більш економічними енергетичними установками в порівнянні з іншими тепловими двигунами.

Але розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ. Так, що в перспективі в недалекому майбутньому, по існуючим оцінкам очікується дефіцит рідкого моторного палива. І існуючі резерви підвищення економічності ДВЗ не можуть перекрити дефіциту з наступних причин:

- очікуване підвищення експлуатаційної економічності ДВЗ за рахунок їх конструктивного вдосконалення складає не більш 20%;

- використання дизельних двигунів для значної частини автомобільного транспорту при максимальному ефекті на одне переведене авто 40%, дозволить зменшити витрату рідкого палива на одиницю потужності не більше ніж на 15-20%, що не вирішує проблеми дефіциту.

Одним із економічно виправданих шляхів зменшення дефіциту палива є використання альтернативних палив - таких як природний газ, що потребує тільки промислової підготовки для його транспортування. Ресурс газового моторного палива в декілька разів більший за ресурси рідкого палива.

3.1. Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна

Собівартість модернізованого двигуна визначається шляхом коригування витрат на виробництво двигуна-аналога за формулою, грн.:

$$C_H = C_A \pm \Delta C \quad (3.1)$$

де C_A – собівартість двигуна-аналога, грн.;

ΔC – збільшення (зменшення) собівартості двигуна-аналога внаслідок конструктивних змін, проведених у ньому в процесі модернізації двигуна, грн.

Різницю собівартості ΔC_i можна визначити за формулою:

$$\Delta C_i = C_3 - C_B \quad (3.2)$$

де C_3 та C_B – собівартість відповідно залучених і вилучених деталей та складальних одиниць, грн..

Розрахунок виконується в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 Розрахунок вартості деталей і складальних одиниць, що вводяться (виводяться)

Найменування деталі (складальної одиниці)	Собівартість (ціна), тис. грн./шт.	Кількість, грн.	Сума, тис. грн..
Виведені: 1 – паливний насос високого тиску 962E	189,2	1	189,2
Введені: 1 – паливний насос високого тиску 962Г	195,0	1	195,0

$$C_H = 10320 - 189,2 + 195 = 10320,006 \text{ тис. грн}$$

При рентабельності виробництва на заводі $P = 10\%$, прибуток на один двигун складе, грн.:

$$P_p = C_H \frac{P, \%}{100} \quad (3.3)$$

де P – рентабельність у відсотках.

$$P_p = 10320,006 \cdot \frac{10}{100} = 1032,0006 \text{ тис. грн.}$$

Ціна виробництва модернізованого двигуна дорівнює, грн.:

$$C_B = C_H + P_p \quad (3.4)$$

$$\text{Ц}_\text{в} = 10320,006 + 1032,0006 = 11352,0066 \text{ тис.грн.}$$

Податок на додану вартість, грн.:

$$\text{ПДВ} = \text{Ц}_\text{в} \frac{\% \text{ПВД}}{100} \quad (3.5)$$

де %ПВД – відсоток податку на додану вартість (приймаємо 20%).

$$\text{ПДВ} = 11352,0066 \frac{20}{100} = 2270,40132 \text{ тис.грн.}$$

Ціна продажу, грн.:

$$\text{Ц}_\text{пр} = \text{Ц}_\text{в} + \text{ПДВ} \quad (3.6)$$

$$\text{Ц}_\text{пр} = 11352,0066 + 2270,40132 = 13622,408 \text{ тис.грн.}$$

У таблиці 3.2 представлена калькуляція собівартості модернізованого двигуна, яка розрахована у відповідності зі структурою витрат на заводі-виробнику двигуна-аналога (ТДВ«Первомайськдизельмаш», м.Первомайськ Миколаївської обл., Україна).

