

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Використання газового палива у середньообертовому двигуні 6ЧН12/14, що працює у складі стаціонарної електростанції

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22
_____ ***Анціпорович О.О.***
(підпис)

Керівник роботи:
д-р техн. наук, проф.
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Ткач М.Р.***
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Представлений дипломний проект містить у собі 82 сторінок, 47 рисунків, 6 таблиць. При підготовці проекту було використано 12 джерел інформації.

У проекті розроблений комплекс технічних рішень, що дозволяє використовувати у стаціонарному середньообертовому двигуні 6ЧН 12/14 газового палива, для цього запропоновано використання форкамерно-факельного запалювання, відповідні схемні та конструктивні рішення.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, газове паливо, форкамера, паливна система

Abstract

The diploma project includes 82 pages, 47 drawings, 6 tables. At design preparation it has been used 12 information source.

The project developed a complex of technical solutions that allows the use of gas fuel in a stationary core-rotating engine 6XH 12/14; for this purpose, the use of pre-chamber-torch ignition, corresponding schematic and structural solutions are proposed.

Keywords: internal combustion engine, gas fuel, pre-chamber, fuel system

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ	6
1.1 Опис електростанції	6
1.2 Опис двигуна-прототипу	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА	16
2.1 Розрахунок робочого циклу	16
2.4 Результати розрахунку робочого циклу	20
2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	25
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	28
2.4 Розрахунок витрат води, масла та повітря	29
2.5 Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ	30
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА.....	39
3.1 Особливості використання газового палива в сучасних поршневих ДВЗ	39
3.2 Розробка системи подачі та впорскування газового палива.....	56
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	65
4.1 Охорона праці	65
4.2 Охорона навколишнього середовища	71
ВИСНОВКИ.....	80
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	81

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ			
Вим..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Анціпорович О.О.			Використання газового палива у середньообертовому двигуні 6ЧН12/14, що працює у складі стаціонарної електростанції	Лит.	Лист	Листов
Перевір.		Ткач М.Р.					3	82
						61ТЕМмаг-22		
Н. Контр.		Ткач М.Р.						
Затв		Нестеренко В.В.						

ВСТУП

Постійне зростання вимог до екологічних показників роботи дизельних установок з одного боку і підвищення вартості палив з іншого, змушують розробників дизельних двигунів шукати нетрадиційні підходи до вирішення проблеми скорочення шкідливих викидів і зниження експлуатаційних витрат на паливо.

В даний час більше 40% видобутої нафти переробляють в моторні палива. Близько 50 % зазначеного палива витрачається на наземному, водному і повітряному транспорті, обладнаному двигунами внутрішнього згоряння. За існуючими оцінками на перспективу очікується дефіцит рідкого нафтового моторного палива. Наявні резерви підвищення економічності транспортних ДВЗ не можуть перекрити цей дефіцит тому, що очікуване підвищення експлуатаційної економічності ДВЗ за рахунок їх конструктивного вдосконалення складе не більше 20 %, що вже недостатньо для покриття дефіциту.

Дефіцит рідкого нафтового моторного палива, а також високе забруднення повітря продуктами його викликали необхідність пошуку альтернативних палив. Єдиним економічно виправданим таким альтернативним паливом в даний час визнано газове паливо, яке можна застосовувати в якості моторного палива без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу - промислової підготовки. Ресурси газового моторного палива набагато перебивають ресурси рідкого палива.

За своїми властивостями газове моторне паливо перевершує нафтові палива. При застосуванні його в двигунах забезпечуються високі техніко-економічні показники таких машин, так як газ має хороші антидетонаційні якості, сприятливі умови сумішоутворення і широкі межі займання в суміші з повітрям. Мабуть, з цієї причини перші ДВЗ робили для роботи саме на газу.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Токмакський завод «Юждизельмаш» ще в 1985 році освоїв випуск дизеля 6ЧН 12/14, що має ресурс близько 35 тисяч годин. Саме простота цього двигуна і послужила для його вибору в якості прототипу, а закладений в ньому запас міцності - подальшому збільшенню потужності.

Основна мета проекту – спроектувати двигун типу 6ЧН 12/14 з кращими економічними та експлуатаційними показниками роботи в порівнянні з двигуном-прототипом.

Згідно з поставленою метою в проекті будуть вирішуватись наступні завдання:

1. Проведення комплексного аналізу використання горючих газів в якості палива для двигунів та визначення основних проблем їх переводу на газове паливо.
2. Розробка системи подачі та впорскування газового палива.
3. Техніко-економічна оцінка запропонованих рекомендацій та технічних рішень, розробка заходів щодо техніки безпеки та екологічної безпеки.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Опис електростанції

Пропонується робота двигуна внутрішнього згоряння на рослинній олії з можливістю роботи на дизельному паливі. Для охолодження двигуна та його обладнання застосовувати двоконтурну систему охолодження - у зимовий період тепло відводити у систему опалення станції, будинків та споруд підприємства (згідно з розрахунком тепломережі та наявністю тепла), у теплі дні року тепло відводити за допомогою градирні. Будівля електростанції являє собою капітальну споруду розмірами 12х10х6 м та розділена на декілька приміщень. В машинному залі на залізобетонному фундаменті змонтовано дизель-генератор. Над ним знаходиться мостовий кран вантажопідйомністю 5 т. Дві направляючі крана змонтовані на 6 опорах. Вихлопні гази по випускному трубопроводу відводяться за межі електростанції. В машинному залі також знаходяться два пускових балони зі стиснутим повітрям, повітряний компресор, осушувальний насос, витратна цистерна дизельного палива, протипожежний щит, розширювальний бачок системи охолодження, охолоджувачі води та масла, електричний щит. На посту керування здійснюється пуск двигуна, виведення його на режим, контролювання параметрів двигуна під час роботи та зупинка двигуна. Пост керування обладнаний пультом керування, столом, сейфом для зберігання документації. Через вікно у машинний зал можна здійснювати візуальний нагляд за роботою двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.2 Опис двигуна-прототипу

Дизелі ряду 6ЧН 12/14 є шестициліндровими, чотирьохтактними, нерeverсивними однорядними двигунами внутрішнього згорання з вертикально розташованими циліндрами. Компонівка дизелів забезпечує вільний доступ до його основних агрегатів через люки в блоці дозволяють оглядати і при необхідності замінити деталі шатунно-поршневої групи, не знімаючи дизель з фундаментної рами [1, 2].

Конструкція дизелів дає можливість тривало експлуатувати їх при крені 150, диференті 5°; короткочасно - при крені 45°, диференті 30°. Для головних судових дизелів допускається тимчасовий диферент до 7°.

Дизелі К-457М1 і К-95SMJ є базовою моделлю дизелів 6ЧН 12/14 потужністю 59-66 кВт (80-90 л.с). Вони призначені для приводу електрогенераторів на судах, мають повітряну і електричну систему пуску. Дизель К-457М1 (рис. 1.1) виконаний з правим постом управління, дизель К-957М1 - з лівим (якщо дивитися з боку маховика).

Дизелі автоматизовані по першому ступеню. На них встановлені реле частоти обертань, аварійний гальмівний - пристрій (на повітряному тракті) і комбіновані реле КRM для контролю температури і тиску в системі охолодження і змащувальній системі.

Дизелі К-70М1 і К-970М1 по конструкції і призначенню аналогічні дизелям відповідно К-457М1 до К-3ESM1, але забезпечують; 500 ч безперервної роботи. Для цього на них встановлені масляний фільтр-холодильник з дисковими фільтруючими елементами. Для промивки ротора центрифугу можна відключати без зупинки дизеля. Дизелі К-457М1, К-958М1, К-470М1 і К-740М1 можуть бути обладнані дистанційної зміни частоти обертання.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

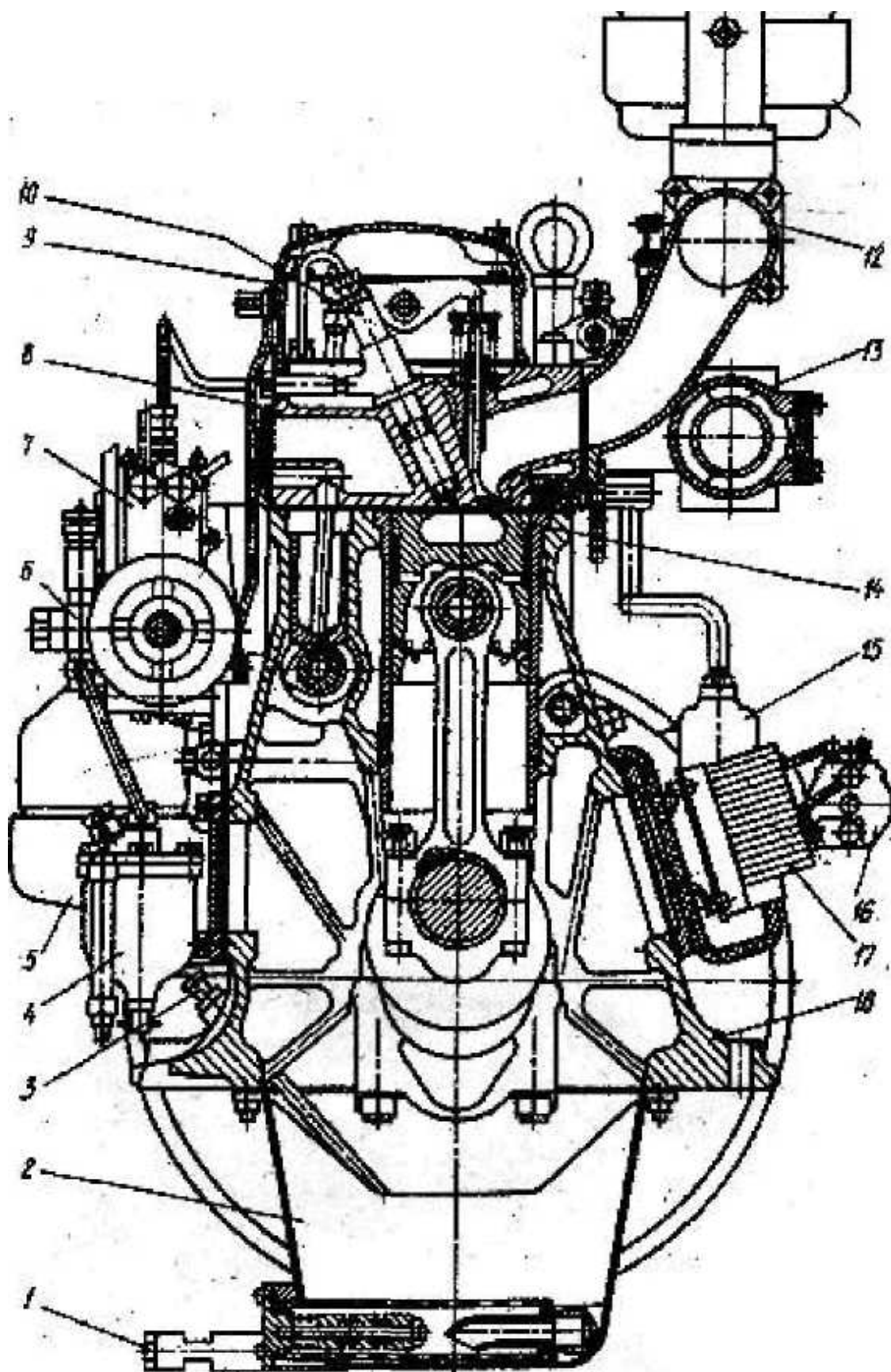


Рисунок 1.1 – Двигун К-457М1

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ

Аркуш

8

Дизель К-462М1 на відміну від базової моделі обладнаний підігрівачами масла і охолоджувачами рідини, що забезпечують готовність дизеля до швидкого прийому навантаження. На регуляторі частоти обертання встановлене пристрій автоматичного або дистанційного зупинки. Може бути встановлений також механізм дистанційного вимірювання частоти обертання. Дизель автоматизований по другому ступеню і має тільки електричну систему пуску [1].

Дизель К-161 М1 є головним судновим дизелем на пасажирських і вантажних судах каботажного плавання і річкового флоту відповідної водотоннажності. Дизель має датчик максимальної чистоти обертання (граничного числа оборотів), аварійний гальмівний механізм, всережимний регулятор частоти обертання, муфту відбору потужності з переднього торця, трюмний водовідкачуючий насос, мережевий фільтр для зниження перешкод радіоприйому, реверс-редуктор РРП-40 або муфту зчепленні.

Дизель, на якому встановлений реверс-редуктор з передавальним відношенням 1:2 має марку К-161М1-2, а з передавальним відношенням 1:3 - К-ЈGJM1-3. Дизель з муфтою зчеплення має марку К-І6JM1-1. Для можливості дистанційного керування дизель К-461-М1-1 комплектується двоплечивим важелем включення муфти і додатковим щитом управління і контролю.

Опис деталей двигуна

Остов двигуна

Блок циліндрів суцільний відлитий з чавуну, має шість вставних втулок циліндрів. Ущільнення водяної порожнини в місцях запресовки втулок досягається у верхній частині притисненням прижимного бурта втулки до блоку, в нижній - двома кільцями ущільнювачів, укладеними в канавки втулок. У отворах перегородок паралельно осі колінчастого валу розташовані підшипники розподільного валу. Кришки корінних підшипників з блоком циліндрів утворюють сім опор корінних шийок колінчастого валу Крайня

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

опора з боку маховика спільно з кільцями утворює наполегливий підшипник. Кришка наполегливого підшипника зафіксована від подовжніх переміщень штифтами. Верхні вкладиші корінних підшипників біметалічні. Верхні вкладиші корінних підшипників зафіксовані за допомогою сухарів-шпонок, які заходять виступами біля ліжок підшипників блоку і вирізані у вкладишах.

У поперечних перегородках блоків є канали для підведення масла до корінних підшипників колінчастого валу.

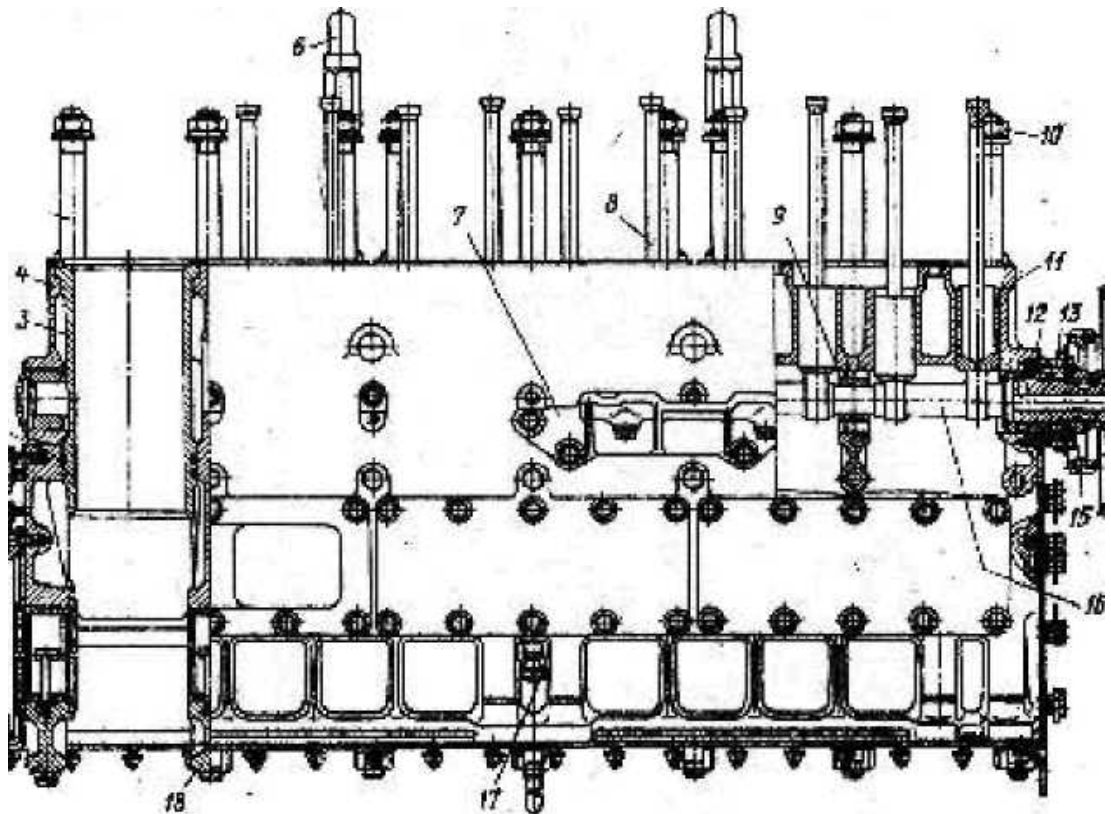


Рисунок 1.2 – Блок циліндрів

Охолоджуюча рідина підводиться до кожного циліндра через розподільну трубу з отворами.

