

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: Дослідження впливу застосування альтернативного палива на ефективні показники 4-тактного автомобільного дизельного двигуна без наддуву, потужністю 42 кВт.

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-22з

_____ ***Богинська Л.В.***

(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***

(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Розроблена відповідно до завдання кваліфікаційна робота містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по двигуну ЗЧН10,5/12 і детальну розробку конструкції форсунки. Кваліфікаційна робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 6 листів формату А1, технологічного процесу складання форсунки.

Двигун Д-130 потужністю 44 кВт встановлюється на автомобілі невеликої вантажопід'ємності та легкі трактори.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам проектного двигуна ($P_e=42$ кВт) визначено двигун – прототип Д-130 ($P_e=33,1$ кВт при $n=2000 \text{ хв}^{-1}$) і виконані розрахунки робочого циклу.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Значне місце в дипломному проекті зайняла розробка конструкції електронно-гидравлічної форсунки, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню рівномірності роботи. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої конструкції та виконане обґрунтування запропонованої.

В технологічному розділі кваліфікаційної роботи розроблено технологічний процес складання форсунки. В ході цієї розробки складено маршрутний технологічний процес складання, визначено час на виконання кожної операції складання.

Враховуючи те, що запроектований двигун є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в кваліфікаційній роботі відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

Abstracts.

The qualification work developed in accordance with the assignment contains the necessary design drawings, calculation and explanatory materials for the 3CHN10.5/12 engine and a detailed development of the injector design. The qualification work is a text document in the form of an explanatory note and a graphic design part of the project with a total of 6 sheets of A1 format, the technological process of assembling the injector. The D-130 engine with a capacity of 44 kW is installed on light-duty vehicles and light tractors.

In the second section of the qualification work, according to the specified output parameters of the designed engine ($P = 42 \text{ kW}$), the engine - prototype D-130 ($P = 33.1 \text{ kW}$ at $n = 2000 \text{ min}^{-1}$) was determined and the work cycle calculations were performed.

Based on the results of the workflow calculations, an indicator diagram of the actual work cycle and diagrams of the forces acting on the CMM parts were constructed, the values of which were found in the dynamic calculation of the engine.

A significant place in the diploma project was taken by the development of the design of an electronic hydraulic injector, which ensures increased reliability and resource performance of the engine by improving the uniformity of operation. The explanatory note provides a detailed description of the designed structure and justification of the proposed design.

In the technological section of the qualification work, a technological process for assembling the injector was developed. In the course of this development, a route technological process of assembly was drawn up, and the time for each assembly operation was determined.

Taking into account that the designed engine is a source of noise and vibration, much attention in the qualification work is paid to the development of measures to reduce the negative impact of its operation on the operating personnel and the environment.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Опис конструкції базового двигуна	9
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектованого двигуна	16
2.2 Визначення параметрів робочого циклу проектованого двигуна.	17
2.3 Розрахунок теплового балансу проектованого двигуна	30
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	35
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	39
2.6 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу	46
РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів	47
3.2 Опис конструкції та розрахунок проектованої форсунки	48
3.3 Вимоги до технологічності вузла	63
3.4 Аналіз технологічності складання штифтової форсунки	65
3.5 Оцінка технологічності складання штифтової форсунки:	66
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном.	68
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації	70
4.3 Висновки по розділу	72

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ									
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата										
Розробив		Шмалько А.Г.			Пояснювальна записка				Літера		Лист	Листів		
Перевірів		Нестеренко В.В							н		з		76	
Рецензент		Дубовець А.І.							61-ТЕМмгз-22з					
Н. контр		Нестеренко В.В												
Затвердив		Нестеренко В.В												

ВИСНОВКИ
ЛІТЕРАТУРА

74
76

ДОДАТКИ:

- Додаток 1 Специфікація двигуна Д-130
- Додаток 2 Поперечний переріз двигуна Д130
- Додаток 3 Поздовжній переріз двигуна Д-130
- Додаток 4 Схема сил, що діють в КШМ, індикаторна діаграма
- Додаток 5 Схема паливної системи двигуна Д-130
- Додаток 6 Специфікація форсунки
- Додаток 7 Форсунка електрогідравлічна
- Додаток 8 Корпус розпилювача форсунки
- Додаток 9 Технологічний процес складання форсунки

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

З кожним роком у світі і в Україні зростає кількість автотранспортних засобів, значна частина яких обладнана двигунами, що працюють за дизельним циклом. Крім того, у зв'язку зі збільшенням ціни на дизельне паливо (ДП) приділяється все більше уваги питанням зменшення витрат на експлуатацію автотранспортних засобів. Тому впродовж останніх десятиліть не зменшується інтерес до пошуку палив для часткової або повної заміни традиційних моторних палив та для зменшення шкідливих викидів (ШВ) у відпрацьованих газах (ВГ) [1,2]. Ведуться пошуки різних альтернативних видів палива, які могли б використовувати в двигунах внутрішнього згоряння, таких як газохол (90% бензину + 10% етилового спирту), водень, спиртові палива (метанол та етанол), газові палива (етан, пропан, бутан та метан), а також біопалива (біогаз та біодизель, для виробництва якого використовують олії соняшнику, сої, ріжю, льону та ріпаку).

В Україні спостерігається тенденція: як тільки ціна нафти перевищує \$100 за барель, з боку бізнесу підвищується зацікавленість до виробництва біопалива. Така ситуація була у 2008 р., коли нафта коштувала \$147,5 за барель — тоді аграрії активно почали цікавитись, як саме виготовляти альтернативне пальне і сумішеві види. Та вже через два роки, коли ціна на паливо почала знижуватися, інтерес зник. Зараз ситуація повторюється, бо ми залежні від імпортного палива.