Таблиця 3.2 Калькуляція собівартості модернізованого двигуна

Статті витрат	Структура витрат, %	Сума витрат, тис.грн.
Сировина й матеріали	15,4	1589,281
Покупні напівфабрикати й комплектуючі вироби	44,5	4592,403
Паливо й енергія на технологічні цілі	4,4	454,08
Поворотні відходи (віднімаються)	-0,2	-20,64
Транспортно-заготівельні роботи	2	206,400
Основна зарплата працівників	5	516,0
Додаткова зарплата	1,3	71,6
Єдиний соціальний внесок	2,8	133,16
Відшкодування збитків від зносу інструмента цільового призначення	6,1	629,521
Загальновиробничі витрати	14,4	1486,081
Адміністративні витрати	3,2	330,240
Втрати від браку	0,1	10,32
Інші виробничі витрати	1,0	103,2
Виробнича собівартість	100	10320,006
Прибуток	-	1032,0006
Ціна виробництва	-	11352,0066
Податок на додану вартість	-	2270,40132
Ціна продажу відпускна	-	13622,408

3.2 Розрахунок економічного ефекту у споживача модернізованого двигуна

Для розрахунку економічного ефекту у споживача від експлуатації модернізованого двигуна використовуються оптимізовані ефективні показники, наведені в таблиці 3.3

Економічний ефект від експлуатації модернізованого обладнання у споживача з урахуванням ціни продажу визначається за формулою, грн.:

$$E_{\text{спож}} = \Pi_{\text{спож}}^{\text{б}} - \Pi_{\text{спож}}^{\text{н}} \quad (3.7)$$

де $\Pi_{\text{спож}}^{\text{б}}$, $\Pi_{\text{спож}}^{\text{н}}$ – вартість споживання відповідно базового й нового двигуна, грн.

Таблиця 3.3 Вихідні дані

Найменування показника	Одиниці виміру	Двигуни	
		новий	базовий
Ефективна потужність	кВт	860	860
Питома вартість пального	грн./кВт·год	3,1	6,05
Витрата масла на вигар	%	0,0008	0,0008
Ціна масла	грн./кг	45	45
Термін служби	років	20	20
Річна зайнятість двигуна	год	6000	6000
Коефіцієнт завантаження двигуна по потужності	-	0,9	0,9
Повна собівартість	тис. грн.	13622,408	10320
Ціна виробництва	тис. грн.	11352,0066	11352
Ціна продажу	тис. грн.	13622,408	13622,4

$$E_{\text{спож}} = 49848,7662 - 35655,625 = 14193,1412 \text{ тис. грн}$$

$$\Pi_{\text{спож}}^{\text{б}} = K^{\text{б}} \cdot a_1 \cdot a_2 + B^{\text{б}} \quad (3.8)$$

$$\Pi_{\text{спож}}^{\text{б}} = 18798,912 \cdot 1 \cdot 1 + 31049,8542 = 49848,7662 \text{ тис. грн.}$$

$$\Pi_{\text{спож}}^{\text{н}} = K^{\text{н}} + B^{\text{н}} \quad (3.9)$$

$$\Pi_{\text{спож}}^{\text{н}} = 18798,924 + 16856,701 = 35655,625 \text{ тис. грн.}$$

де $K^{\text{б}}$, $K^{\text{н}}$ – капітальні витрати у споживача, пов'язані із придбанням і використанням нового двигуна, грн.

$$K^{\text{б}} = B_{\text{б}} + K_{\text{сб}} \quad (3.10)$$

$$K^{\text{б}} = 15665,76 + 3133,152 = 18798,912 \text{ тис. грн.}$$

$$K^H = B_H + K_{CH} \quad (3.10)$$

$$K^H = 15665,77 + 3133,154 = 18798,924 \text{ тис.грн.}$$

де K_C – супутні капітальні вкладення споживача при використанні нового й базового двигуна, грн./шт.:

$$K_{CB} = B_B \cdot 0,2 \quad (3.11)$$

$$K_{CB} = 15665,76 \cdot 0,2 = 3133,152 \text{ тис.грн.}$$

$$K_{CH} = B_H \cdot 0,2 \quad (3.12)$$

$$K_{CH} = 15665,77 \cdot 0,2 = 3133,154 \text{ тис.грн.}$$

$$B_B = \Pi_P^B \cdot K_{TP} \quad (3.13)$$

$$B_B = 13622,4 \cdot 1,15 = 15665,76 \text{ тис.грн.}$$

$$B_H = \Pi_P^H \cdot K_{TP} \quad (3.14)$$

$$B_H = 13622,408 \cdot 1,15 = 15665,77 \text{ тис.грн.}$$

де Π_P – ринкова ціна двигуна, грн.;

K_{TP} – коефіцієнт транспортно-монтажних витрат (приймаємо 1,15).