До нижньої площини блоку прикріплений піддон, що має фільтр отвору з магнітним уловлювачем для очищення масла, пробку для зливу.

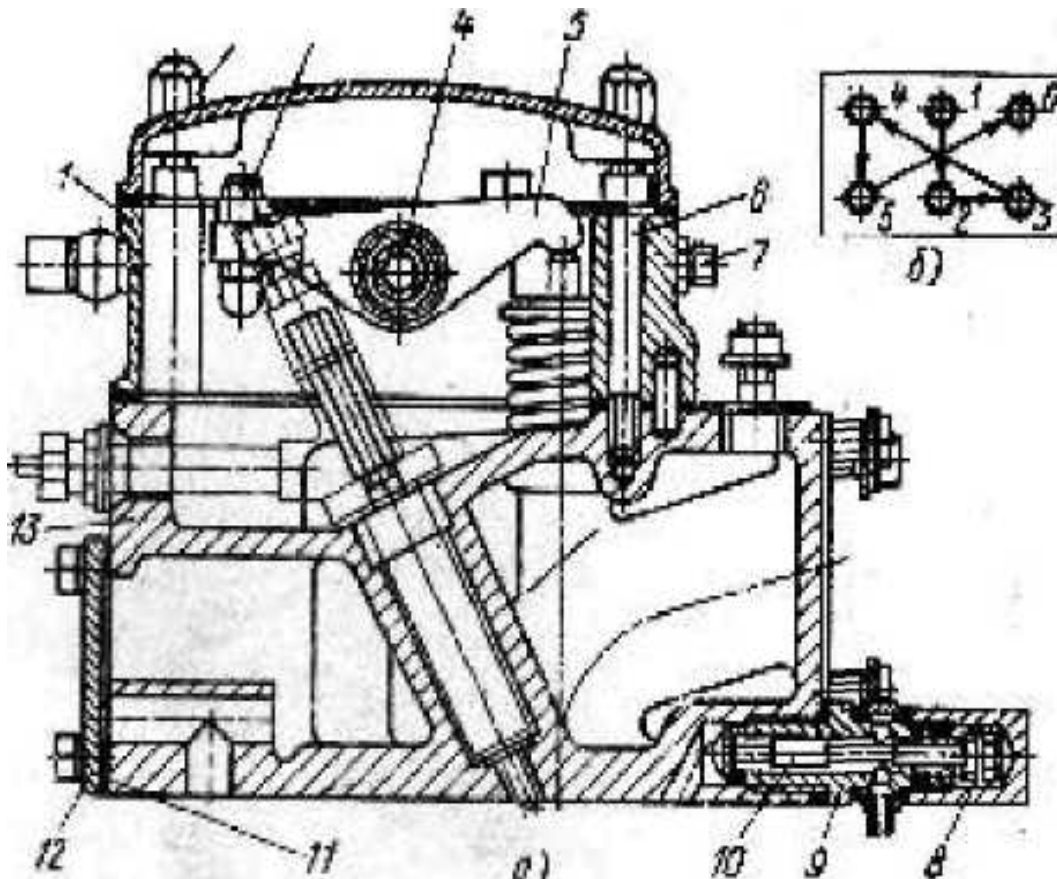


Рисунок 1.3 – Кришка циліндра

Кришки циліндрів блокові (на два циліндри одна кришка). Кожна кришка прикріплена до блоку циліндрів шістьма гайками і шпильками. Стик кришки з блоком циліндрів ущільнений прокладкою. У кришці циліндрів розташовані впускні і випускні клапани і форсунки. На дизелях, пуск яких здійснюється повітрям окрім цього, встановлені пускові клапани. Робочі клапани мають направляючі втулки, запресовані в кришки циліндрів. Зверху до кришки циліндрів прикріплений кронштейн коромисел. У кронштейні коромисел розміщена порожниста вісь коромисел клапанів. Отвори в торцях осі щоб уникнути витікання масла закриті різьбовими пробками. Від осевого зміщена і повернута в кронштейні вісь зафіксована настановним штифтом. Кронштейн має отвір для підведення масла до підшипників

коромисел [2]. Дві гайки кріплення кришок циліндрів до блоку виконані високими. У них укручені болти для підйому агрегату.

Кожух маховика (рис. 1.4) головних судових дизелів з фланцевим кріпленням генератора виготовлений з чавуну.

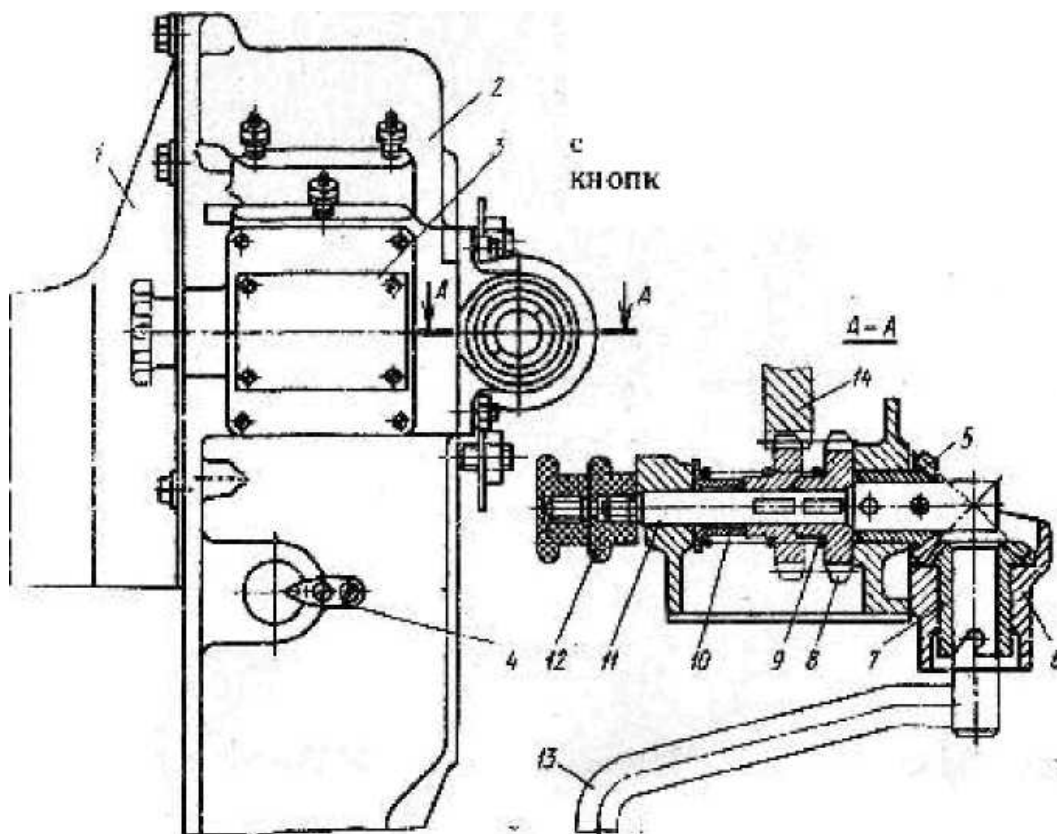


Рисунок 1.4 – Кожух маховика

Кривошипно - шатунний механізм

Колінчастий вал - сталевий семиопорний. Робочі поверхні шийок закріплені. Вал спільно з маховиком динамічно збалансований. Допустимий дисбаланс 0,01 Нм.

При заміні колінчастого валу або маховика в умовах експлуатації необхідно їх спільно збалансувати динамічно або статично.

Шатун - сталевий двотаврового перетину. У верхню головку шатуна запресована втулка. Вкладиші нижньої головки виконані з виступами, що входять в пази шатуна і його нижньої кришки.

Поршень має три компресійних і пару маслоз'ємних кілець. Канавки під маслоз'ємними кільцями мають дренажні отвори. На дизелі можуть бути встановлені поршні з двома компресійними кільцями і одним маслоз'ємним розташованим вище за вісь поршневого пальця. У поршні виконані бобишки з отворами в які встановлений поршневий палець. У кожній бобишці для змазування пальця виконані отвори. Поршневий палець плаваючого.

Механізм газорозподілу

Розподільним вал цілісний, має центральний отвір для підведення масла до підшипників. Опорні підшипники складаються з двох половин, що скріплюють пружинними кільцями. Перший (з боку коробки зачатих коліс). Опорний підшипник валу є і наполегливим. Підшипнув має фланець за допомогою якого закріплений болтами до блоку циліндрів через, зубчатих коліс). Опорні підшипники валу взаємозамінні. Всі підшипники зафіксовані гвинтами, укрученими в стінку блоку.

Штовхач порожнистий. У штовхачі виконані два отвори через які з нього зливається зайве масло. Коромисла сталеві. На коромислах встановлені гвинти для регулювання зазорів між торцями штоків клапанів і бобишками коромисел. Усередині коромисел виконані канали для мастила сферичної поверхні штанг, штовхачів штоком клапанів і втулок напрямних.

Клапани мають робочі фаски під кутом 45 градусів. Фаски клапанів відшліфовані і притерті до сідел циліндрів. Діаметр тарілок випускних клапанів менше ніж впускання.

Приводи

На вільному кінці коленвалу розміщені дві циліндрові шестерні. Колесо приводить в рух через проміжне зубчате колесо зарядний генератор і насос внутрішнього контура, через проміжне зубчате колесо – розподільчий вал,

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

паливний насос, розподільник повітря. Шестерня приводу масляного насоса приводить в рух насос зовнішнього контуру.

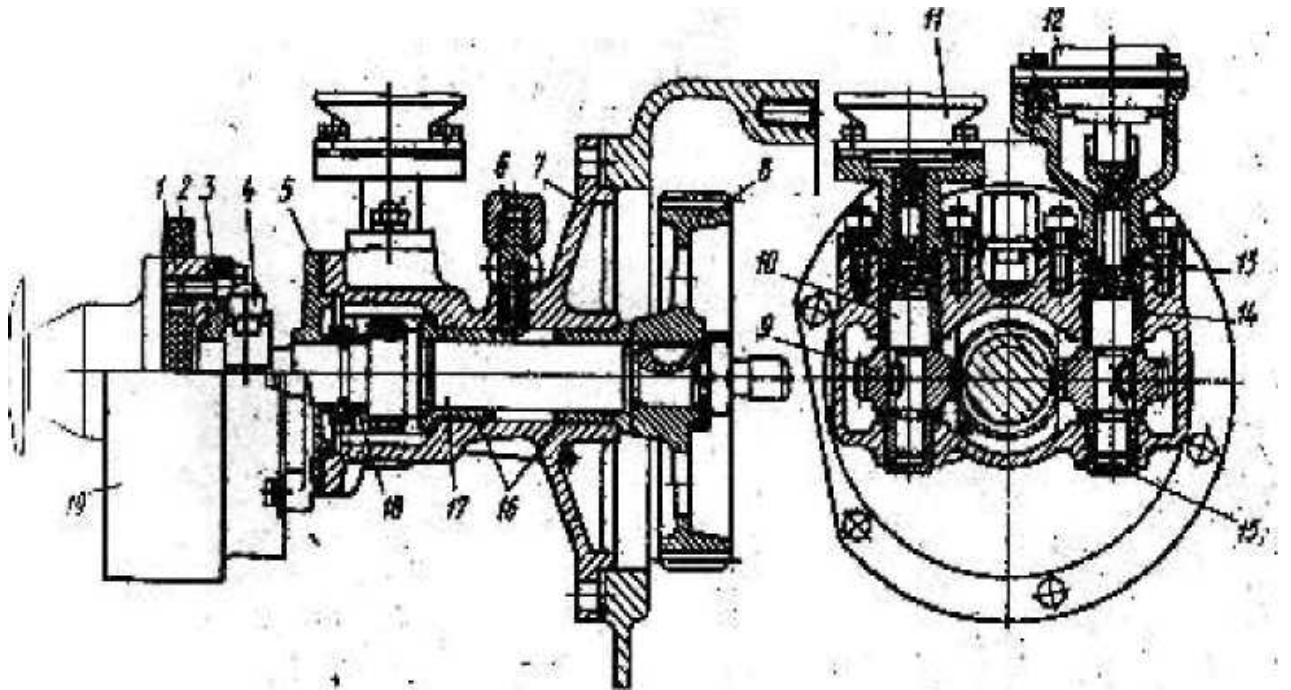


Рисунок 1.5 – Привід ПНВТ

Привід паливного насоса (рис 1.5.) служить також приводом тактометричного перетворювача і лічильника мотогодин 12 типу G4-102B. У порожнину корпусу приводу паливного насоса через порожнисту шпильку з масляної магістралі під тиском підводиться масло. Проходячи через гвинтові канавки, виконані у втулках масла зливається в коробку зубчатих коліс, а частина потрапляє в порожнину гвинтових зубчатих коліс н. змащує їх. Надмірне масло через канал в корпусі зливається в коробку зубчатих коліс. Диск зчеплення з насосом має радіальні пази, в які входять куркульки муфти насоса і шайби приводу. На зовнішній поверхні кулачкової шайби біля виступів нанесені ризики для установки кута випередження подачі палива. Кожна ризика відповідає 4° кути попорена колінчастого валу.

Привід зарядного генератора і насоса внутрішнього контура встановлений на коробці зубчатих коліс.

Обґрунтування перевodu роботи двигуна на газоподібне паливо

Експлуатація ДВЗ, працюючого на різних видах палива є досить перспективною, що пов'язано з малою залежністю від роду палива, а це в свою чергу, робить таку експлуатацію економічно вигідною, як по умовам доставки, вартості та іншим факторам.

В даному дипломному проекті розглядаються можливість експлуатації двигуна 6ЧН 12/14 на газоподібному паливі. Слід відзначити, що переведення роботи двигуна на газоподібне паливо тягне за собою витрати на виготовлення двигуна, так як в паливну систему повинні входити елементи, дозволяючи двигуну працювати на газу.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА

2.1 Розрахунок робочого циклу

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр [3, 4].

Двигун не повинний бути захарашений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Основні параметри двигуна прототипу

Двигун проектується на базі дизеля 6ЧН 12/14, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри двигуна 6ЧН 12/14

1. Найменування параметра	2. Одиниці виміру	3. Значення
4. Частота обертання колінчатого валу	5. об/хв	6. 1500
7. Середній ефективний тиск	8. МПа	9. 0,75
10. Ефективна потужність	11. кВт	12. 90
13. Питома ефективна витрата дизельного палива	14. г/(кВт*год)	15. 235

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності

процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом [3].