Біодизель — екологічно чистий вид палива або паливна добавка. Для його виробництва використовують соняшникову, ріпакову олію чи тваринний жир. Експерти наголошують, що з 1 га ріпаку можна отримати більше 1 т біодизеля. Але, щоб відбулася реакція і біодизель мав такі ж самі характеристики, що і звичайний, потрібно додавати до олії метиловий або етиловий спирт. Перший більш поширений, бо коштує дешевше.

За своїми характеристиками біодизель повністю відповідає традиційному дизельному пальному з нафти. В ЄС такий вид палива користується попитом через

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

екологічність. По-перше, двигуни внутрішнього згоряння на такому пальному викидають у повітря менше діоксиду вуглецю (приблизно на 80%), і у вихлопі відсутній діоксид сірки. По-друге, при потраплянні у ґрунт чи воду, впродовж місяця розкладається на біокомпоненти.

Біодизель можна використовувати в чистому вигляді (B100). Та більш популярним є сумішевий вид, коли до звичайного дизпалива додають 10% чи 20% біодизеля (B10 і B20). За словами члена громадської організації «Асоціація аграрних інженерів» Павла Гринько, сумішевий вид біодизеля можна використовувати при будь-якій температурі повітря.

Один недолік — таке пальне потребує додаткової підготовки паливних систем та заміни фільтруючих елементів. Крім того, біодизель агресивний по відношенню до гумових деталей, тому двигуни доводиться модифікувати.

Є два шляхи виробництва біопалива. Перший — побудувати сертифікований завод. В Україні таких налічується близько 14. Один із них, наприклад, функціонує на Львівщині. Його було побудовано у 2014 р. на базі господарства «Кільган І.С.». Керівник господарства брав участь в міжнародному проекті ЮНІДО при ООН і отримав нову італійську лінію вартістю \$ 450 тис., яка переробляє олію на біопаливо. В якості сировини на заводі використовують ріпак. Потужності заводу дозволяють виготовляти близько 25 тис. т біодизелю в рік. Залишки біодизеля, які не пішли на власне споживання, можна або продавати на внутрішній ринок, або, якщо є відповідний сертифікат, експортувати у країни ЄС, де сумішеві види палива є обов'язковими. До речі, досить розвинена ця галузь в Чехії та Польщі, які закупляють український ріпак і вироблене з нього біопаливо поставляють потім у країни ЄС.

Ось приклад того, як працюють заводи по виготовленню сумішевих видів палива в ЄС. Там поруч з нафтопереробними заводами працюють біоетанольні заводи, де на біоетанол переробляють кукурудзу (закуплену в Україні). Паралельно стоять лінії по переробці насіння ріпаку на олію (насіння теж закуплене в Україні). Вироблені біоетанол та біодизель трубопроводом подають на нафтопереробні

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заводи для змішування і отримання сумішевих видів палива з подальшою їх реалізацією.

Тут ще потрібно пояснити про біоетанол. По суті, це технічний етиловий спирт з дуже малим вмістом води. Його виготовляють із цукровмісних, крохмалевмісних та зернових культур і використовують як суміш зі звичайним бензином.

За оцінками «НДІ альтернативних палив», Україна може виготовляти в рік мінімум по 0,5 млн т біодизеля і біоетанолу. Для цього потрібно 1,5 млн т насіння ріпака, вирощеного на площі 0,5 млн га.

Що нам говорять дані Мінагрополітики? У 2022 р. в Україні посів озимого ріпака проведено на площі 1 млн 24 тис. га, що на 143 тис. га більше від показника 2021 р. (мова йде про контрольовані території). Рекордні площі посівів озимого ріпака були у 2019 р. — 1,292 млн га. При цьому під ярий ріпак щороку відводиться площа у межах 40 тис. га.

Тобто, загалом збільшити площі під ріпаком в Україні — не проблема. Проблема — виробляти олію на продаж для виробництва біопалива та експортувати його, бо для цього поки не створено ні економічних, ні законодавчих умов.

Чому так і що потрібно зробити, пояснює Павло Гринько. Наразі біодизель обкладається митом – майже €158 на 1 т. Свого часу закон, який би скасував мито, не набув такої актуальності в порівнянні з нафтовим паливом. Зараз з боку влади почалися кроки по приведенню законодавчої бази у відповідність до європейських вимог щодо використання сумішевих видів палива.

Зокрема, на початку квітня цього року Верховна Рада ухвалила за основу законопроект №7233, яким передбачається зниження ПДВ на альтернативні види палива. Документ передбачає:

- зниження податку на додану вартість (ПДВ) на альтернативне паливо з 20% до 7%;

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- обнуління акцизу на біоетанол, що використовується підприємствами для виробництва бензинів моторних сумішевих із вмістом біоетанолу, етил-трет-бутилового етеру (ЕТБЕ), інших добавок на основі біоетанолу.

Без державного втручання виробити та реалізувати біопаливо буде складно. Крім того, якщо на законодавчому рівні буде прийнято відповідне рішення, щодо обов'язково використання сумішевих видів палива, то на біодизель буде стабільний попит.

В даній кваліфікаційній роботі запропоновано зміну виду палива двигуна з удосконаленням конструкції поршня.

Мета роботи - дослідження індикаторних та ефективних показників газового двигуна при використанні біодизеля в якості пального.

Завданням роботи є розрахунок робочого процесу дизельного двигуна, який працює на біодизелі, аналітичним методом. Визначення впливу виду палива на ефективні та індикаторні показники двигуна, що проектується, в порівнянні з двигуном-прототипом, а також розробка конструкції форсунки.

Об'єкт дослідження - дизельний двигун Д-130 (ЗЧ10,5/12).

Апробація результатів дослідження – «Перспективи застосування альтернативних дешевих низькоякісних палив у судових дизелях» - доповідь на XI студентський науково-практичний форум «Енергозбереження як енергетична безпека України», що відбулася 22 грудня 2023 року в Первомайському навчально-науковому інституті Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Первомайськ) [9].