B^B , B^H – річні експлуатаційні витрати базові та нові, розраховуючи на обсяг робіт, виконуваних за допомогою нової техніки, грн.:

$$B^B = B_B^B \cdot a_1 \quad (3.15)$$

$$B^B = 31049,8542 \cdot 1 = 31049,8542 \text{ тис.грн.}$$

$$B^H = B_B^H \cdot a_1 \quad (3.16)$$

$$B^H = 16856,701 \cdot 1 = 16856,701 \text{ тис.грн.}$$

де B_B^B , B_B^H – річні поточні (експлуатаційні) витрати споживача при використанні нового й базового двигуна без обліку амортизації на реновацію по самому двигуну, грн./рік:

$$B_B^B = B_{\Pi}^B + B_M^B + B_{3\Pi}^B + B_P^B + A_C^B \quad (3.17)$$

$$B_B^B = 28096,2 + 1011,463 + 62,3 + 1566,576 + 313,3152 = 31049,8542 \text{ тис.грн.}$$

$$B_B^H = B_{\Pi}^H + B_M^H + B_{3\Pi}^H + B_P^H + A_C^H \quad (3.18)$$

$$V_B^H = 14396,4 + 518,27 + 62,3 + 1566,577 + 313,154 = 16856,701 \text{ тис. грн.}$$

де V_{Π} – витрати на паливо;

V_M – витрати на масло;

$V_{3\Pi}$ – витрати на заробітну плату;

V_p – витрати на ремонт і технічне обслуговування;

A_c – амортизаційні відрахування по супутніх капітальних вкладеннях.

Річні витрати на паливо, грн.:

$$V_{\Pi}^B = N_E^B \cdot q_{\Pi}^B \cdot T_3^B \cdot K_{3\Pi}^B \quad (3.19)$$

$$V_{\Pi}^B = 860 \cdot 6,05 \cdot 6000 \cdot 0,9 = 28096200 \text{ грн.} = 28096,2 \text{ тис. грн}$$

$$V_{\Pi}^H = N_E^H \cdot q_{\Pi}^H \cdot T_3^H \cdot K_{3\Pi}^H \quad (3.20)$$

$$V_{\Pi}^B = 860 \cdot 3,1 \cdot 6000 \cdot 0,9 = 14396400 \text{ грн.} = 14396,4 \text{ тис. грн}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

q_{Π} – питома вартість пального, грн./кВт год;

T_3 – річна зайнятість двигуна, год;

$K_{3\Pi}$ – коефіцієнт завантаження по потужності.

Річні витрати на масло, грн.:

$$V_M^B = N_E^B \cdot q_{\Pi}^B \cdot q_M^B \cdot T_3^B \cdot \Pi_M^B \cdot K_{3\Pi}^B \quad (3.21)$$

$$V_M^B = 860 \cdot 6,05 \cdot 0,0008 \cdot 6000 \cdot 45 \cdot 0,9 = 1011463 \text{ грн.} = 1011,463 \text{ тис. грн.}$$

$$V_M^H = N_E^H \cdot q_{\Pi}^H \cdot q_M^H \cdot T_3^H \cdot \Pi_M^H \cdot K_{3\Pi}^H \quad (3.22)$$

$$V_M^H = 860 \cdot 3,1 \cdot 0,0008 \cdot 6000 \cdot 45 \cdot 0,9 = 518270 \text{ грн.} = 518,27 \text{ тис. грн.}$$

де q_M – витрата масла у відносних частках від витрати палива;

Π_M – ціна масла, грн.