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про загальні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі Matcad.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 298$ К (за найгірших умов експлуатації).

Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,1013$ МПа.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, бистрохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,06$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,7 - 0,92$; $\xi_b = 0,85 - 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,88$; $\xi_b = 0,92$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,8$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 30$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{охл}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{охл} = 0,005$ МПа.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на природному газі середнього складу [4]:

Водень – $H_2 = 0,033$ кг;

Метан – $CH_4 = 0,94$ кг;

Двоокис азоту – $N_2 = 0,001$ кг;

Аміл – $C_5H_{12} = 0,0058$ кг;

Пропан – $C_3H_8 = 0,008$ кг;

Бутан – $C_4H_{10} = 0,004$ кг;

Ацетилен – $C_2H_2 = 0,012$ кг.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо для газового палива $Q_n = 36083$ кДж/м³.

2.4 Результати розрахунку робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 298 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,16}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,79} \right] = 362,4$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 362,4 - 0,9 \times (362,4 - 298) = 313,9$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{311,9 + 30 + 0,06 \times 800}{1 + 0,06} = 368,3$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,16 - 0,005 = 0,155$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,98 \times P_s = 0,98 \times 0,155 = 0,172$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{14}{14 - 1} \times \frac{0,152}{0,155} \times \frac{313,9}{367,8} \times \frac{1}{1 + 0,06} \times (1 - 0) = 0,8445$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_l величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі [5].

При виборі величини n_l , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_l = 1,3665$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,152 \times 14^{1,3665} = 5,5942$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 368,3 \times 14^{1,3665-1} = 968,9$$

Розрахунок процесу згоряння

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,88}{0,92} = 0,9565$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1900$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1990$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,8 \times 5,5942 = 10,07$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{0,99}{1,8} \times \frac{1990}{968,9} = 1,247$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,247} = 12,205$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1,27$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1990 \times \frac{1}{12,205^{1,27-1}} = 1008$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{10,07}{12,205^{1,27}} = 0,4162$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$= \frac{5,5942}{14-1} \times \left[1,8 \times (1,247-1) + \frac{1,8 \times 1,463}{1,27-1} \times \left(1 - \frac{1}{12,205^{1,27-1}} \right) - \frac{1}{1,3665-1} \times \left(1 - \frac{1}{14^{1,3665-1}} \right) \right] = 0,9958$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P_i' \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 0,9958 \times 0,98 \times (1 - 0) = 0,9759$$

Індикаторна питома витрата газового палива, м³/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,155 \times 0,8445}{2 \times 0,495 \times 313,9 \times 0,9759} = 0,21$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,21 \times 45700} = 0,4823$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 0,9759 \times 0,86 = 0,8393$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,4823 \times 0,86 = 0,4148$$

Питома ефективна витрата газового пального, м³/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,21}{0,86} = 0,244$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,12^2 \times 0,14 \times 0,5 \times 0,8393 \times 1500 \times 6 = 99,7$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N_e'}{N_e} \times 100\% = \frac{99,7 - 100}{99,7} \times 100\% = 0,3\%$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності **не перевищує** 0,5% [3, 4].

2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки [5, 6].

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

для процесу стиснення:

$$p = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення. Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Таблиця 2.1 – Визначаючі параметри робочого циклу

Показник політропи стиснення n_1	1,3665
Показник політропи розширення n_2	1,2736
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	5,5942
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	10,07
Ступінь попереднього розширення ρ	1,247
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної
діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	10,07	
1,00	5,59	10,07
1,25	4,14	10,07
1,88	2,35	5,95
2,52	1,58	4,11
3,16	1,16	3,08
3,80	0,90	2,44
4,44	0,73	2,00
5,07	0,61	1,69
5,71	0,52	1,45
6,35	0,45	1,27
6,99	0,39	1,12
7,62	0,35	1,00
8,26	0,31	0,91
8,90	0,28	0,82
9,54	0,26	0,75
10,17	0,23	0,69
10,81	0,22	0,64
11,45	0,20	0,60
12,09	0,19	0,56
12,72	0,17	0,52
13,36	0,16	0,49
14,00	0,15	0,46
14,00		0,15

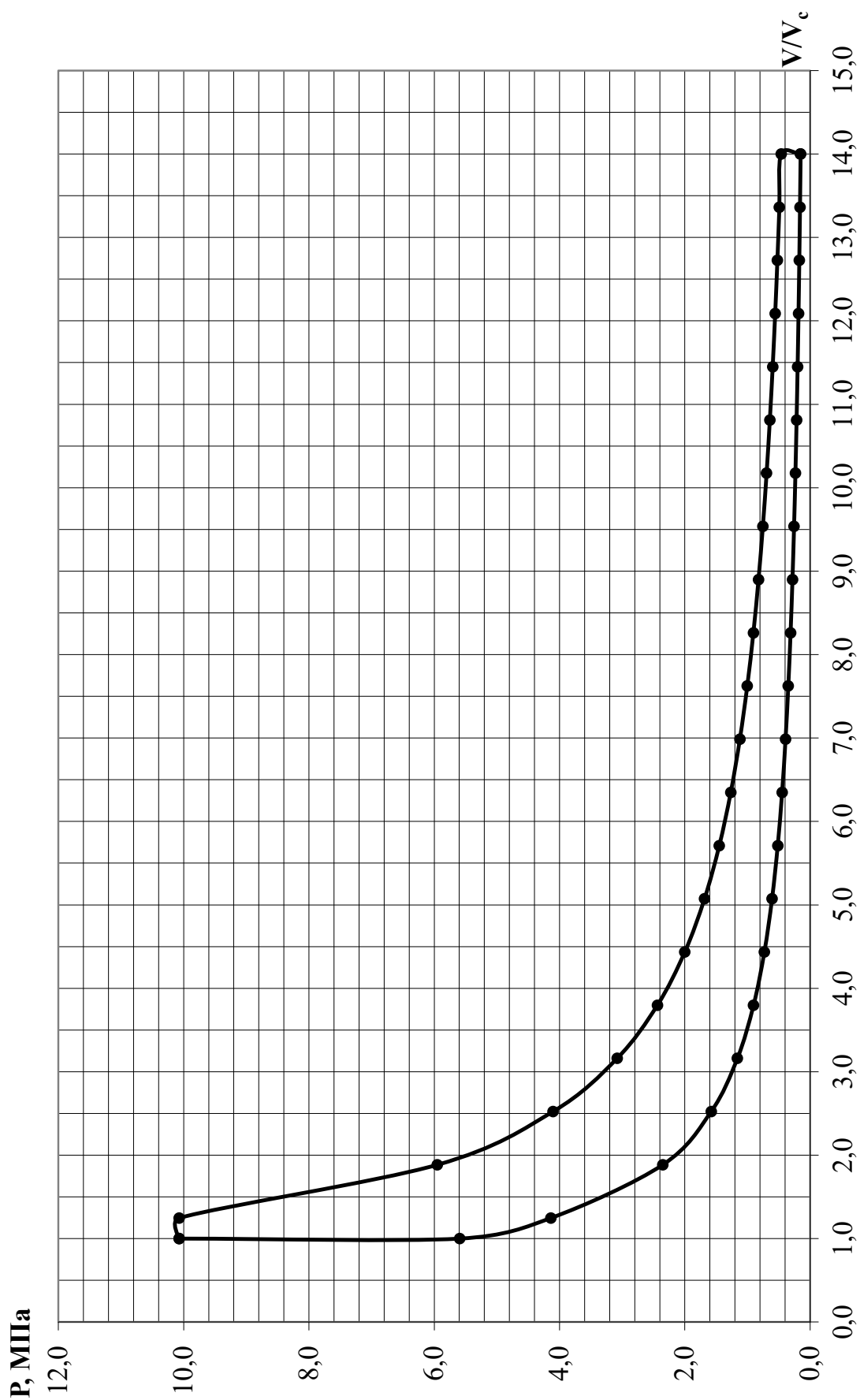


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ

Аркуш

27

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B} + Q_{Ne}$$

Q_{Σ} - теплота згоряння введенного у циліндр палива, кВт;

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

Q_{Ne} - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_W - теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

$Q_{H.B.}$ - теплота неврахованих втрат, кВт;

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{100}{0,4148} = 241,08 \text{ кВт}$$

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C p_{\Gamma} (T_{3T} - T_o) = 0,25 \cdot 1042,137 \cdot (663,867 - 298) = 95,321 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майєра:

$$C p_{\Gamma} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,381}{1,381 - 1} \cdot 287,512 = 1042,137 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ao} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} = 711,94 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,152}{0,1013}} \right)^{\frac{1,381 - 1}{1,381}} = 653,315 \text{ К}$$

$$T_{3T} = T_T - \eta_{ao} (T_T - T_{3T}^{ao}) = 711,94 - 0,82 \cdot (711,94 - 653,315) = 663,867 \text{ К}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду):

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q_w = \frac{0,98Q_\Sigma - Q_\Gamma - Ne}{1,2} = \frac{0,98 \cdot 241,08 - 95,321 - 100}{1,2} = 34,115 \text{ кВт}$$

4. Визначимо кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло):

$$Q_M \approx 0,2Q_w \approx 0,2 \cdot 34,115 = 6,823 \text{ кВт}$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу):

$$Q_{H.B.} \approx 0,02 \cdot Q_\Sigma = 0,02 \cdot 241,08 = 4,822 \text{ кВт}$$

6. Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_\Sigma = Q_\Gamma + Q_w + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = 95,321 + 34,115 + 6,823 + 4,822 + 100 = 241,08 \text{ кВт.}$$

7. Висновок: усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності.

2.4 Розрахунок витрат води, масла та повітря

1. Розрахунок витрати води

$$G_w = \frac{N_e g_w}{1000}, \text{ т/ГОД}$$

де g_w – питома витрата води, кг/кВт·год.

Згідно з [7] для високообертових двигунів (ВОД) $g_w = 28...60$ кг/кВт·год. Обираємо $g_w = 40$ кг/кВт·год.

$$G_w = \frac{100 \cdot 40}{1000} = 4 \text{ т/ГОД}$$

$$G_w = 1,11 \text{ кг/с}$$

Згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_w = G_w C p_w (T_1 - T_2)$$

З нього ΔT – температурний перепад води на вході та виході з дизеля, К

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\Delta T = \frac{Q_w}{G_w \cdot C_{p_w}} = \frac{34,115}{1,11 \cdot 4,187} = 7,3$$

де Q_w – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт,
 C_{p_w} – теплоємність води, кДж/кг·К.

Перепад температур води на двигуні знаходиться у межах 1,515.

2. Розрахунок витрати масла

Згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_M = G_M C_{p_M} \Delta T$$

З нього

$$G_M = \frac{Q_M}{C_{p_M} \Delta T} = \frac{6,823}{2,2 \cdot 4} = 0,775 \text{ кг/с}$$

де Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт

C_{p_M} – теплоємність мастила, кДж/кг·К

$\Delta T = T_1 - T_2$ - температурний перепад води на вході та виході з маслоохолоджувача, К

Перепад температур масла на двигуні обирається у межах 1,58 К.

3. Витрата повітря визначена у розрахунку циклу. Згідно з ним

$$G_n = 0,24 \text{ кг/с.}$$

2.5 Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_g і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила:

$$P_{руш} = P_g + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.2).

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

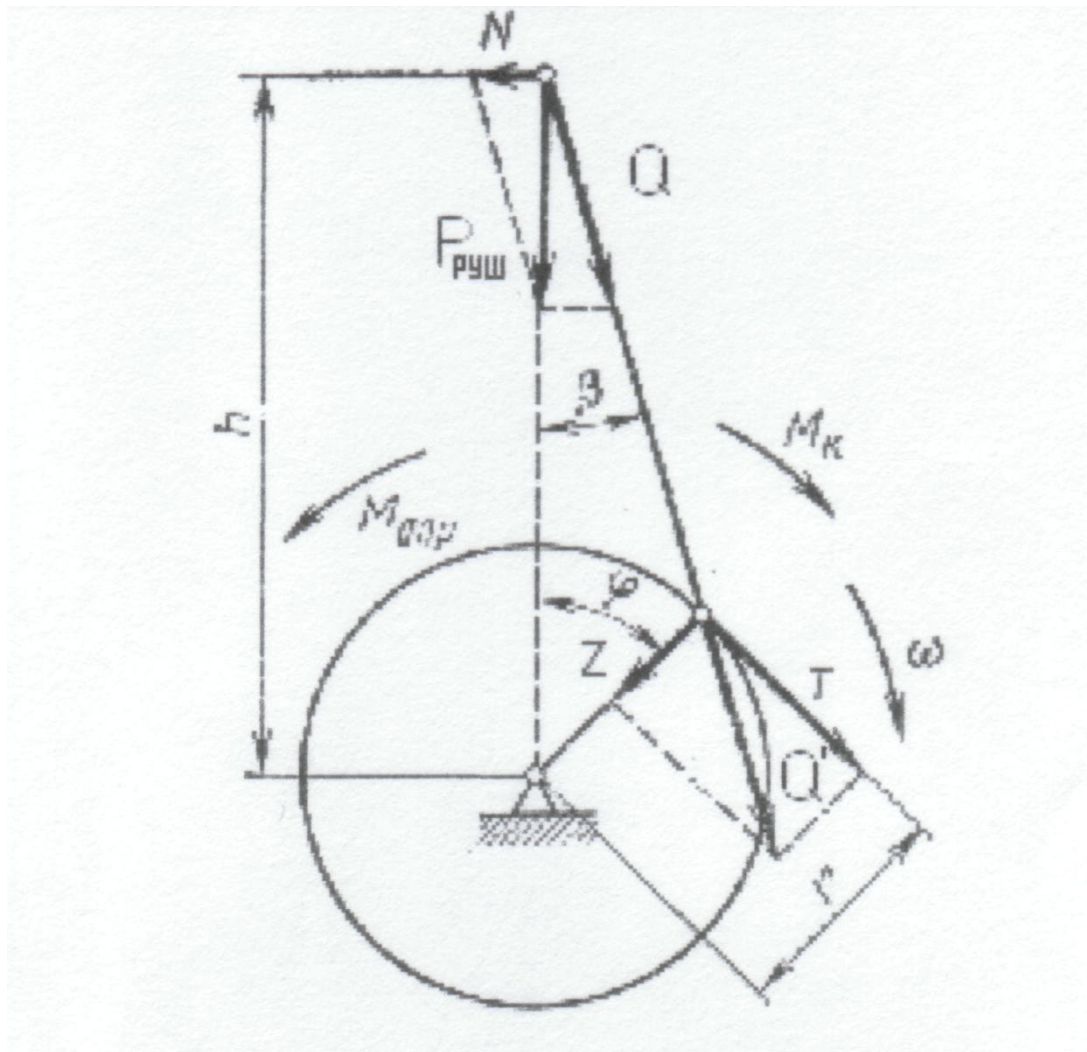


Рисунок 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі.

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових масдіє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$Pr = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально [8].

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У таблиці 2.3 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 2.4 – 2.5. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.5.