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Опис конструкції базового двигуна

Дизельні двигуни Д-130 і Д-130Т випускаються для встановлення на трактори і машини як силові агрегати, що працюють в умовах необмеженого повітрообміну. Система охолодження дизелів повітряна. Дозволяє використовувати їх у всіх кліматичних зонах. З інтервалом температур плюс 40 мінус 40°C. Залежно від призначення, двигуни Д-130 випускаються в комплектаціях із частотою обертання колінчастого валу 1500 і 2000 хв⁻¹.

Дизель Д130 - трициліндровий, чотиритактний, з безпосереднім уприскуванням палива, повітряним охолодженням, безпосереднім уприскуванням палива, повітряним охолодженням.

Дизель складається з корпусних деталей, кривошипно-шатунного механізму, механізму газорозподілу, декомпресора, систем живлення, змащення та охолодження, електрообладнання, електроустаткування.



Рисунок 1.1 Дизельний двигун 3Ч10,5/12

Картер 1 є основною корпусною деталлю дизеля. У розточках картера встановлено три циліндри, що ущільнюються в нижній частині прокладками. На

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

задньому торці картера встановлено картер 10 маховика, за допомогою якого дизель з'єднується з остовом трактора (машини). До переднього торця картера дизеля кріпиться передній лист, на якому встановлюються паливний насос і кришка розподільних шестерень. У внутрішній порожнині картера зроблені перегородки, що лежать у площині корінних вкладишів колінчастого валу. Постелі корінних вкладишів картера розточені разом із постелями в кришках і тому замінювати або переставляти кришки не можна. Знизу картер дизеля стягнутий нижнім листом і закритий масляним картером 12.

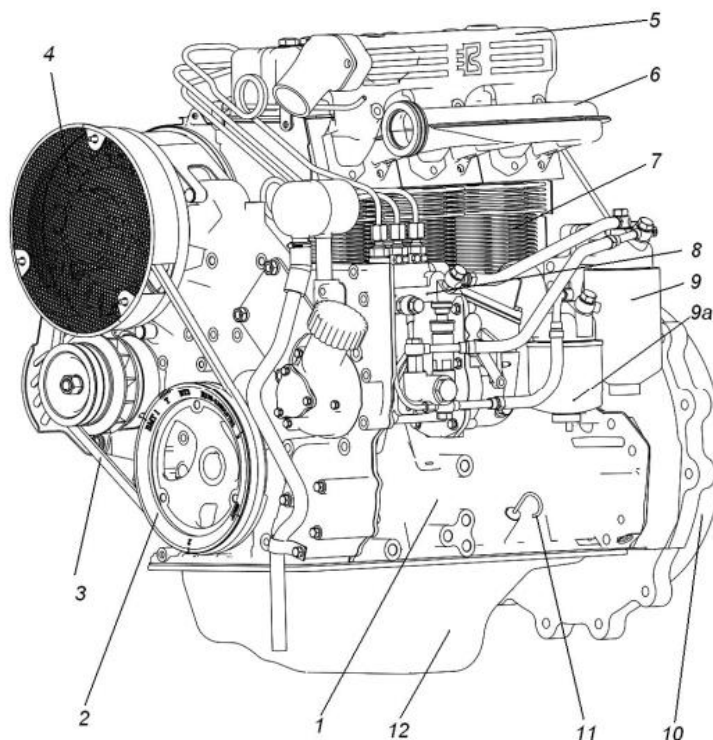


Рисунок 1.2. Дизель Д130 (вид зліва)

1 - картер; 2 - шків ведучий приводу вентилятора; 3 - ремені приводу вентилятора; 4 - вентилятор; 5 - трубопровід впускний; 6 - трубопровід випускний; 7 - циліндр; 8 - насос паливний; 9 - фільтр паливний тонкого очищення; 9а - фільтр паливний грубого очищення; 10 - картер маховика; 11 - шуп масляний; 12 - картер масляний; 13 - фільтр масляний; 14 - стартер; 15 - кожух вентилятора напрямний; 16 - форсунка; 17 - кришка клапанів; 18 - сітка вентилятора; 19 - мастиловіддільник; 20 - горловина маслозаливна; 21 - кришка розподільчих шестерень; 22 - генератор

Кривошипно-шатунний механізм перетворює зворотно-поступальний рух

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поршнів на обертальний рух колінчастого валу.

На поршні діють сили тиску газів, що виникають від згоряння палива в циліндрах. Через шатун, шарнірно з'єднаний із поршнем і шатунною шийкою колінчастого валу, зусилля передається на колінчастий вал, який обертається під дією цих зусиль. Встановлений на колінчастому валу маховик зменшує нерівномірність роботи дизеля і передає крутний момент через муфту зчеплення до трансмісії трактора (машини). В осьовому напрямку колінчастий вал фіксується чотирма півкільцями, встановленими в розточках другої перегородки картера і кришки корінного підшипника.

На поршні встановлюються по три компресійні кільця і одному комбінованому маслоснімному кільцю. Камера згоряння розташована в днищі поршня.

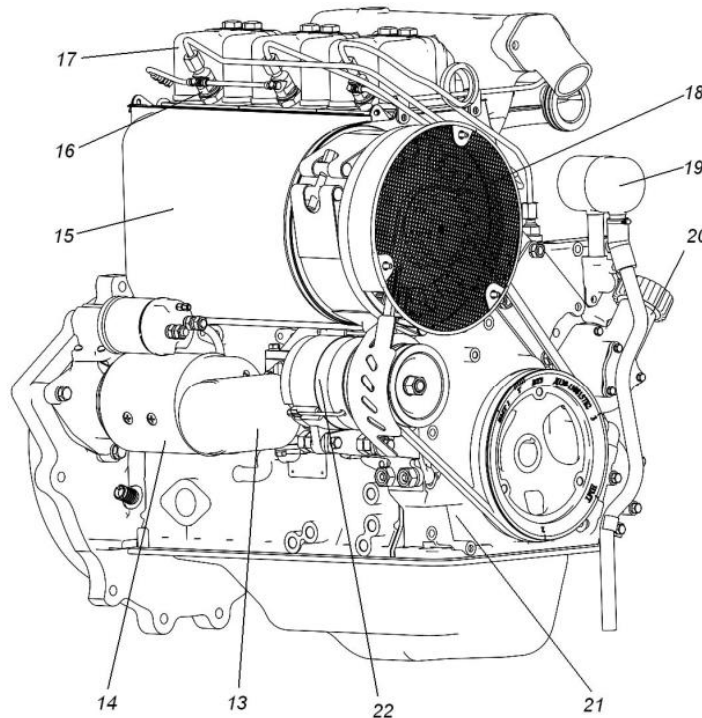


Рисунок 1.3 Дизель Д130 (вид праворуч)