Річна заробітна плата персоналу, грн.:

$$V_{3\Pi}^B = V_{3\Pi}^H = C_{\Phi} \cdot T_{\Phi} \cdot q_{3\Pi} \cdot 3 \quad (3.23)$$

$$V_{3\Pi}^B = V_{3\Pi}^H = 30 \cdot 3706,9 \cdot 0,28 \cdot 2 = 62,3 \text{ тис. грн.}$$

де C_q – годинна тарифна ставка основного персоналу з урахуванням доплат і відрахувань на соціальні потреби, грн.;

T_ϕ – фонд робочого часу робітника за рік, год.

$q_{зп}$ – частка зарплати обслуговуючого персоналу;

Z – кількість змін на добу.

Річні витрати на ремонт, грн.:

$$B_p^B = \frac{K^B \cdot (H_{TP} + H_{KP})}{100} \quad (3.24)$$

$$B_p^B = \frac{15665,76 \cdot (5 + 5)}{100} = 1566,576 \text{ тис. грн}$$

$$B_p^H = \frac{K^H \cdot (H_{TP} + H_{KP})}{100} \cdot \frac{T_M^B}{T_M^H} \quad (3.25)$$

$$B_p^H = \frac{15665,77 \cdot (5 + 5)}{100} \cdot 1 = 1566,577 \text{ тис. грн}$$

де H_{TP} – норма щорічних відрахувань на поточні ремонти й технічне обслуговування (приймаємо 5%);

H_{KP} – норма щорічних відрахувань на капітальний ремонт двигуна (приймаємо 5%).

Амортизаційні відрахування по супутніх капітальних вкладеннях у споживача, грн.:

$$A_C^B = \frac{K_C^B \cdot H_{AC}}{100} \quad (3.26)$$

$$A_C^B = \frac{3133,152 \cdot 10}{100} = 313,3152 \text{ тис. грн.}$$

$$A_C^H = \frac{K_C^H \cdot H_{AC}}{100} \quad (3.27)$$

$$A_C^H = \frac{3133,154 \cdot 10}{100} = 313,3154 \text{ тис. грн.}$$

де H_{ac} – норма щорічних амортизаційних відрахувань по супутніх капітальних вкладеннях (приймаємо 10%).

Коефіцієнт обліку росту продуктивності модернізованого двигуна в порівнянні з базовим:

$$a_1 = \frac{B_H}{B_B} \quad (3.28)$$

$$a_1 = \frac{4644000}{4644000} = 1$$

Річні обсяги робіт, виконуваних при використанні модернізованого та базового двигунів:

$$B_B = N_E^B \cdot T_3^B \cdot K_{3П}^B \quad (3.29)$$

$$B_H = N_E^H \cdot T_3^H \cdot K_{3П}^H \quad (3.30)$$

$$B_B = B_H = 860 \cdot 6000 \cdot 0,9 = 4644000 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

T_3 – річна зайнятість, год;

$K_{3П}$ – коефіцієнт завантаження по потужності.

Коефіцієнт зміни терміну служби модернізованого двигуна в порівнянні з базовим:

$$a_2 = \frac{P_B + E_H}{P_H + E_H} \quad (3.31)$$

$$a_2 = \frac{0,05 + 0,15}{0,05 + 0,15} = 1$$

де E_H – коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень;

P_B, P_H – частка відрахувань на повне відновлення базового й модернізованого двигуна:

$$P_B = \frac{1}{T_C^B} \quad (3.32)$$

$$P_H = \frac{1}{T_C^H} \quad (3.33)$$

$$P_B = P_H = \frac{1}{20} = 0,05$$

Економічний ефект від експлуатації модернізованого обладнання у споживача з урахуванням ціни продажу становить 14193,1412 тис. грн..

					ПФ НУК 131.61.21.01 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

ВИСНОВКИ

В дипломній роботі магістра поставлено і вирішена задача оптимізації роботи газодизеля 6ГДЧН 26/34 шляхом модернізації паливної апаратури при конвертації дизеля 6ЧН 26/34.

Результатами виконаної роботи є наступне;

1. Аналіз основних аспектів використання газів в двигунах внутрішнього згоряння.