На рис. 2.3 P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 2.4 N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 2.5 T_E – сумарні дотичні сили, T_E^{cp} – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.3 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,12
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	1500
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	10,07
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,152
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,16
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,24
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,273
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	6
Радіус кривошипа	м	r	0,07
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n_1	1,3665
Показник політропи розширення		n_2	1,2736
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,247
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 2.4 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_i	P_{dv}	N	Z	T
0	0,1600	-1,1659	-1,0059	0,0000	-1,0059	0,0000
10	0,1600	-1,1369	-0,9769	-0,0463	-0,9540	-0,2153
20	0,1600	-1,0521	-0,8921	-0,0835	-0,8098	-0,3836
30	0,1600	-0,9181	-0,7581	-0,1041	-0,6045	-0,4693
40	0,1600	-0,7450	-0,5850	-0,1037	-0,3815	-0,4555
50	0,1600	-0,5453	-0,3853	-0,0818	-0,1850	-0,3477
60	0,1600	-0,3329	-0,1729	-0,0417	-0,0504	-0,1706
70	0,1600	-0,1217	0,0383	0,0100	0,0037	0,0394
80	0,1600	0,0759	0,2359	0,0650	-0,0230	0,2436
90	0,1600	0,2500	0,4100	0,1148	-0,1148	0,4100
100	0,1600	0,3940	0,5540	0,1526	-0,2465	0,5191
110	0,1600	0,5048	0,6648	0,1744	-0,3912	0,5650
120	0,1600	0,5829	0,7429	0,1790	-0,5265	0,5539
130	0,1600	0,6321	0,7921	0,1681	-0,6379	0,4987
140	0,1600	0,6582	0,8182	0,1451	-0,7200	0,4148
150	0,1600	0,6681	0,8281	0,1137	-0,7740	0,3156
160	0,1600	0,6691	0,8291	0,0776	-0,8056	0,2106

Продовження табл. 2.4

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
170	0,1600	0,6670	0,8270	0,0392	-0,8212	0,1050
180	0,1520	0,6658	0,8178	0,0000	-0,8178	0,0000
190	0,1531	0,6670	0,8201	-0,0389	-0,8143	-0,1041
200	0,1564	0,6691	0,8255	-0,0773	-0,8021	-0,2097
210	0,1622	0,6681	0,8303	-0,1140	-0,7761	-0,3164
220	0,1710	0,6582	0,8291	-0,1470	-0,7296	-0,4203
230	0,1835	0,6321	0,8156	-0,1731	-0,6568	-0,5135
240	0,2009	0,5829	0,7838	-0,1888	-0,5555	-0,5844
250	0,2250	0,5048	0,7298	-0,1914	-0,4295	-0,6203
260	0,2586	0,3940	0,6526	-0,1798	-0,2904	-0,6114
270	0,3061	0,2500	0,5561	-0,1557	-0,1557	-0,5561
280	0,3749	0,0759	0,4508	-0,1242	-0,0440	-0,4655
290	0,4773	-0,1217	0,3555	-0,0933	0,0340	-0,3660
300	0,6353	-0,3329	0,3024	-0,0729	0,0881	-0,2984
310	0,8895	-0,5453	0,3442	-0,0731	0,1653	-0,3107
320	1,3145	-0,7450	0,5695	-0,1010	0,3714	-0,4434
330	2,0408	-0,9181	1,1226	-0,1542	0,8951	-0,6949
340	3,2290	-1,0521	2,1769	-0,2039	1,9759	-0,9361
350	4,7628	-1,1369	3,6259	-0,1720	3,5410	-0,7990
360	5,5979	-1,1659	4,4321	0,0000	4,4321	0,0000
370	10,0700	-1,1647	8,9053	0,0848	8,8969	0,3956
380	10,0700	-1,1586	8,9114	0,2121	8,8590	0,9879
390	10,0700	-1,1369	8,9331	0,4238	8,7238	1,9686
400	7,9875	-1,0521	6,9354	0,6495	6,2950	2,9823
410	5,2082	-0,9181	4,2900	0,5893	3,4207	2,6553
420	3,4565	-0,7450	2,7116	0,4808	1,7681	2,1113
430	2,4019	-0,5453	1,8566	0,3940	0,8916	1,6755
440	1,7553	-0,3329	1,4224	0,3427	0,4144	1,4032
450	1,3444	-0,1217	1,2227	0,3207	0,1168	1,2587
460	1,0735	0,0759	1,1494	0,3167	-0,1123	1,1869
470	0,8888	0,2500	1,1388	0,3189	-0,3189	1,1388
480	0,7595	0,3940	1,1535	0,3178	-0,5133	1,0808
490	0,6671	0,5048	1,1719	0,3074	-0,6897	0,9961
500	0,6002	0,5829	1,1831	0,2851	-0,8384	0,8821
510	0,5516	0,6321	1,1837	0,2512	-0,9533	0,7453
520	0,5164	0,6582	1,1746	0,2083	-1,0336	0,5955
530	0,4917	0,6681	1,1598	0,1593	-1,0841	0,4419
540	0,4752	0,6691	1,1443	0,1072	-1,1120	0,2907
550	0,4659	0,6670	1,1328	0,0537	-1,1250	0,1438
560	0,4628	0,6658	1,1286	0,0000	-1,1286	0,0000

Продовження табл. 2.4

570	0,2400	0,6681	0,9081	-0,1247	-0,8488	-0,3460
580	0,2400	0,6582	0,8982	-0,1592	-0,7904	-0,4553
590	0,2400	0,6321	0,8721	-0,1851	-0,7024	-0,5491
600	0,2400	0,5829	0,8229	-0,1983	-0,5832	-0,6135
610	0,2400	0,5048	0,7448	-0,1954	-0,4383	-0,6330
620	0,2400	0,3940	0,6340	-0,1747	-0,2821	-0,5940
630	0,2400	0,2500	0,4900	-0,1372	-0,1372	-0,4900
640	0,2400	0,0759	0,3159	-0,0870	-0,0309	-0,3262
650	0,2400	-0,1217	0,1183	-0,0310	0,0113	-0,1218
660	0,2400	-0,3329	-0,0929	0,0224	-0,0271	0,0917
670	0,2400	-0,5453	-0,3053	0,0648	-0,1466	0,2755
680	0,2400	-0,7450	-0,5050	0,0895	-0,3293	0,3932
690	0,2400	-0,9181	-0,6781	0,0931	-0,5407	0,4197
700	0,2400	-1,0521	-0,8121	0,0761	-0,7371	0,3492
710	0,2400	-1,1369	-0,8969	0,0425	-0,8759	0,1976
720	0,1600	-1,1659	-1,0059	0,0000	-1,0059	0,0000

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ°	T_E						T_E	T_{cp}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,0000	0,5539	-0,5844	0,0000	0,8821	-0,6135	0,2381	1,0327
10	-0,2153	0,4987	-0,6203	1,9686	0,7453	-0,6330	1,7440	1,0327
20	-0,3836	0,4148	-0,6114	2,9823	0,5955	-0,5940	2,4035	1,0327
30	-0,4693	0,3156	-0,5561	2,6553	0,4419	-0,4900	1,8974	1,0327
40	-0,4555	0,2106	-0,4655	2,1113	0,2907	-0,3262	1,3653	1,0327
50	-0,3477	0,1050	-0,3660	1,6755	0,1438	-0,1218	1,0888	1,0327
60	-0,1706	0,0000	-0,2984	1,4032	0,0000	0,0917	1,0259	1,0327
70	0,0394	-0,1041	-0,3107	1,2587	-0,1151	0,2755	1,0437	1,0327
80	0,2436	-0,2097	-0,4434	1,1869	-0,2309	0,3932	0,9397	1,0327
90	0,4100	-0,3164	-0,6949	1,1388	-0,3460	0,4197	0,6113	1,0327
100	0,5191	-0,4203	-0,9361	1,0808	-0,4553	0,3492	0,1373	1,0327
110	0,5650	-0,5135	-0,7990	0,9961	-0,5491	0,1976	-0,1029	1,0327
120	0,5539	-0,5844	0,0000	0,8821	-0,6135	0,0000	0,2381	1,0327

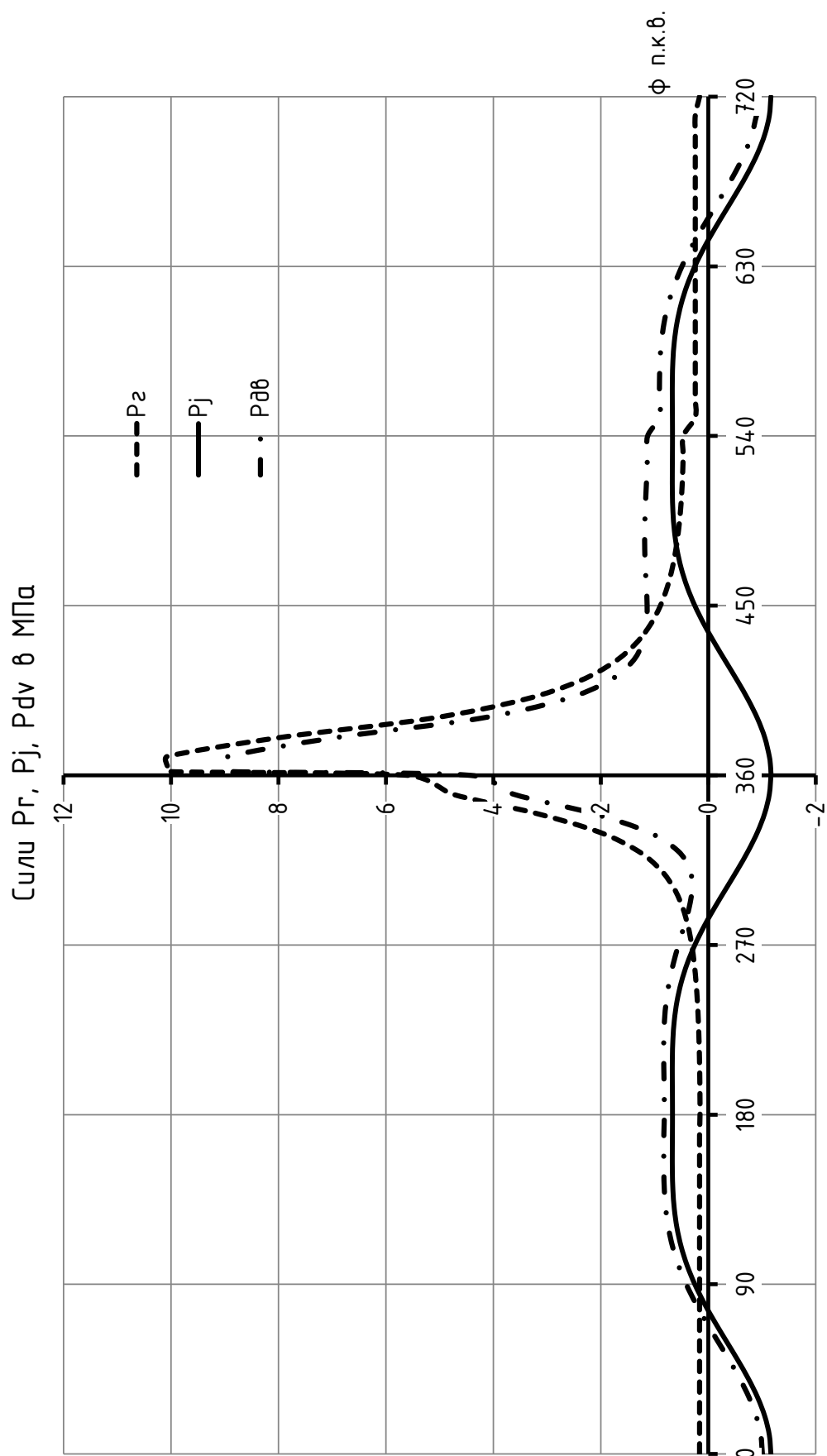


Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

Сили N, Z, T в МПа.