Механізм врівноваження врівноважує момент від сил інерції 1 порядку зворотно-поступально рухомих мас кривошипно-шатунного механізму. Він складається з додаткового валика із закріпленими на ньому вантажами і

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

спеціальних припливів на передньому шківі та маховику дизеля. Валик обертається з однаковою з колінчастим валом кутовою швидкістю, але в протилежному напрямку. Привід здійснюється від провідної шестерні 36 газорозподілу через проміжні та ведену шестерні. Встановлення шестерень за мітками.

Механізм газорозподілу керує робочим процесом дизеля, здійснює своєчасний впуск повітря в циліндри і випуск відпрацьованих газів. Пристрій механізму газорозподілу показано на малюнку. Механізм газорозподілу працює наступним чином. Шестерня 36 через проміжну шестерню 25 і шестерню 38 приводить в обертання розподільний вал 5, який своїми кулачками через штовхачі 6, штанги 10 і коромисла 14 відкриває впускні та випускні клапани. Під час подальшого обертання розподільного валу виступи кулачків відходять від штовхачів і під впливом пружин клапани закриваються. Коромисла, штанги і штовхачі повертаються у вихідне положення. Потім цей цикл повторюється.

Щоб механізм газорозподілу працював синхронно із системою подачі пального, шестерні розподільного валу, проміжну та паливного насоса необхідно встановлювати відповідно за мітками, наявними на шестернях.

Декомпресор полегшує пуск непрогрітого дизеля. В екстрених випадках декомпресор застосовується для зупинки дизеля. Пристрій декомпресора показано на малюнку 5. Механізм складається з рейки 2, трьох валиків 7 і трьох важелів 3, шарнірно з'єднаних із рейкою. Важелі 3 жорстко з'єднані з валиками 7, що входять своїми фрезерованими кінцями в проточки штовхачів впускних клапанів. Під час переміщення рейки 2 повертаються важелі з валиками 7, які своєю циліндричною поверхнею піднімають штовхачі, а ті, своєю чергою, через штанги і коромисла відкривають впускні клапани. У вимкненому положенні (важелі повернуті вперед) фрезеровані кінці валиків не піднімають штовхачі.

Система живлення подає в циліндри дизеля очищене паливо і повітря для утворення з них суміші в пропорціях, що забезпечують найкращий процес згоряння.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

До системи живлення входять повітроочисник, впускний трубопровід, паливний бак (встановлюють на тракторі, машині), фільтри грубого і тонкого очищення палива, паливний насос, паливопроводи високого і низького тиску, форсунки, турбокомпресор.

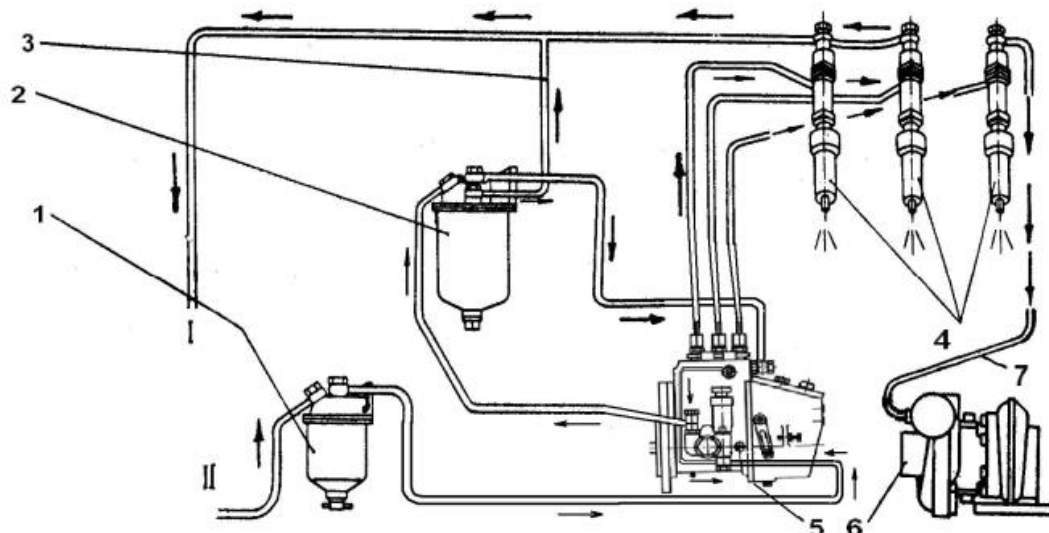


Рисунок 1.4 Система живлення двигуна Д-130

1- фільтр грубого очищення палива; 2 - фільтр паливний тонкого очищення; 3 - трубка відведення повітря; 4 - форсунки; 5 - насос паливний; 6 - турбокомпресор; 7 - трубка зливу палива у впускний трубопровід (тільки на дизелі Д130Т для змащення сполучення втулка - клапан); I - злив палива в бак; II - забір палива з бака.