2. Аналіз сучасного стану використання альтернативних палив для дизельних двигунів внутрішнього згоряння.

3. Аналіз особливостей розміщення дизельного двигуна-прототипу 6ЧН 26/34 на судні – газовозі «Моссовет» та можливість використання особливих умов для його конвертації в газодизель 6ГДЧН 26/34.

4. Порівняльний аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу, за яким обрано раціональну запальну дозу дизельного палива.

5. Отримано математичні вирази, що відображають залежність основних індикаторних та ефективних показників роботи двигуна від величини запальної дози.

6. Розрахунок основних параметрів паливного насосу високого тиску.

7. Розрахунок кінематики паливного кулака та діаграми переміщень, швидкостей та прискорень плунжера паливного насосу.

8. Розрахунок основних параметрів форсунки.

9. Розрахунок економічного ефекту використання конвертованого двигуна.

Література

1. Методичні вказівки по виконанню курсового проекту дисциплін "Теорія двигунів внутрішнього згоряння", "Конструкція та динаміка двигунів", "Система двигунів внутрішнього згоряння", 2004. – с. 185
2. Колчин А.І., Демидов В.П. "Расчет автомобильных и тракторных двигателей", М: "Высшая школа" 1980. – с.343.
3. Моргуліс Ю.Б. "Двигуни внутрішнього згоряння", М: "Машиностроение" 1972. – с.336.
4. Дизелі типа 6Ч 12/14 і дизель-генератори, М: "Машиностроение", 1983. – с.463.
5. Гузенков П.Г. Краткий справочник по расчетам деталей машин. М: "Высшая школа" 1967. – с.312.
6. Методичні вказівки по виконанню розрахунку основних параметрів паливного насосу високого тиску і його деталей на міцність. 2006. – с. 58
7. Орлін А.С. і др. Конструкція і розрахунок поршневих і комбінованих двигунів. М: "Машиностроение" 1974. – с.463.
8. Чернавський С.А. Курсове проектування деталей машин. М: "Машиностроение" 1988. – с.416.
9. Антонович і др. Креслення. Львів: "Світ" 2006. – с.508.
10. Лишевський А.С. Питание дизелей. Новочеркаськ: 1974. – с.117
11. Фомін Ю.Я., Ніконов Г.В. Паливна апаратура дизелів. Довідник. М: "Машиностроение" 1982. – с. 235
12. Самохвалов Я.А., Левіцький М.Я., Грігораш В.Д.. "Довідник техника-конструктора". Київ: "Техніка" 1978 р. – с.185
13. "Дизели ряда 6Ч 12/14" "Расчет автомобильных и тракторных двигателей" Колчин А.И., Демидов В.П.. Издательство "Высшая школа" Москва-1971.

14. "Двигатели внутреннего сгорания " Моргулис Ю.Б..
"Машиностроение" Москва - 1972
15. "Теория конструкция и расчет, тракторных и автомобильных
двигателей " Болтинский В.Н."Машиностроение" Москва - 1962
16. "Курсовое проектирование деталей машин" "Машиностроение"
Москва-1988
17. "Конструирование и расчет прочности судовых дизелей" В.А.
Ванштейдт. "Судостроение" 1979.
18. "Курс сопротивления материалов" Г.С. Глушков, В.А. Сендиев.
"Высшая школа" Москва-1965
19. "Марочник сталей и сплавов" "Машиностроение" Москва-1990
20. "Справочник. Допуски и посадки" "Техника" Київ-1990
21. "Справочное руководство по черчению" "Машиностроение"
Москва- 1991
22. А.І. Кончин, В.П. Демідов. "Розрахунок автомобільних і тракторних
двигунів". М: "Вища школа", 2002. – с.312
23. Ю.Я. Фомін, Г.В. Ніконов, В.Г. Івановскій. "Паливна апаратура
дизелів", довідник, М: "Машинобудування" 1982.
24. Я.А. Самохвалов, М.Я. Левіцкій, В.Д. Грігораш. "Довідник техніка -
конструктора". Київ: "Техніка" 1978.