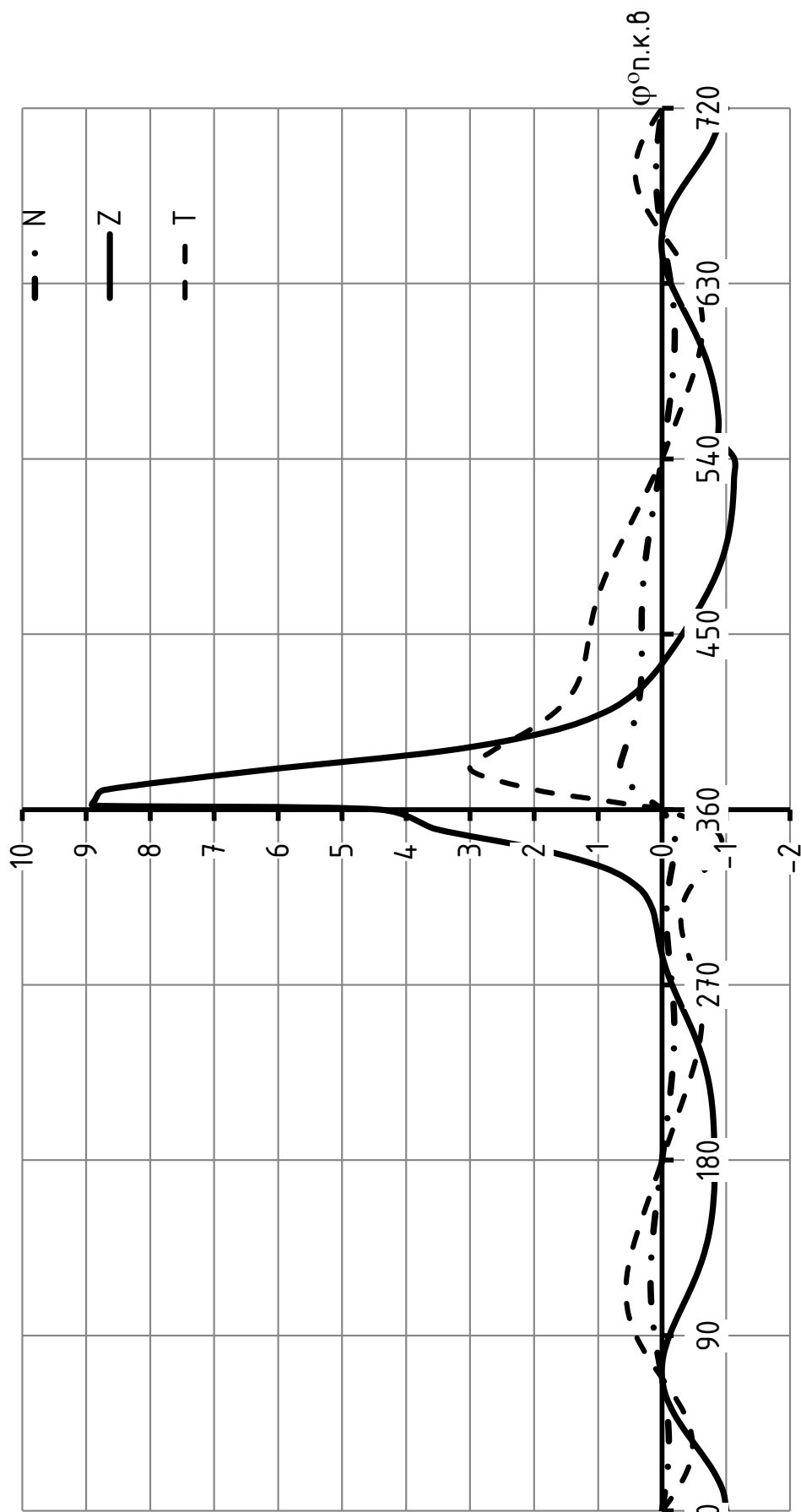


Рисунок 2.4 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ

Аркуш

37

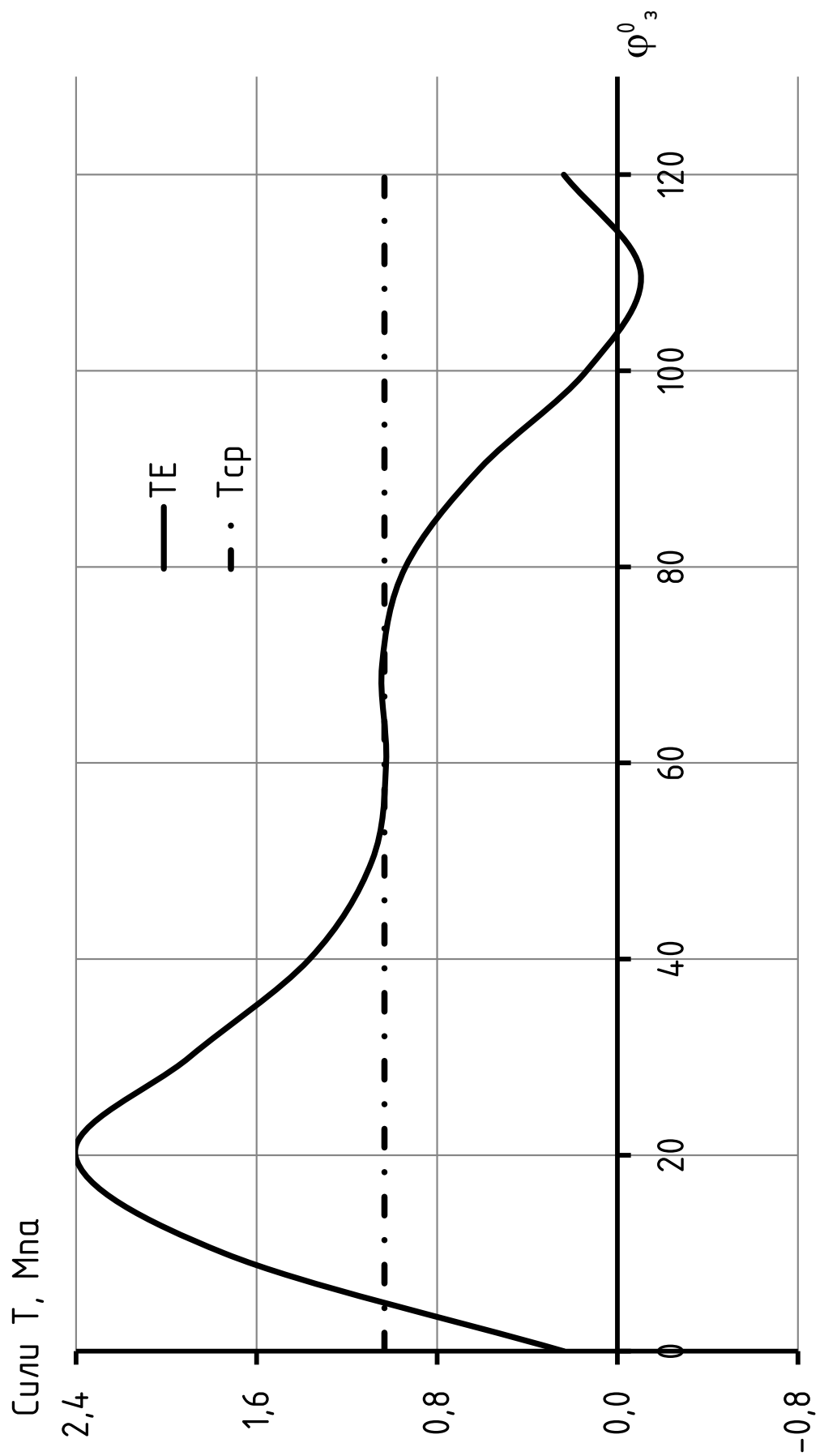


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ

Аркуш

38

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА

3.1 Особливості використання газового палива в сучасних поршневих ДВЗ

Як моторне паливо можна застосовувати практично будь-який горючий газ. Прийнято розрізняти наступні види газів, що використовуються для живлення двигунів внутрішнього згорання: природний газ, нафтовий газ, біогаз. Увагу багатьох фірм і дослідників привернуло водневе паливо, яке розглядається, як екологічно чисте. Проте до теперішнього часу цей вид газового палива залишається тільки у вигляді перспективного, оскільки не розроблені промислові способи його виробництва в достатніх для масового застосування кількостях. Проте водень слід розглядати, як важливий вид газового палива.

Склад *природного газу* істотно залежить від родовища, де він здобутий, але завжди основну його частину складає метан, не менше 85% за об'ємом. Саме по цьому показнику газ і відносять до природного, незалежно від способів отримання. Газ з таким змістом метану можна здобувати і на нафтових родовищах, проте його і в цьому випадку вважають природними, а не нафтовим. Іншими компонентами природного газу, як правило, виявляються легкі вуглеводні метанового ряду: етан, пропан, нормальний бутан і ізобутан, пентани. Часто в природному газі зустрічаються інертні компоненти: азот, вуглекислий газ, рідше містяться водень, оксид вуглецю, кисень. Загальний зміст добавок до метану не перевищує 15%.

Нафтовий газ в основній масі здобувають як попутний на нафтових родовищах або отримують при переробці нафти, також у вигляді технологічного супутника. При цьому основними складовими нафтового газу

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

виявляються пропан і нормальний бутан. Причому домішки ізобутана, як правило, не перевищують 20% від змісту нормального бутану. Співвідношення між пропаном і бутаном і в нафтовому тазі, що здобувається, і в отримуваному при переробці нафти коливається в широких межах - від майже чистого пропану до майже чистого бутану. Проте, в загальній масі газу переважає Бутан. Слід також враховувати, що пропан є ціннішою хімічною сировиною, ніж Бутан. Тому ресурси бутанової фракції для використання як моторне паливо виявляються значнішими, ніж пропанової. Нафтовий газ може також містити і інші вуглеводні, у тому числі і неграничні (про-піляний, Бутилен).

Третій, із згаданих видів газового моторного палива - *біогаз* є продуктом анаеробного зброджування органічних залишків, як які використовують гній, пташиний послід, фекалій і інші відходи, головним чином, сільськогосподарського виробництва. Склад отриманого біогазу багато в чому залежить від характеру процесу зброджування, проте горючою частиною біогазу завжди є метан (з цієї причини біогаз іноді називають біометаном). У цьому біогаз близький до природного газу. Вміст метану в біогазі істотно нижчий, ніж в природному газі, і коливається від 30 до 70%. Головна ж відмінність біогазу від природного полягає в тому, що він містить вельми значну частку інертних складових: від 30 до 70%. Зазвичай інертна частина складається з вуглекислого газу, що визначає відносно низьку теплоту згорання цього виду паливного газу, яка не перевищує 23 000 кДж/м³, тоді як теплота згорання природного газу в середньому складає 34 500 кДж/м³.

Раніше вже наголошувалося, що водень розглядається в перспективі, як паливо, що спочатку забезпечує високу екологічну чистоту при згоранні. Головним його достоїнством є відсутність вуглецю, продуктами згорання якого стають чадний газ (оксид вуглецю) і вуглекислий газ (діоксид вуглецю). Важливо також відзначити, що під водневим паливом розуміється

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

не обов'язково чистий водень. Останній може складати переважаючу частину палива, як метан в природному газі. Решта частини ж залежно від способів отримання може бути представлена різними горючими і негорючими газами, міняючи тим самим не тільки енергетичні, але і екологічні властивості цього палива.

Розглянуті чотири види газових палив мають різні значення показників, що визначають їх якості. Самі показники можуть бути розподілені по трьом групам:

- показники, що визначають протікання робочого процесу в двигуні, тобто власне моторні властивості палива;
- гідродинамічні показники, що визначають особливості конструювання паливної апаратури;
- технологічні показники зберігання і виробництва палива.

Основні властивості вживаних газів і їх компонентів представлені в таблиці 3.1 [7].

Перша група показників представляється найбільш важливою при оцінці якості вживаного продукту, що, проте, не виключає аналіз і інших груп, не говорячи вже про те, що технологія отримання палива може зіграти вирішальну роль в питаннях його конкурентоспроможності.

З власне моторних властивостей в першу чергу, звертають увагу на енергетичні можливості палива, які оцінюють теплотою згорання.

З власне моторних властивостей в першу чергу, звертають увагу на енергетичні можливості палива, які оцінюють теплотою згорання. З таблиці 3.1 видно, що об'ємна теплота згорання вуглеводневих газів пов'язана з їх щільністю прямою залежністю, близькою до лінійної, тобто щільніші гази мають вищу об'ємну теплоту згорання.

Як і слід було чекати, водень особливо різко відрізняється від інших газів, хоча і відповідає загальній тенденції. Його об'ємна теплота згорання в 3,3 разу нижча, ніж у найближчого до нього по щільності метану, а масова

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

теплота згорання в 2,4 рази вища. Така різка відмінність від загального ряду вже в першому з даних показників говорить про необхідність інших підходів до конструювання двигунів і транспортних засобів, що використовують водневе паливо. У цьому одна з причин висловлених побоювань щодо конкурентоспроможності навіть дешевого у виробництві водню.

Таблиця 3.1 – Властивості газоподібних палив

Газоподібні і легкокиплячі компоненти	Метан	Пропан	Бутан	Водень
Формула складу	CH ₄	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	H ₂
Молекулярна маса	16,04	44,09	58,12	2,02
Щільність рідкої фази при температурі кипіння, кг/м ³	416	585	600	71
Щільність газової фази, кг/м ³	0,717	2,019	2,703	0,090
Відносна щільність газу по повітрю	0,554	1,562	2,091	0,0695
Октанове число по моторному методу	110	100	90	70
Метанове число	100	35	11	0
Цетанове число	3	16	25	33,4
Температура кипіння, °C	– 161,6	– 42	– 0,5	– 252,8
Температура критична, °C	– 82,1	96,8	152,0	– 239,9
Теплота згорання нижча (масова), МДж/кг	49,9	45,9	46,4	119,8
Теплота згорання нижча (об'ємна), МДж/м ³	35,8	91,2	118,7	9,3
Кількість повітря, необхідна для згорання 1 кг речовини, кг/кг	14,2	15,7	15,6	34,5
Кількість повітря, необхідна для згорання 1 м ³ речовини, м ³ /м ³	9,53	23,8	30,94	2,4
Теплоємність, кДж/кг·°C	2,165	1,550	1,592	14,531

Теплота згорання сама по собі не є параметром, що прямо впливає на показники роботи двигуна. У такому вигляді її слід було б віднести до показників третьої групи, як що визначає що зберігається на транспортному

засобі запас енергії. На потужностні показники робочого процесу двигуна впливає теплота згорання паливо повітряній суміші, що поступає в двигун. Найбільшу потужність слід чекати за інших рівних умов від двигуна, що використовує суміш, що виділяє при згоранні найбільшу кількість тепла в одиниці об'єму. Якщо справедлива умова, що найбільша повнота згорання має місце при горінні стехіометричної суміші, то потужностні показники двигуна для кожного виду палива визначаються теплотою згорання саме такої суміші.

Укладаючи розгляд енергетичних показників газових палив, відзначимо важливу особливість, що полягає в тому, що в природних паливах цього типу енергетичні можливості нестабільні і міняються залежно від родовища і періоду його розробки.

Особливі властивості газу в частині детонаційної стійкості не можуть розглядатися окремо, без зіставлення з іншими специфічними особливостями, здатними впливати на організацію робочого процесу в двигуні. До таких властивостей відносяться межі займання палива і пов'язані з ними межі ефективного збіднення робочої суміші. Співвідношення меж займання для деяких палив приведені в таблиці 3.2 [10].

З таблиці виразно видно, що основні горючі компоненти газового палива і само паливо мають межі займання значно зміщені у бік бідних сумішей, що дає додаткові можливості підвищення паливної економічності при його використанні.

Таблиця 3.2 – Граничні по займистості іскрою значення коефіцієнта надлишку повітря

Вид палив	Найменша багата межа	Найменша бідна межа
Метан	0,65	2
Пропан	0,4	1,7
Природний газ	0,55 – 0,65	1,8 – 2
Бензин	0,30 – 0,35	1,65 – 1,75

Гідродинамічні властивості газового палива пов'язані з його відмінностями від ідеального газу, що виявляються саме в тому діапазоні значень параметрів (тиск і температури), який має місце при функціонуванні паливної апаратури. Реальність газу виявляється в тому, що так званий коефіцієнт стисливості (або просто «стисливість») газу відрізняється від 1 і є функцією параметрів стану речовини. Формула для визначення коефіцієнта стисливості має вигляд:

$$z = p \cdot V / R \cdot T$$

де z – коефіцієнт стисливості (стисливість);

p – тиск (абсолютний) газу;

V – об'єм, займаний молекулою газу;

R – універсальна газова постійна $R = 8,317$ кДж/(моль·К);

T – абсолютна температура газу.

Відповідно до властивостей ідеального газу стисливість повинна дорівнювати 1. Проте майже всі компоненти газового моторного палива істотно відрізняються від ідеалу.

Вельми важливою особливістю реальних газів є дросельний ефект, що виявляється в істотному зниженні температури газу при протіканні його через опір, наприклад, через вузький перетин трубопроводу.

Як відомо редукування тиску газу здійснюється шляхом дроселювання його в автоматично регульованих клапанах. Охолодження газу в цьому процесі може бути вельми значним і викликати обмерзання регулюючих пристроїв. Ступінь охолодження газу оцінюється так званим «дросельним ефектом» який показує зниження температури, що відбувається при зниженні тиску в дроселі на одиницю.

Важливими газодинамічними характеристиками речовини є швидкість звуку і пов'язаний з нею критичний перепад тиску, тобто відношення тиску на вході і виході сопла, при якому у вузькому перетині газ тече із швидкістю

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

звуку. Неідеальність газу і в цьому випадку впливає на кінцеві характеристики.

Головним недоліком природного газу і біогазу, особливо істотного відносно водневого палива, є низька об'ємна концентрація енергії. У невеликому ступені цей недолік властивий і нафтовому газу, хоча різниця в порівнянні з бензином в цьому випадку на два з гаком порядку менше. За нормальних умов теплота згорання 1 л природного газу складає 33–36 кДж, водню – 10 кДж, газоподібних пропану і Бутану відповідно 60 і 87 кДж, тоді як теплота згорання 1 л бензину складає 31 400 кДж, тобто в 1000 разів більше, ніж у природного газу. Найбільш очевидним; способом подолання цього недоліку може показатися зріджування газу, яке дійсно широко застосовується у відношенні до нафтового газу. Раніше вже наголошувалася наявність великої області зріджування пропан – бутанової суміші в межах нормальних для навколишнього середовища температур. У зрідженому стані нафтовий газ програє бензину лише в 1,5 раза, що не утворює істотних складнощів при застосуванні. Тому зріджений нафтовий газ знайшов широке застосування в світовій практиці на автотранспорті. Для зріджування природного газу необхідне його глибоке охолодження до температури мінус 162 °С. Таке застосування на розосередженому виді транспорту, яким є автомобілі, навряд чи може опинитися економічно ефективним. Для природного газу найбільше застосування знайшов інший спосіб концентрації енергії – стиснення до високого тиску 20 МПа і більш.

Специфіка робочого процесу сучасних ДВЗ при роботі на газовому паливі

Поршневі газові ДВС розрізняють за трьома основними ознаками: методу запалення робочої суміші, способу сумішоутворення і тактності.