Паливний насос забезпечує подачу палива, автоматичне збільшення його подачі на пускових обертах і заданий запас крутного моменту під час перевантажень дизеля. Паливний насос має автономне змащення. Підшипники кулачкового валу перебувають у масляній ванні, а деталі регулятора змащуються розбризкуванням. Додатковий важіль "Стоп" дає змогу зупинити роботу дизеля з пульта керування незалежно від положення важеля керування подачею палива. Важіль "Стоп" має механічний зв'язок із пультом керування. "Електростоп" дає змогу зупинити роботу дизеля дистанційно (без механічного зв'язку).

Паливний насос кріпиться до переднього листа дизеля. Привід насоса здійснюється через фланець 2 і шестерню 3 приводу паливного насоса.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Форсунки закритого типу з багатосопловим розпилювачем. До нижнього торця корпусу форсунки гайкою кріпиться розпилювач. Голка і корпус розпилювача складають прецизійну пару, тому розбивати пари забороняється.

Турбокомпресор сприяє більш ефективному згоранню збільшеної дози палива за рахунок наддуву повітря в циліндри і тим самим підвищує потужність дизеля. Принцип роботи турбокомпресора полягає в тому, що вихлопні гази з циліндрів дизеля надходять під тиском через випускний трубопровід у турбіну, обертаючи її з валом, на іншому кінці якого встановлено відцентрове колесо компресора і далі виходять в атмосферу. Відцентровий компресор із повітроочисника засмоктує повітря і подає під тиском через впускний трубопровід у циліндри дизеля.

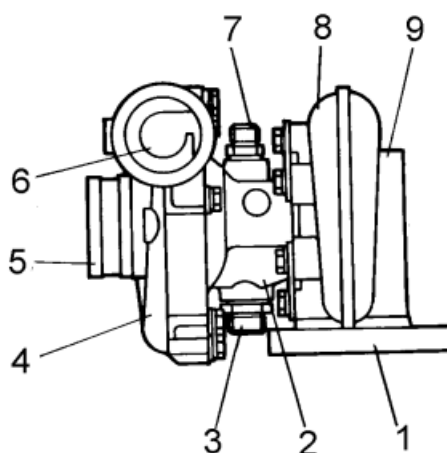


Рисунок 1.5 Турбокомпресор

1,9 - фланці під'єднання турбіни з випускним трубопроводом і глушником; 2 - середній корпус; 3,7 - штуцери (злив і підведення мастила); 4-корпус; 5,6-патрубки (з'єднання компресора з повітроочисником і впускним трубопроводом); 8 - корпус турбіни.

Підшипник турбокомпресора змащується маслом, що надходить по трубі з системи змащення дизеля.

Робота системи живлення полягає в тому, що очищене повітроочисником повітря по впускному трубопроводу, нагнітається турбокомпресором у циліндри. Паливо з паливного бака по паливопроводах через фільтр 1 грубого очищення палива засмоктується паливопідкачувальним насосом і нагнітається в паливний фільтр 2 тонкого очищення. Очищене паливо надходить у паливний насос 5 і далі

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

по трубках високого тиску, через форсунки 4, в циліндри дизеля. Надлишкове паливо від форсунок по трубці зливається в паливний бак.

Система змащення дизеля - комбінована. Найбільш навантажені поверхні деталей, що труться, змащуються під тиском, інші - розбризкуванням.

Масляний насос 35 шестеренного типу, кріпиться до переднього листа 26 дизеля. Обертання на ведену шестерню 34 приводу масляного насоса передається від ведучої шестерні 33, встановленої на колінчастому валу дизеля. Для очищення масла на дизелі встановлено масляний фільтр зі змінним фільтром очищення масла. Масло від насоса під тиском подається в порожнину корпусу фільтра і далі у фільтр очищення масла. Пройшовши через фільтр очищення, очищене мастило надходить у систему змащення дизеля. Масляний радіатор встановлено на кронштейні під кожухом вентилятора. Через з'єднувальний фланець до нього від фільтра підводиться і відводиться масло. Каналами в колінчастому валу і перегородках картера масло під тиском надходить для змащування сполучень: шийки колінчастого, розподільчого і врівноважувальних валів - підшипники, пальці - втулки шестерень, а також для змащування пневмокомпресора і турбокомпресора. Для змащення клапанного механізму масло надходить по трубці від каналів картера. Для охолодження днищ поршнів і циліндрів, змащування сполучень поршньові пальці - втулки шатунів, бобишки поршнів масло надходить через жиклери. Самопливом змащуються сполучення стрижні клапанів - втулки. Усі інші деталі змащуються розбризкуванням і масляним туманом.

Система охолодження дизеля повітряна, відводить тепло від циліндрів і головок. Вона складається з вентилятора, направляючого кожуха, дефлекторів, ременів приводу вентилятора. Поверхні циліндрів і головок оребрені, що значно збільшує їхню поверхню охолодження і покращує відведення тепла. Вентилятор кріпиться хомутом до верхньої частини кришки розподільчих шестерень.

До електрообладнання дизеля входять: генератор, стартер, свічки розжарювання, датчики температури і тиску масла, датчики сигналізатора температури масла і аварійного тиску масла.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна

Розвиток вітчизняного двигунобудування супроводжувалося розробкою питань теорії робочого процесу та конструкції двигунів. Професор В.І. Гриневецький розробив теорію робочого процесу в ДВС, яка в подальшому була поглиблена його учнями - професорами Є.К. Мазінг і Н.Р. Брілінгом.

Ця теорія є основою при вивченні та кількісній оцінці робочих процесів, що відбуваються в циліндрі двигуна, і є важливим посібником при проектуванні ДВС; вона забезпечила вдалий вибір основних параметрів, що дають наочне уявлення про основні елементи процесів, чіткість їх визначень, правильність якісної оцінки впливу різних чинників на ці параметри і на весь робочий процес. Всі елементи теорії використовуються до теперішнього часу. Якщо додати до цього простоту її математичного апарату, то буде зрозуміло, що вона є прекрасним засобом для з'ясування основних залежностей. Теорія газообміну в двотактних двигунах розроблена професором А.С. Орлиним. Дизелебудування належить до числа передових галузей техніки. У світі випускається величезна кількість дизелів.

Досить сказати, що тільки за кордоном їх виробляється більше 20 млн. на рік, а все зростаючий попит на них характеризується значним поліпшенням їх якості та економічності.

Основний напрямок розвитку і вдосконалення дизелів пов'язано з поліпшенням їх економічних показників при тривалій експлуатації.

Підвищення експлуатаційної економічності і надійності дизеля досягається економією паливно-мастильних матеріалів (ПММ), вдосконаленням окремих вузлів дизеля і здешевленням технічного обслуговування та ремонтів.

Заходи з економії ПММ включають підвищення якості та ефективності всіх видів паливо підготовки, оптимізацію процесів подачі палива, його розпилювання та спалювання в робочому циліндрі дизеля, фаз газорозподілу в робочому циклі дизеля; вибір схеми і агрегатів наддуву, вибір раціональних способів утилізації

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплоти відхідних газів після турбіни і в системах змащення й охолодження, оптимізація всіх елементів циркуляційної масляної системи змащення, системи мастила робочих циліндрів і т. п.

Надійність дизеля забезпечується, головним чином, в процесі його проектування і експлуатації. Сучасні форсовані дизелі на відміну від своїх попередників являють собою значно більш складні і напружені технічні установки як по конструкції і запасам міцності, так і щодо динамічної взаємодії складових елементів систем і процесів. У великій частині це компенсується розвиненими автоматизованими системами захисту, контролю, управління і регулювання.

Значного розвитку набула теорія розвитку робочих процесів. У ній з'явилися нові розділи, присвячені погодженням характеристик складових елементів комбінованих двигунів між собою, розрахунку газодинамічних процесів несталоного потоку в газоповітряному тракті двигуна, прогнозуванню тепло напруженості основних деталей і т. п.

Досягнення в галузі ЕОМ дали можливість успішно використовувати математичне моделювання та системи автоматичного проектування при створенні й доведенні комбінованих двигунів.

Таблиця 2.1

Основні параметри газового двигуна - прототипу ЗЧН10,5/12

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчатого валу, n	хв. ⁻¹	200
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	33,1
Ресурс до першої переборки, $t_{\text{пер}}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{\text{кр}}$	год	60000
Питома витрата палива, b_e	кг/кВт·год	0,241
Питома витрата мастила, g_m	%	0,3-0,5

2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність $P_e = 42 \text{ кВт}$

Частота обертання колінчастого валу $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$

Ступінь стиску $\varepsilon = 14$

Число циліндрів $i = 3$

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1.9$ [1, ст. 8]

Тиск наддуву $p_B = 150 \text{ кПа}$

Тиск навколишнього середовища $p_a = 101.3 \text{ кПа}$

Температура навколишнього середовища $T_a = 293 \text{ К}$

Підігрів свіжого заряду $\Delta T = 15 \text{ К}$ [1, ст. 9]

Тиск залишкових газів $p_r = 180 \text{ кПа}$ [1, ст. 9]

Температура залишкових газів $T_r = 730 \text{ К}$ [1, ст. 9]

Ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda = 1.7$ [1, ст. 9]

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" $\xi_Z = 0.74$ [1, ст. 10]

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми $\xi = 0.94$ [1, ст. 10]

Паливо: дизельне Євро марки C; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

$C = 0.77$; $H = 0.114$; $O = 0.116$; $S = 0$; $W = 0$;

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 36593.543$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.77}{12} + \frac{0.114}{4} - \frac{0.116}{32} \right) = 0.424$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.424 = 12.275$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.9 \cdot 0.424 = 0.806$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.77}{12} = 0.064$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.114}{2} = 0.057$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.9 - 1) \cdot 0.424 = 0.08$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.9 \cdot 0.424 = 0.636$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.064 \\ 0.057 \\ 0.08 \\ 0.636 \end{pmatrix} = 0.838$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{150}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 339.5$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

де $\Delta T_{int} = 40$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 339.5 - 40 = 299.5$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 150 - 3 = 147$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.92$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.92 \cdot 150 = 138$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{730} \cdot \frac{180}{14 \cdot 138 - 180} = 0.04$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.04 \cdot 730}{1 + 0.04} = 325.53$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (320...400)$ К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_b} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{14}{14 - 1} \cdot \frac{138}{150} \cdot \frac{299.468}{325.533 \cdot (1 + 0.043)} = 0.874$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0.85...0.98)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_a = \frac{p_b}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

де $R_{\Pi} = 287 \text{ Дж} / \text{кг} \cdot \text{К}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_b \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{150 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.784$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.372$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 138 \cdot 14^{1.372} = 5156.639$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (3000...8000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 325.53 \cdot 14^{1.37-1} = 868.87$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700...1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 868.869 = 22.172$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.838}{0.806} = 1.04$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,035...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.040 + 0.043}{1.000 + 0.043} = 1.038$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,036...1,042)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.838} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.08 \cdot 23.3 \\ 0.636 \cdot 21.554 \\ 0.064 \cdot 38.609 \\ 0.057 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.293$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.8377} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0801 \cdot 0.0015 \\ 0.6364 \cdot 0.0015 \\ 0.0642 \cdot 0.0033 \\ 0.057 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.293 + 8.314 = 31.607$$

$$b' = b = 0.00181$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.7 \cdot 5156.639 = 8766.287$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00181 \cdot 1.03822 = 0.00188$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.607 \cdot 1.038 = 32.815$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.74 \cdot 3.659 \times 10^4}{0.806 \cdot (1 + 0.043)} = 3.222 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.172 + 8.314 \cdot 1.7) \cdot 868.869 = 3.155 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 32216.586 + 31545.05 = 63761.636$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.815^2 + 4 \cdot 1.878 \times 10^{-3} \cdot 6.376 \times 10^4 = 1.556 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.815 + \sqrt{1555.803}}{2 \cdot 0.002} = 1764.815$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800...2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.038 \cdot 1.765 \times 10^3}{1.7 \cdot 868.869} = 1.24$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,2...1,5)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta_{vv} = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1.24} = 11.286$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.205$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8766.287}{11.286^{1.205}} = 472.608$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (200...600)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1764.815}{11.286^{1.205-1}} = 1073.811$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000...1200)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1073.811}{\sqrt[3]{\frac{472.608}{180}}} = 778.368$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|730 - 778.368|}{730} \cdot 100 = 6.626 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.7 \cdot (1.24 - 1) = 0.409$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.7 \cdot 1.24}{1.205 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.286^{1.205-1}}\right) = 4.028$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}}\right) = \frac{1}{1.372 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{14^{1.372-1}}\right) = 1.681$$