Різниця за методом запалення робочої суміші є найважливішим, оскільки вона обумовлює особливості перебігу робочого процесу двигуна і

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

впливає на основні параметри та показники. За методом займання розрізняють газові двигуни трьох типів: з іскровим, форкамеро - факельного запалювання і запалюванням від запальної дози дизельного палива (газодизельний процес).

Для газових двигунів не знайшов поки застосування метод займання від стиснення як у дизельних двигунів, хоча спроби здійснення такого процесу робилися. Основним обмежуючим фактором при проведенні циклу із запалюванням від стиснення на газовому паливі є високі температура займання природного газу (650–700 °С), що значно перевищує температуру займання дизельних палив (320–380 °С).

Іншою важливою ознакою є спосіб утворення робочої суміші: зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Ця ознака значною мірою визначає конструктивне виконання і параметри двигуна. Зовнішнє сумішоутворення найбільшого поширення набуло на автомобільних і стаціонарних двигунах з малими діаметрами циліндра і незначним надувом. Внутрішнє сумішоутворення застосовують у двигунах з великими діаметрами циліндрів, протяжними повітряними ресиверами і там, де можливо конструктивне розміщення газопускного клапана.

Третя ознака - це тактність двигуна. Природно, що двох - або чотиритактний двигун визначає тип робочого процесу, однак при розгляді тенденцій розвитку стану газових двигунів ця ознака в аналізі не є основною.

За основною ознакою (способом займання) газові двигуни відносяться до двигунів з примусовим займання. Робочі ж процеси цих двигунів істотно різняться. У першу чергу це пов'язано з заміною іскри у газових двигунів на займання факелом газу у форкамеро - факельних або факелом запального дизельного палива у газодизелями.

Примусове запалювання передбачає створення, в циліндрі до моменту початку згоряння підготовленої до займання робочої суміші (осередків згоряння). При іскровому запалюванні таким вогнищем служить обсяг,

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

прилеглий до міжелектродного простору свічки запалювання. Форкамеро - факельне запалювання передбачає примусове створення вогнища факельного типу за рахунок попереднього спалювання невеликого об'єму газоповітряної суміші в спеціальній форкамері. У двигунах з газодизельним процесом згоряння полум'я утворюються в обсязі, охопленому факелом (факелами) впорскуваного дизельного палива. Як показують дослідження, витрата енергії для запалення (енергія іскри) при ГМТ значно більше, ніж при інших видах пального. Це призвело до того, що в практиці конструювання газових поршневих двигунів знайшли широке застосування ефективні джерела запалювання.

Найважливішим елементом системи запалювання сучасних форсованих газових двигунів є свіча. При наддуві і високому ступені стиснення умови роботи свічки запалювання значно ускладнюються, особливо тоді, коли необхідно забезпечити тривалу надійну безперервну роботу. На роботу свічки запалювання впливають:

- умови в камері згоряння в момент іскроутворення (температура, тиск, склад суміші в зоні іскри);
- теплові якості і конструкція свічки;
- характеристика іскрового розряду;
- умови тепловідведення від свічки;
- розташування свічки в камері згоряння;
- міжелектродний зазор.

Всі ці умови тісно пов'язані з параметрами роботи двигунів. Для забезпечення надійності свічки запалювання дуже важливий добрий від неї тепловідвід. Досвід експлуатації показав, що для забезпечення нормальної роботи температура прокладки під свічкою запалення повинна бути 120–130 °С. Деякі сучасні конструкції двигунів передбачають спеціальне охолодження свічок.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Важливим, особливо у високо форсованих газових двигунах, є підбір міжелектродного зазору. Його в цьому випадку доцільно зменшувати до меж, що допускаються умовами пуску. Цим не тільки можна збільшити термін служби свічки, а й зменшити схильність до детонації і самоспалахуванню. У деяких високо форсованих двигунах міжелектродний зазор дорівнює 0,15 мм.

До другого типу двигунів, що відрізняються за типом займання, відносяться двигуни з **форкамеро - факельним запалюванням**. Раніше вже відзначалися основні переваги такого типу двигунів: робота на збіднених сумішах і можливість наближення ступеня стиснення до дизельної. Форкамерно – факельне запалювання розроблено як засіб підвищення ефективності економічності двигунів із запалюванням від іскри. Одна з основних труднощів при здійсненні форкамеро - факельного запалювання при роботі на бензині - ускладнення системи живлення і сумішоутворення, пов'язане з необхідністю подачі малих доз палива і повітря в строгому дозуванні. Застосування природного газу значно спрощує ці системи.

На рис. 3.1, наведена типова схема живлення форкамери газом двотактних двигунів. Основним елементом схеми служить газовий клапан, через який подається додаткова порція газу, яка продуває форкамеру від залишкових газів і збагачує суміш в форкамері. По своєму виконанню клапан може бути автоматичним або приводним. Головне завдання домогтися у форкамері до моменту подачі іскри суміші належного складу.

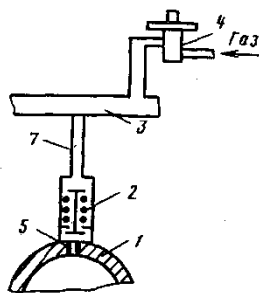


Рисунок 3.1 – Схема живлення газом двотактного двигуна:

- 1 – форкамера; 2 – автоматичний клапан; 3 – колектор форкамерного газу;
4 – редуктор; 5 – жиклер; 6 – предоб'єм; 7 – трубка

Інша особливість при здійсненні форкамерно - факельного запалювання в газових двигунах – підбір оптимальних геометричних параметрів безпосередньо форкамери. Зазвичай об'єм форкамери становить 2 - 6% об'єму основної камери згоряння. Відношення об'єму форкамери V_ϕ до площі каналу f_c , з'єднуючого форкамеру з основною камерою у існуючих газових двигунів становить 15-70. Це важливе відношення уточнюють у кожному випадку окремо. Воно визначає з одного боку далекобійність факела, а з іншого забезпечення надійної продувки форкамери. Так збільшення відношення V_ϕ/f_c веде до значного збільшення далекобійності. Зменшення ж відносини V_ϕ/f_c призводить до «розмитого» факелу, погано запалює суміш.

Для попередження передчасного займання і детонаційного згоряння форкамеру необхідно з достатньою інтенсивністю охолоджувати або з системи охолодження двигуна, або як в стаціонарних газових двигунах, за допомогою індивідуального контуру охолодження форкамер. З цією ж метою доцільно газ з автоматичного клапана спрямовувати на електроди свічок запалювання. Форкамері надають звичайно форму, що сприяє не лише гарній продувці самої форкамери, а й видалення залишкових газів із зони свічок запалювання.

Газодизельний цикл характеризується звичайними залежностями між параметрами, однак внаслідок використання двох видів палива ці залежності мають деяку відмінність.

Одним з важливих питань переходу дизельних двигунів на газодизельний процес є визначення ступеня стиску паливної суміші у двигуні. Вирішальну роль в цьому питанні відіграють максимальний тиск згорання в циліндрі та пов'язані з ними навантаження на кривошипно - шатунний механізм, а також питання детонації. Спільним для газодизельних двигунів є деяке зниження ступеня стиснення в порівнянні з дизельним

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

прототипом. Зазвичай ступень стиснення таких двигунів не нижче 11-12,5, що забезпечує пуск на одному рідкому паливі. Більш високі ступені стиснення реалізуються в більш швидкохідних двигунах. Більш висока ступінь стискування газодизеля робить їх більш економічними, ніж газові двигуни. Якщо для дизелів ступінь стиснення вибирають по можливості більшою з метою досягнення досить високої температури кінця стиснення для надійного самозаймання палива, підвищення к. п. д. і зменшення періоду затримки самозаймання, то при роботі на газі велика ступінь стиснення і пов'язана з цим висока температура сприяють значному зростанню швидкості згоряння, що може призводити до детонації або «жорсткої» роботи двигуна. Детонація виникає, якщо має місце самоспалахування газоповітряної суміші від сильно нагрітих деталей, гарячих відкладень або залишкових продуктів згоряння з високою температурою. Питома потужність при цьому падає, але питома витрата теплоти збільшується.

Основна складність у відпрацюванні газодизельного процесу - це поєднання суперечливих вимог: з одного боку слід обмежувати ступінь стиснення для уникнення детонації, з іншого - ступінь стиску повинна бути достатньою для створення полум'я запального палива. Розв'язання цієї суперечності ускладнюється для двигунів з наддувом, у яких при максимальній потужності, тобто при повному наддуві створюються найбільш сприятливі умови для виникнення детонації, і в той же час на низьких навантаженнях, коли надув незначний, суттєво ускладнюються умови займання.

Крім того, газодизельний процес ускладнює регулювання навантаження. Часто якісне регулювання, що має місце в дизелях без турбонаддува, обмежено при газодизельному процесі межами ефективного збіднення, які, хоча і зменшені у газодизеля у бік бідних сумішей в порівнянні з двигунами з іскровим запалюванням, все ж таки не дозволяють знижувати потужність нижче 25-30% від номінальної. При більш низьких навантаженнях робота

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

двигуна за газодизельним процесом виявляється неможливою і подальша зміна потужності здійснюється зміною подачі дизельного палива.

За способом утворення робочої суміші розрізняють двигуни, що мають зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Зовнішнє сумішоутворення отримало широке поширення на автомобільних і стаціонарних безнаддувних двигунах внаслідок простоти пристроїв для сумішоутворення. Змішувач в таких випадках як правило виконують у формі сопла Вентурі, вбудованого в повітряний тракт. Газ надходить до змішувачів під тиском, можливо близьким до атмосферного з тим, щоб запобігти витoku газу в зовнішнє середовище і проникнення повітря в газопровід. Проте гарна здатність газового палива до сумішоутворення визначила широке застосування внутрішнього сумішоутворення, особливо в великорозмірних двигунах та двигунах з наддувом. При такій системі газ і повітря подаються в циліндри двигуна роздільно. Змішання ж відбувається всередині кожного циліндра.

Найбільш раціонально застосування внутрішнього сумішоутворення при двотактному циклі, тому що це дозволяє уникнути, втрат газу при продувці. Але і у чотиритактних двигунах з наддувом і значним перекриттям клапанів така схема часто є найбільш доцільною. У даному випадку газ подається на початку стиснення після закінчення дозарядки (тобто закриття випускних клапанів). При цьому не потрібно великих рівнів тиску газу. Цей тиск звичайно не перевищує тиск мережі клапанів.

Конструктивні особливості газових двигунів

Особливістю конструкції газових двигунів суднового та тепловозного призначення є система газоподачі, запалення і регулювання. У систему газоподачі входять в якості основних елементів редуктори та регулятори тиску газу, газові змішувачі та дозуючі пристрої на повітря і газ, газовипускні клапани, а також їх привід, колектори або ресивери газу. Всі ці

елементи в основному мають системи як з внутрішнім, так і з зовнішнім сумішоутворенням.

У тому випадку, якщо система газового двигуна працює не від постійного джерела тиску, або працюючи від магістралі вимагає регулювання тиску газу при зміні частоти обертання або потужності двигуна, в схемах газоподачі застосовують пристрої, що забезпечують або просто зниження тиску до необхідного (редуктора), або, поряд зі зміною тиску в залежності від режиму роботи двигуна ще зміна кількості подаваного газу (редуктор - регулятор). У першому випадку застосовують як правило редуктори, що серійно випускаються промисловістю в залежності від необхідної витрати для конкретного двигуна або групи двигунів.

У разі необхідності зміни тиску газу за визначеним законом застосовують автоматичні редуктори - регулятори тиску газу, які або встановлюють на вхідному трубопроводі газу до двигуна, або на трубопроводі того виду газу, який вимагає таких регулювань. Редуктор-регулятор тиску (рис. 3.2) газу складається з редукційного клапана 1 і керуючої діафрагми 4, пов'язаної штоком з клапаном, а також двох дисків 5 і 6. Діафрагма, щільно затиснута з периферії, утворює дві порожнини.

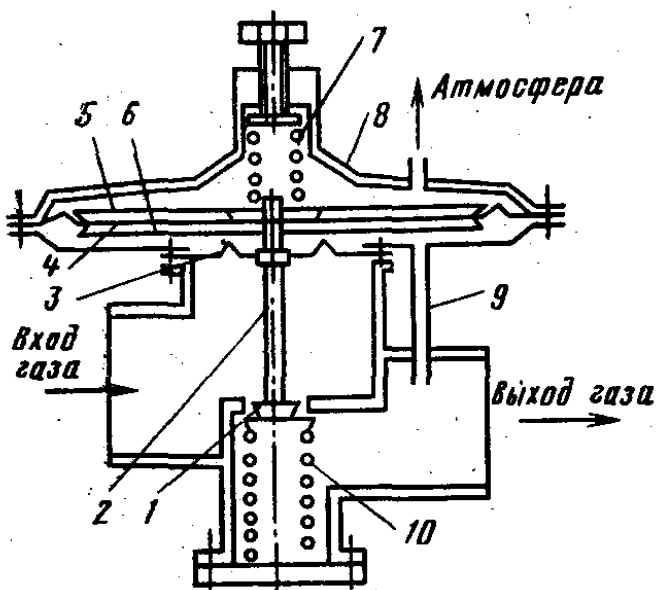


Рисунок 3.2 – Регулятор тиску газу

Верхня повідомляється з атмосферою (може з керуючим тиском). Нижня порожнина зображується малою діафрагмою від газоподаючої порожнини, але спілкується трубкою 9 з газовідвідною порожниною. При працюючому двигуні тиск газу в порожнинах діафрагми дорівнює атмосферному і редукційний клапан закритий пружиною 10. При пуску двигуна в нижній порожнини утворюється розрідження і клапан 1 відкривається. При зростанні тиску в газоотвідній порожнини внаслідок невідповідності між кількістю газу, що споживаються двигуном і кількістю, що поступає через редукційний клапан, діафрагма, прогинається вгору, закриває клапан, і кількість газу, що надходить зменшується.

Змішувальні пристрої застосовують у двигунів з зовнішнім сумішоутворенням. Змішувач може бути загальним для всього двигуна або індивідуальним для кожного циліндра. Другий тип частіше зустрічається у двигунів, що мають відносно великі розміри циліндра. При використанні одного сумішеутворювача для живлення багатциліндрового двигуна важко зберегти однакове наповнення циліндрів через різницю опору на впуску, а також однаковий склад суміші.

Навантаження по циліндрах в цьому випадку розподіляється нерівномірно. Крім того, це може викликати, при неполадках в системі газорозподілу, небезпеку вибухів. Тому змішувачі, загальні для всього двигуна, звичайно застосовують у двигунах невеликої потужності і мають достатньо короткі впускні колектори. Такого роду змішувачі встановлюють на автомобільних газових двигунах.

Змішувачі можуть бути виконані у вигляді особливих клапанів або у вигляді особливих пристосувань, розташованих у безпосередній близькості від головок циліндрів двигуна і з'єднаний короткими трубопроводами з впускним каналом голівки. Найбільш раціональним слід визнати пристрій газозмішуючого клапану, проте цей пристрій ускладнює конвертацію двигуна, вимагаючи або доопрацювання голівки, або розроблення

спеціального газозмішуючого клапану. Змішувальний клапан повинен забезпечити не тільки максимальне наповнення циліндра, але і створити найкращі умови для перемішування повітря і газу.

У клапані-змішувачі (рис. 3.3) газ і повітря змішуються над головкою впускного клапана 1, який приводиться в дію звичайним способом за допомогою коромисла та штанги з штовхачем від кулачка розподільного валу. На стрижні впускного клапана посаджений газовий клапан 2, віджимається вгору пружиною 3 та перекриває отвір для проходу газу. При натисканні коромисла на стрижень впускного клапана він починає відкриватися і в циліндр поступає спочатку тільки повітря.

При подальшому відкритті клапана стопорне кільце 4 відкриває газовий клапан, і в циліндр надходить суміш газу та повітря, що утворюється безпосередньо перед впускним клапаном. Запізнення відкриття газового клапана визначається зазором між уступом і газовим клапаном. Цей зазор дозволяє встановити фази відкриття так, щоб виключити можливість зворотного спалаху. Повітря, що надходить на початку впуску, забезпечує продувку циліндра.

Потужність у газових двигунах регулюють за допомогою дросельних заслінок або золотникових дозаторів, що встановлюються на підвідних газових і повітряних трубопроводах. Потужність інколи регулюють зміною часу - перетину впускного клапана і відповідно кількістю, що надходить в циліндр суміші. Регулювання кількості свіжої суміші зміною ходу клапана-змішувача складніше, ніж дросельними заслінками. Регулятор в цьому випадку повинен обов'язково мати сервомотор для подолання значних зусиль. Крім того, зміна ходу клапана вносить ряд істотних труднощів у схему керування газового двигуна. До переваг такої схеми належить відсутність горючої суміші між регулюючими органами і циліндром двигуна. У разі регулювання дросельними заслінками або дозаторами між ними і циліндром залишається нерегульований обсяг газу і повітря, що створює

певну інерційність і викликає запізнювання дії регулятора при зміні робочих режимів двигунів. Це дуже важливо у випадку використання газового двигуна, як силової частини мотор-генератора.

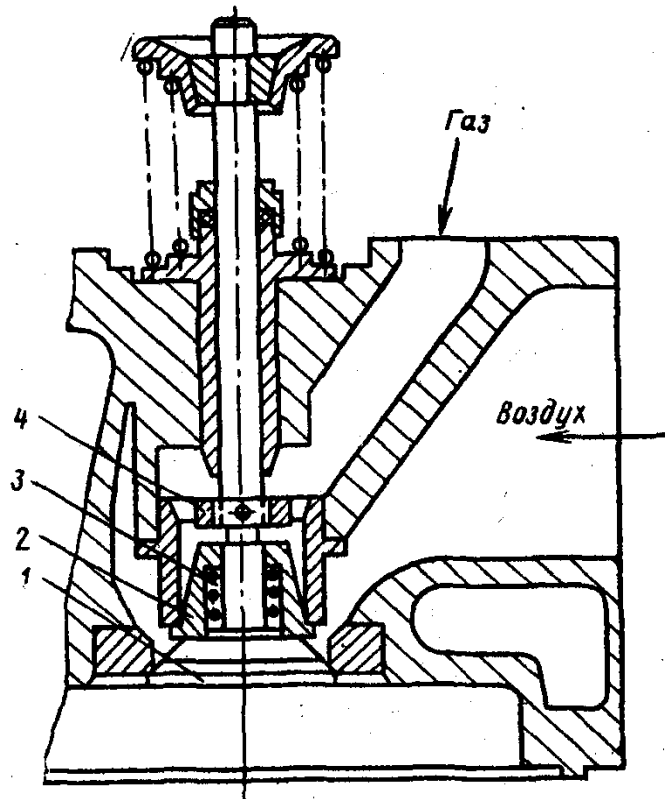


Рисунок 3.3 – Клапан – змішувач

Таким чином, в результаті зробленого аналізу використання газоподібного палива визначені основні властивості застосовуваних газів і особливості конструкції газових двигунів. Також було з'ясовано, що єдиним економічно виправданим паливом в даний час є природний газ, який можна застосовувати без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу - промислової підготовки.

Визначено, що для двигуна 6ЧН 12/14 найефективнішою буде форкамеро - факельне запалювання, яке характеризується роботою на збіднених сумішах і можливістю наближення ступеня стиснення до дизельної.

3.2 Розробка системи подачі та впорскування газового палива

Аналіз результатів експериментальних досліджень і дослідно-промислових випробувань газодизелів різних модифікацій показує, що основний недолік таких машин – це необхідність мати і витратити одночасно два види палива. На відміну від двохпаливного двигуна з іскровим запалюванням для роботи на газовому паливі потрібно обов'язково споживати дизельне паливо. Тому більш доцільна концепція двохпаливного дизельно-газового двигуна, здатного працювати на кожному виді палива окремо [8, 9].

Такий двигун повинен бути оснащений як дизельною паливною апаратурою, так і системою подачі газу спільно з системою іскрового запалювання. Для реалізації цієї концепції необхідно вирішити завдання захисту дизельних форсунок від впливу горючих газів в період роботи двигуна на газовому паливі. Дослідження показують, що ця проблема може бути вирішена рециркуляцією дизельного палива по форсунках без організації уприскування, який допускається здійснювати при відключенні подачі газу.

На відміну від газодизельних, дизельно-газові двигуни допускають поперемінну роботу як на дизельному, так і на газовому паливі, в той час як газодизель завжди вимагає дизельного палива і не може працювати на чисто газовому циклу.

У даному дипломному проекті розробляється саме такий дизельно-газовий двигун, який дозволяє шляхом простої заміни системи паливоподачі і підключенням системи запалювання (в умовах експлуатації приблизно за 36 год) переводити двигун на роботу з газового або дизельного циклу. Це властивість швидкого конвертування відповідає вимогам де необхідна робота на двох видах палив. При цьому забезпечується перехід з одного виду палива на інший за допомогою уніфікованих комплектів дизельної та газової

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

паливної апаратури з взаємозамінними основними вузлами, а також системою запалювання, якій забезпечений двигун. При переході з дизельного палива на газоподібне, замість дизельної форсунки встановлюється взаємозамінна форкамера об'ємом $V_{\phi} = 20 - 35\%$ від обсягу камери згоряння, що призводить до зниження ступеня стиснення до рівня, що забезпечує бездетонаційне згорання газоподібного палива.

Форкамера (рис. 3.4) складається з циліндричної частини 2 з конусним наконечником 1 і камерою 3, що має отвір 4 під свічку запалювання і отвір 5 під самодіючий газовий клапан. Форкамеру виконана з охолоджуючим кожухом.

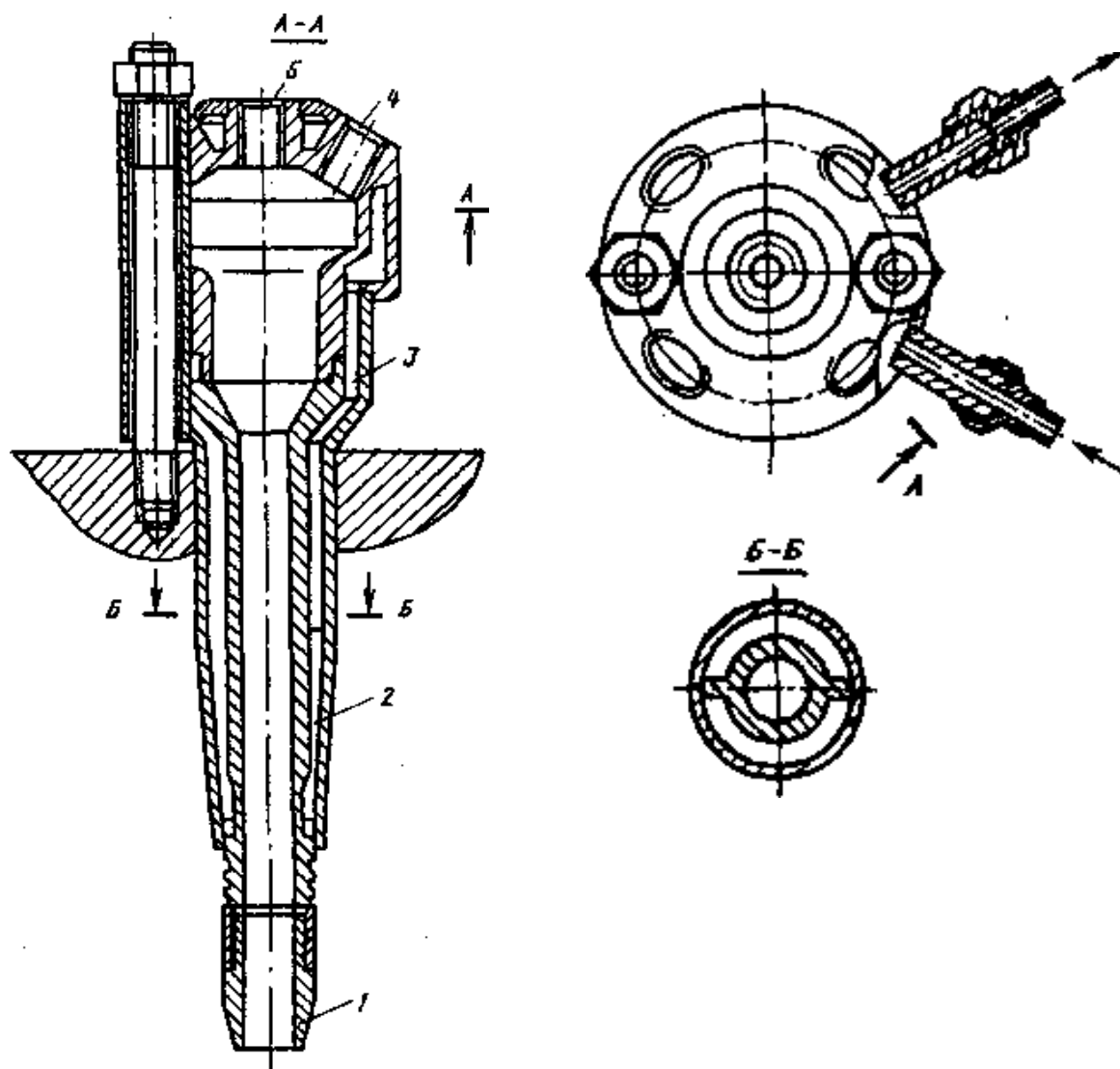


Рисунок 3.4 – Форкамера

Потужний факел, що викидається з форкамери, дозволяє отримати стійкий робочий процес навіть на режимах холостого ходу і малих навантаженнях.

Замість плунжерної пари дизельного палива в паливний насос встановлюється дозатор плунжерного типу газового палива (рис. 3.5), що складається з втулки 1 з газопідводячими отворами 2 і плунжера 3 з вікнами 4, що забезпечують лінійну залежність між кількістю подаваного газового палива і переміщенням рейки регулятора (не відображено). Для запобігання витоків газового палива передбачені кільцеві проточки 5 і чепцеве ущільнення 6.

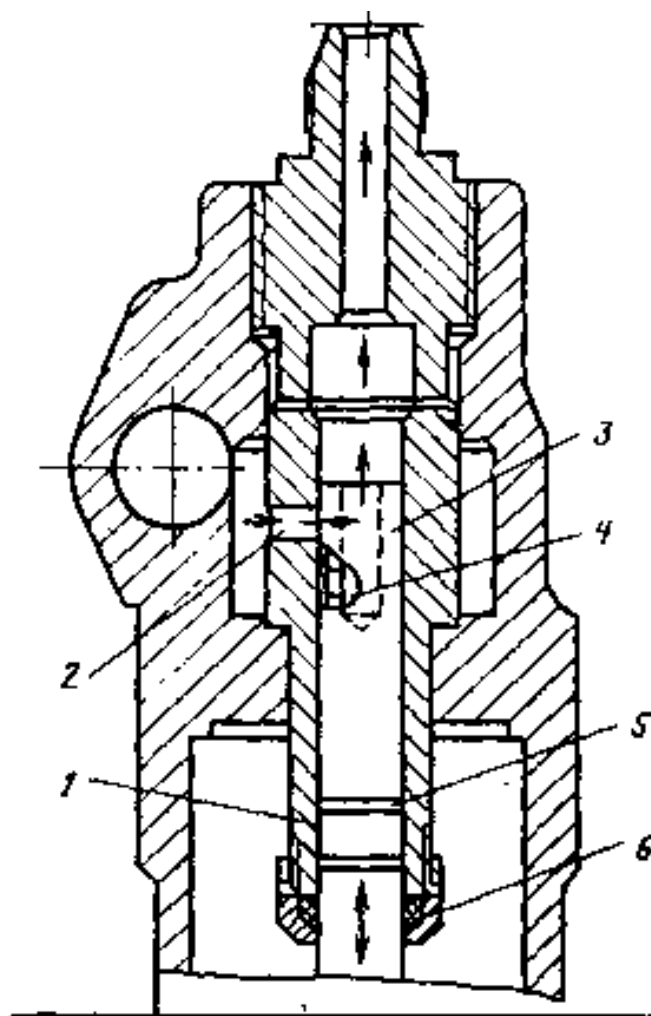


Рисунок 3.5 – Секція паливного насоса з дозатором газового палива

Кулачки паливного насоса повертаються на $160 - 180^\circ$ що дозволяє подати паливний газ на початку такту впуску. Таким чином, конструктивно газова модифікація виконана так, що в базовий дизель не вноситься практично ніяких змін, що дозволяє переводити на природний газ будь-який серійний дизель без доробок його деталей.

Принципова схема системи паливоподачі, регулювання та запуску дизельно-газового двигуна 6ЧН 12/14 представлена на рис. 3.6. Після редукторів паливний газ потрапляє в ресивер 1, звідки роздається патрубками 2 по індивідуальним вузлам паливоподачі, кожен з яких включає дозатор 3 та приводимий кулачком 10 газовий клапан 11. Від клапана газ по патрубку 9 підводиться до змішувального пристрою 8, де перемішується з повітрям. Газоповітряна суміш з повітряного ресивера 7 вводиться в циліндр двигуна через клапан 6, який в дизелі служить для впуску повітря. Поряд з системою подачі основного паливного газу є автономна система подачі форкамерно газу. Редуктор газу 18 підтримує в ресивері форкамерно газу 19 змінний тиск залежно від тиску продувочного повітря P_k , що дозволяє забезпечити оптимальне співвідношення повітря, і газу в форкамері 5, куди газ потрапляє через автоматичний клапан 4, а також закидається разом з повітрям з циліндра двигуна. Система паливоподачі має спеціальні пристрої, що забезпечують плавний запуск двигуна, прогрів і прийом навантаження.