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{5156.639}{14 - 1} \cdot [0.409 + (4.028 - 1.681)] = 1093.017$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.94 \cdot 1093.017 = 1027.436$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750...2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.9 \cdot 12.275 \cdot 1027.436}{0.874 \cdot 36593.543 \cdot 1.784} = 0.42$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42...0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\frac{кг}{(кВт \cdot год)}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.42 \cdot 36593.543} = 0.234$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16...0,20) \frac{кг}{(кВт \cdot год)}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в $\frac{м}{с}$

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

де $S_{пр} = 0.12$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.12 \cdot 2000}{30} = 8$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 8) \cdot 10^3 = 182.4$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1027.436 - 182.4 = 845.036$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550...2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{845.036}{1027.436} = 0.822$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.42 \cdot 0.822 = 0.346$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,35...0,42)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.346 \cdot 36593.543} = 0.285$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,200...0,242) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/\text{год}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.285 \cdot 42 = 11.955$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $Z = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{42 \cdot 10^3}{845.036 \cdot 2000} = 2.982$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{2.982}{3} = 0.994$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{\text{пр}} = 0.105$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{S_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}} = \frac{0.12}{0.105} = 1.143 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.994}{\pi \cdot 1.143}} = 103.46$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$S_p = m \cdot d_p = 1.143 \cdot 103.46 = 118.24$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 105 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 120 \text{ мм}$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 105^2 \cdot 120 \cdot 3}{4 \cdot 10^6} = 3.117$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{845.036 \cdot 3.117 \cdot 2000}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 43.903$$

Отримана величина відрізняється від заданої в кВт на:

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

$$\text{де } P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{43.903 + 42}{2} = 42.952 \quad \text{кВт - середня потужність;}$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100 = \frac{|43.903 - 42|}{42.952} \cdot 100 = 4.431 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок теплового балансу

2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_b - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

2.2.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{11.955 \cdot 36593.543}{3.6} = 121518.571$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.2.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 1000 \cdot P_{ер} = 1000 \cdot 43.903 = 43903.08$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{43903.08}{121518.571} \cdot 100 = 36.129$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 121518.571 \cdot 0.346 = 42000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|43903.08 - 42000|}{43903.08} \cdot 100 = 4.335$$

2.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_b = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н}$$

де Q_w - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{т.п}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

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

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в Дж / с

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.11$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.11 + 0.05 = 0.16$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.16 \cdot 121518.571 = 19442.971$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 182.400 = 109.440$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = \frac{\pi \cdot 105^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 120 = 0.00104$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = \frac{109.44 \cdot 0.00104 \cdot 2000 \cdot 3}{30 \cdot 4} = 5.68586$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.П}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 5.686 = 5685.855$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.П}} = 19442.971 + 5685.855 = 25128.827$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_B}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{25128.82678 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00072$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.001 \cdot 98}{0.9} = 0.078$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж / с

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}} = 1000 \cdot 0.078 = 78.365$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж / с

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 19443 + 5685.9 + 78.4 = 25207.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{25207.192}{121518.571} \cdot 100 = 20.743$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 730 - 273 = 457$$

Температура на початку стиску, в °С

$$t_d = T_d - 273 = 325.533 - 273 = 52.533$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 0.00389 \cdot 457 = 33.333$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$m_{Cp} = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 52.533 = 29.116$$

2.2.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot m_{Cp''} \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot m_{Cp} \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot m_{Cp''} \cdot t_{\Gamma} = 0.838 \cdot 33.333 \cdot 457 = 12761.343$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot m_{Cp} \cdot t_d = 0.806 \cdot 29.116 \cdot 52.533 = 1232.224$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 12761.3 - 1232.2 = 11529.1$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{11.955}{3.6} \cdot 11529.119 = 38285.499$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{38285.499}{121518.571} \cdot 100 = 31.506$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{182.4}{1027.436} \cdot 0.42 = 0.075$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.075 \cdot 121518.571 = 9065.648$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 19442.971 + 9065.648 - 25207.192 = 3301.428$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{тм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг / м}^3$ - густина мастила

$C_{mm} = 2.094 \text{ Дж / кг}$ - середня теплоємність масла

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 3.301 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.379 \times 10^{-4}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{4.379 \times 10^{-4} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.219$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 0.219 = 218.974$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж / с

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 3301.428 + 218.974 = 3520.402$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3520.402}{121518.571} \cdot 100 = 2.897$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_\Gamma \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 43903.08 \\ 25207.192 \\ 38285.499 \\ 3520.402 \end{pmatrix} = 110916.173$$

$$Q_{H.B} = Q_\Pi - \Sigma Q = 121518.6 - 110916.2 = 10602.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_\Pi} \cdot 100 = \frac{10602.398}{121518.571} \cdot 100.000 = 8.725$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_\Pi = 121518.6$	$q_\Pi = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 43903.1$	$q_e = 36.1$	29...44%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_\Gamma = 38285.5$	$q_\Gamma = 31.5$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 25207.2$	$q_B = 20.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 3520.4$	$q_M = 2.9$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 10602.4$	$q_{HB} = 8.7$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_\Gamma + q_B + q_M + q_{HB} = 36.129 + 31.506 + 20.743 + 2.897 + 8.725 = 100$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