Робота системи паливоподачі при запуску здійснюється наступним чином: при досягненні двигуном мінімальної пускової частоти обертання закривають кран 16 випуску газу на свічку і відкривають паливний кран 17, підбиваючи газ до регулятора тиску 15 і задаючому редуктора пуску 14. Регулятор тиску газу 15 закрит, а редуктор пуску 14 попередньо налаштовується так, щоб тиск після нього не перевищував оптимального, необхідного для успішного досягнення стійкої частоти обертання холостого ходу.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

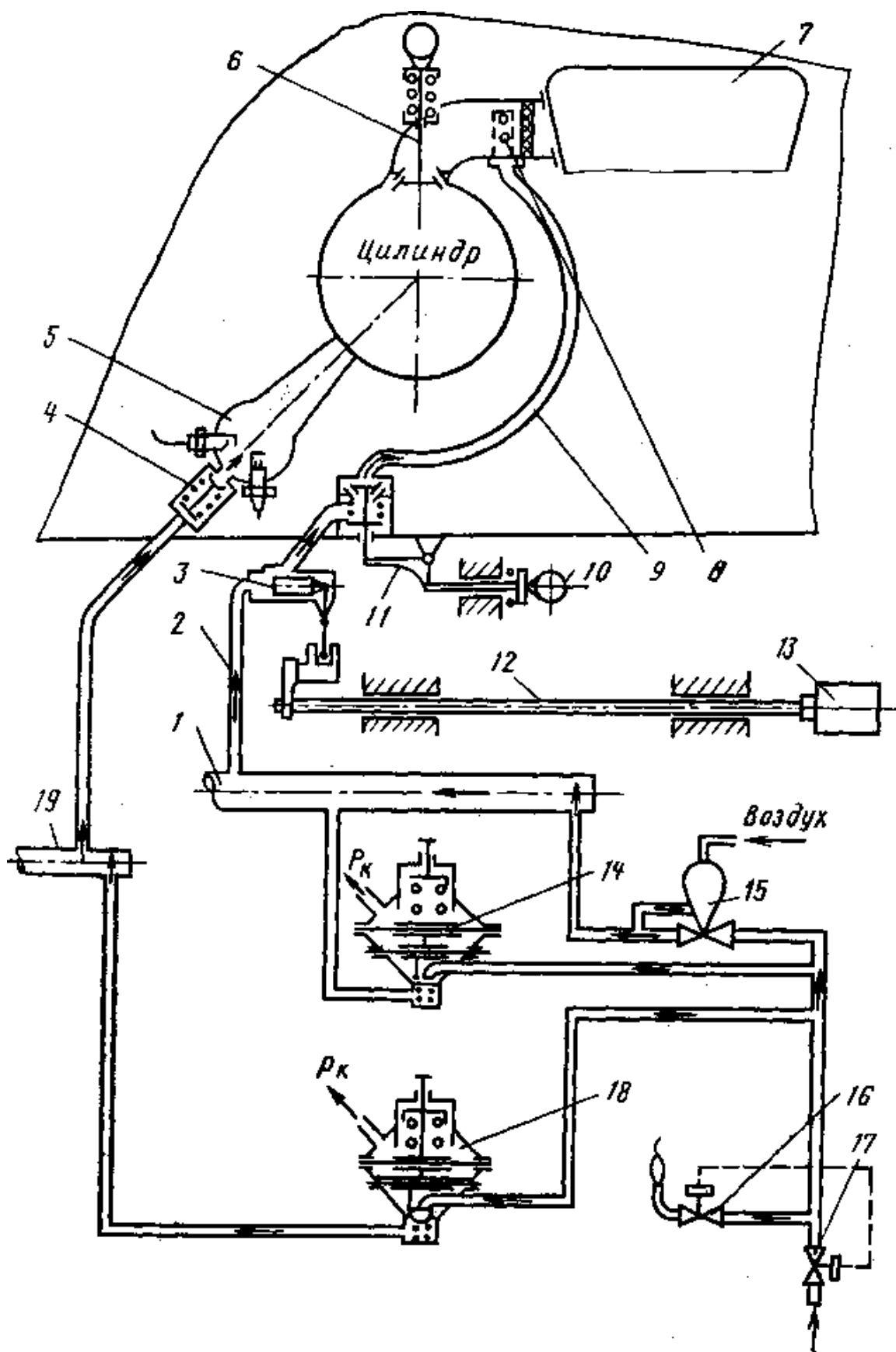


Рисунок 3.6 – Принципова схема системи паливоподачі двигуна 6ЧН 12/14

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ

Аркуш

60

Редуктор паливного газу підтримує тиск в паливному ресивері на заданому рівні незалежно від зміни тиску паливного газу в магістралі за рахунок наявності негативного зворотного зв'язку.

Після пуску двигуна відкривається командою керуючого повітря регулятор 15.

Таким чином, тиск і витрата паливного газу збільшуються східчасто: на першому етапі пуску двигуна тиск в паливному ресивері 1 наростає від нуля до заданого оптимального, необхідного для забезпечення стійкої частоти обертання холостого ходу, а на другому етапі тиск паливного газу в паливному ресивері 1 піднімається до номінального за законом, що задається регулятором 15.

Під час пуску всі дозатори 3 повністю відкриваються за допомогою тяги 12 регулятором частоти обертання 13 і паливний газ надходить до газовпускних клапанів і далі в циліндр двигуна.

При тиску 0,04-0,05 МПа двигун починає розвивати частоту обертання трохи більшу, ніж задану регулятором частоти обертання, і включається в процес регулювання.

Одна з основних характеристик форкамери-діапазон допустимих змін тиску газу на вході в автоматичний клапан. Переважні при всіх обставинах досить широкі діапазони тисків на холостому ходу і під навантаженням.

Тиск газу на вході в форкамеру обумовлюється допустимими за умовами стійкого займання $\alpha_{\min}$ та $\alpha_{\max}$, залежить від коефіцієнта надлишку повітря в циліндрі і ряду конструктивних показників. Співвідношення параметрів $\alpha_{\text{ц}}$ (коефіцієнта надлишку повітря в циліндрі) та $\alpha_{\text{ф}}$ (коефіцієнта надлишку повітря в форкамері) в момент проскакування іскри виражається залежністю:

$$\alpha_{\text{ф}} = \frac{\left(\frac{G_{\text{ф.с}}}{G_{\text{ф.м}}} - 1 \right)}{\left(\frac{G_{\text{ф.с}}}{G_{\text{ф.м}} \cdot \alpha_{\text{ц}}} + L_0 \right)}$$

де $G_{\phi.c}$ – кількість суміші в форкамері в момент проскакування іскри на свічці запалювання;

$G_{\phi.m}$ – кількість газу в форкамері в кінці продувки і наповнення форкамери, тобто в момент закриття автоматичного клапана форкамери;

L_0 — теоретично необхідну кількість повітря, кг/кг палива.

Або з урахуванням коефіцієнта залишкових газів

$$\alpha_{\phi} = \frac{\left(\frac{G_{\phi.c}}{G_{\phi.m}} - \frac{1}{1 - \gamma_{\phi}} \right)}{\left(\frac{G_{\phi.c}}{G_{\phi.m} \cdot \alpha_{\gamma}} + L_0 \cdot (1 + \gamma_{\gamma}) \right)}$$

де γ_{γ} и γ_{ϕ} — коефіцієнти залишкових газів у циліндрі і форкамері.

Простота конструктивних рішень дозволяє сподіватися на високу надійність в роботі дизельно-газової модифікації двигуна.

У двигунах малої розмірності, при малих розмірах форкамери (3-7% від обсягу камери згорання), можна очікувати бездетонаційну роботу на природному газі при характерному ступені стиснення і коефіцієнті надлишку повітря більше 1,5. Це дозволить отримати однакові показники роботи двигуна на дизельному і газовому пальному.

Найбільш слабкою складовою частиною такого двигуна слід вважати свічки запалювання. При тиску в циліндрі двигуна в момент проходження іскри більше 3 МПа напруга пробою перевищить 25 кВ, що призводить до низької довговічності свічки. Для дизельно-газових двигунів мають бути розроблені спеціальні свічки.

Таким чином, можна відзначити, що технічний рівень розробок дизельних двигунів на газовому паливі відповідає рівню пропонованих вимог.

Грунтуючись на вітчизняному та зарубіжному досвіді можна намітити два перспективні напрямки у створенні двофазових двигунів. **Першим**, більш реальним для здійснення в короткі терміни є розробка газодизельних

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

модифікацій двигунів, наявних в експлуатації і знаходяться на виробництві. За всіма технічними показниками такі двигуни можуть бути не гірше базового дизеля, а при подачі газу під високим тиском навіть перевершувати останній. У застосуванні до транспортних засобів, де має місце потреба в широкому діапазоні регулювання потужності, цей процес має супроводжуватися відключенням циліндрів, що дозволить, зберігати витрата дизельного палива на малому відносному рівні у всьому діапазоні реалізованих потужностей.

Для вирішення цього завдання має бути розроблена газоподаюча паливна апаратура й модернізована дизельна паливна апаратура для можливості надійної роботи при малих подачах дизельного палива [10, 11].

Другий напрямок – це розробка нових конструкцій двигунів, що мають змінне оснащення для здійснення або дизельного робочого процесу, або чисто газового з іскровим форкамерно-факельним запалюванням. При цьому можливий варіант оснащення двигуна одночасно і газової, і дизельної оснащеннями, що дозволить переходити з дизельного на газове паливо і назад без зупинки двигуна [12].

Розрахунок газового змішувача

При розрахунку змішувача визначається наступні розміри:

d_1 – діаметр патрубку для постачання газоподібної суміші в циліндри двигуна;

d_2 – діаметр патрубку, через який постачається в змішувач газ;

d_3 – діаметр патрубку для постачання в змішувач повітря.

Об’ємна витрата робочої суміші:

$$G_{\text{сум}} = 0,03 \cdot \eta_n \cdot V_d \cdot n = 0,03 \cdot 0,888 \cdot 9,5 \cdot 1500 = 379,6 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $\eta_n = 0,888$ – коефіцієнт наповнення;

$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання колінчастого валу;

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$V_{\text{л}} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^{-6}} = \frac{3,1415 \cdot 0,12^2 \cdot 0,14 \cdot 6}{4 \cdot 10^{-3}} = 9,5 \text{ л} - \text{сумарний об'єм циліндрів}$$

двигуна;

$$d_1 = \sqrt{\frac{G_{\text{сум}}}{28300 \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{379,6}{28300 \cdot 20}} = 0,026 \text{ м},$$

де $\omega = 20 \text{ м/с}$ – швидкість газоповітряної суміші.

Діаметр патрубку, через який постачається в змішувач газ дорівнює діаметру патрубка для постачання газоподібної суміші в циліндри двигуна, тобто $d_2 = d_1 = 0,026 \text{ м}$.

$$d_3 = 1,88 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot P_0 \cdot \varphi \cdot G_{\text{сум}}}{(P_0 - \Delta P) \cdot (1,11 + \varphi) \cdot \omega_1}}$$

де $\varphi = 1,3$ – коефіцієнт зміщення;

P_0 – тиск навколишнього середовища;

$\Delta P = 0,035 \text{ МПа}$ – розрідження газу перед змішувачем;

$\omega_1 = 1,19 \cdot \sqrt{\Delta P - 1,5 \cdot H_0}$ – швидкість повітря;

$H_0 = \alpha \cdot G_{\text{нов}}$ – опір повітреочишувача;

де $\alpha = 0,003$ – коефіцієнт, що характеризує опір повітреочишувача;

$G_{\text{нов}} = \frac{\varphi \cdot G_{\text{сум}}}{1,11 + \varphi}$ – об'ємна витрата повітря $\text{м}^3/\text{год}$.

$$G_{\text{нов}} = \frac{1,3 \cdot 379,6}{1,11 + 1,3} = 203,1 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$H_0 = 0,003 \cdot 203,1 = 0,6 \text{ кПа};$$

$$\omega_1 = 1,19 \cdot \sqrt{35 - 1,5 \cdot 0,6} = 6,95 \text{ м/с};$$

$$d_3 = 1,88 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot 0,1013 \cdot 1,3 \cdot 379,6}{(0,1013 - 0,035) \cdot (1,11 + 1,3) \cdot 6,95}} = 0,038 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Охорона праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів [13].

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

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

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

За ДСТУ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

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

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

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

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

Електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

16.Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

17.Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.

18.Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

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

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

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

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

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

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

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1–Санітарні норми шуму

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

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

Таблиця 4.2 – Санітарні норми вібрації

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації

Рівень шуму вироблений двигуном 6ЧН 12/14 визначається по формулі:

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

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

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

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 100$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(1500 + 100^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1500}{1500}\right) \right] = 85,80, \text{Дб}$$

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

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

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

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН 12/14 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 1500$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1500 \cdot 100^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 100}{1500} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{1500}{100}} + 30 \lg \left(\frac{1500}{1500} \right) \right) = 75,04 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

- підбір поршнів і шатунів по вагових групах;
- використання маховика для урівноваження сил інерції;
- урівноваження неуврівноважених мас за допомогою противаг.

Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

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

Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Перед пуском дизеля необхідно дотримувати наступні правила:

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох обертів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

4.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів [14].

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

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

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У *третю групу* входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в серцево – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизових оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизових; до 0,002 – утворення *метагемоглобіна*; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У *п'яту групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизових оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У шосту групу виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (углерода вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є *окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання*.

Для бензинових двигунів такими є *окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів)*. Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Диоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримка в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару +14 °C), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так називаного парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є *смог*. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Розрізняють три основних типи смогу:

- *смог крижаний (аляскинського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель туману і пари опалювальних систем;

- *просто смог (лондонського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель туману;

- *смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий)* – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту,

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

перекис ацетилнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіологічні – поведінкові ознаки.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидів азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив газів двигунів, що відробили, на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

Основні способи зниження токсичності і димності ВГ

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згорання, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах [15]. Це зменшує викид СО на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатоканальні карбюратори, системи упорскування

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO .

Рециркуляція ВГ

Невелику кількість ВГ (10 – 12 %) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (по іншим даним до 20%). Це дозволяє знизити викиди NO_x приблизно вдвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння (по іншим даним на 40 – 50%). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згоряння внаслідок розведення пальної суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, що, відповідно, зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно трохи знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH у цьому випадку може небагато зростати через погіршення процесу згоряння. Вважають, що рециркуляція вигідніше на неномінальних режимах, хоча тут і так викиди NO_x невеликі. Рециркуляція ВГ більш ефективна для двигунів з камерою в поршні, чим для двигунів з розділеними камерами.

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Додавки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетилсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40 – 90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфиду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Застосування бензинів з малим змістом тетраетілсвинця дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити в кілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також трохи знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація ВГ

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (масло, паливо, вода, кислоти). Останні нейтралізатори застосовуються порівняно рідко і здебільшого для стаціонарних установок.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						79
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням кафедри виконаний проект чотирьохтактного високообертового газового двигуна на базі дизеля 6ЧН 12/14 потужністю 100 кВт з розробкою паливної системи.

При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу, теплового балансу та динамічних навантажень. В результаті розрахунків динаміки встановлено, що діючі сили не перевищують аналогічні у двигуні-прототипу. Можна прийняти, що проєктований двигун не потребує конструктивних змін основних деталей руху.

Була розроблена паливна система двигуна з впорскуванням газу за допомогою форкамери, яка забезпечує високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

В розділі охорони праці та охорони навколишнього середовища проведені розрахунки та викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна в цілому.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник /В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: 2015. -332с.
2. Дьяченко В.Г. Основи теорії робочих процесів в двигунах внутрішнього згоряння. - Київ: УМК ВО, 1988. - 95 с.
3. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 „Екологізація ДВЗ”. – Харків: „Прапор”, 2004.
4. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
5. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003.- 328с.
6. Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун, А.О. Копач, Л.П. Мержиєвська. Екологія автомобільного транспорту: Навчальний посібник - К.: Основа, 2002.-312с.
7. Kuiken, K. Diesel Engines for ship propulsion power plants. Target global Energy Training / Kees Kuiken. – Onne, The Neterlands, 2008.
8. Woodyard, D. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines [Text] / Dous Woodyard. – London, 2004. – 887 p.
9. Roy B., Wankhede A. A guide to 2-Stoke Marine Engine Components. Marine Insight. – 2013, 104 p.
10. Пильов В.О., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Серія підручників у 6 томах. Том 4. Основи САПР Підручник. – Харків: Прапор, 2004. — 336 с. — ISBN: 966-8690-03-6
11. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Том 2. Доводка

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						81
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин.
Підручник. — Харків: Прапор, 2004. — 288 с. — ISBN 966-7880-96-6.

12. Абрамчук Ф.І., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том.6. Надійність ДВЗ. Підручник. - Харьков, 2004. 421 с.

					ПННІ НУК 131.61.23.25.ПЗ	Аркуш
						82
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		