2.3.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

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

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1} = \frac{1.039 \times 10^{-3}}{14 - 1} = 7.993 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м^3

$$V_{a'} = V_{s'} + V_{c'} = 1.039 \times 10^{-3} + 7.993 \times 10^{-5} = 1.119 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м^3

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 7.993 \times 10^{-5} \cdot 1.24 = 9.915 \times 10^{-5}$$

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

$\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\phi) = V_{c'} + \frac{1}{2} \cdot V_{s'} \cdot \sigma(\phi)$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на ділянці впуску:

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

$$p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

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

$$p(\phi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00008$	$p(0) = 138$	$V(180) = 0.00112$	$p(180) = 138$
$V(10) = 0.00009$	$p(10) = 138$	$V(190) = 0.00111$	$p(190) = 139.002$
$V(20) = 0.00012$	$p(20) = 138$	$V(200) = 0.0011$	$p(200) = 142.087$
$V(30) = 0.00017$	$p(30) = 138$	$V(210) = 0.00107$	$p(210) = 147.496$
$V(40) = 0.00023$	$p(40) = 138$	$V(220) = 0.00102$	$p(220) = 155.669$
$V(50) = 0.0003$	$p(50) = 138$	$V(230) = 0.00097$	$p(230) = 167.312$
$V(60) = 0.00039$	$p(60) = 138$	$V(240) = 0.00091$	$p(240) = 183.507$
$V(70) = 0.00048$	$p(70) = 138$	$V(250) = 0.00084$	$p(250) = 205.918$
$V(80) = 0.00057$	$p(80) = 138$	$V(260) = 0.00075$	$p(260) = 237.127$
$V(90) = 0.00067$	$p(90) = 138$	$V(270) = 0.00067$	$p(270) = 281.254$
$V(100) = 0.00075$	$p(100) = 138$	$V(280) = 0.00057$	$p(280) = 345.075$
$V(110) = 0.00084$	$p(110) = 138$	$V(290) = 0.00048$	$p(290) = 440.147$
$V(120) = 0.00091$	$p(120) = 138$	$V(300) = 0.00039$	$p(300) = 586.932$
$V(130) = 0.00097$	$p(130) = 138$	$V(310) = 0.0003$	$p(310) = 822.847$
$V(140) = 0.00102$	$p(140) = 138$	$V(320) = 0.00023$	$p(320) = 1217.030$
$V(150) = 0.00107$	$p(150) = 138$	$V(330) = 0.00017$	$p(330) = 1889.373$
$V(160) = 0.0011$	$p(160) = 138$	$V(340) = 0.00012$	$p(340) = 2985.56$
$V(170) = 0.00111$	$p(170) = 138$	$V(350) = 0.00009$	$p(350) = 4393.408$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

V(360) = 0.00008	p(360) = 5156.639	V(540) = 0.00112	p(540) = 472.608
V(370) = 0.00009	p(370) = 8766.287	V(550) = 0.00111	p(550) = 180
V(380) = 0.00012	p(380) = 7032.893	V(560) = 0.0011	p(560) = 180
V(390) = 0.00017	p(390) = 4705.575	V(570) = 0.00107	p(570) = 180
V(400) = 0.00023	p(400) = 3197.767	V(580) = 0.00102	p(580) = 180
V(410) = 0.0003	p(410) = 2267.54	V(590) = 0.00097	p(590) = 180
V(420) = 0.00039	p(420) = 1685.325	V(600) = 0.00091	p(600) = 180
V(430) = 0.00048	p(430) = 1308.904	V(610) = 0.00084	p(610) = 180
V(440) = 0.00057	p(440) = 1057.03	V(620) = 0.00075	p(620) = 180
V(450) = 0.00067	p(450) = 883.249	V(630) = 0.00067	p(630) = 180
V(460) = 0.00075	p(460) = 760.304	V(640) = 0.00057	p(640) = 180
V(470) = 0.00084	p(470) = 671.676	V(650) = 0.00048	p(650) = 180
V(480) = 0.00091	p(480) = 607.03	V(660) = 0.00039	p(660) = 180
V(490) = 0.00097	p(490) = 559.715	V(670) = 0.0003	p(670) = 180
V(500) = 0.00102	p(500) = 525.359	V(680) = 0.00023	p(680) = 180
V(510) = 0.00107	p(510) = 501.054	V(690) = 0.00017	p(690) = 180
V(520) = 0.0011	p(520) = 484.88	V(700) = 0.00012	p(700) = 180
V(530) = 0.00111	p(530) = 475.622	V(710) = 0.00009	p(710) = 180

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 1091.888$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1091.888}{0.001 \cdot 1000} = 1050.82$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1050.82 \cdot 0.94 = 987.771$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$P_{mi.cp} = \frac{P_{mi} + P_{mi.d}}{2} = \frac{1027.436 + 987.771}{2} = 1007.604$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta P_{mi} = \left| \frac{P_{mi} - P_{mi.d}}{P_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1027.436 - 987.771}{1007.604} \right| \cdot 100 = 3.937$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).
Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

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

$f = c' - \Delta\phi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,
визначається кутом затримки згорання:

$D f_1 = ,^\circ$ п.к.в;

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

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

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

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

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

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

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

$\deg = \frac{\pi}{180} = 0.017 \text{ рад} / \text{о}$ - перевідна величина

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

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

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

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

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.117$	$l(c') = 14.6 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.043$	$l(f) = 5.3 \text{ мм}$
точка D f ₂	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.647$	$l(b'') = 205.9 \text{ мм}$
точка r'	$x(r') = 0.048$	$l(r') = 6.1 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.061$	$l(r'') = 7.6 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.761$	$l(d') = 220.1 \text{ мм}$

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5156.639 = 6187.967$$

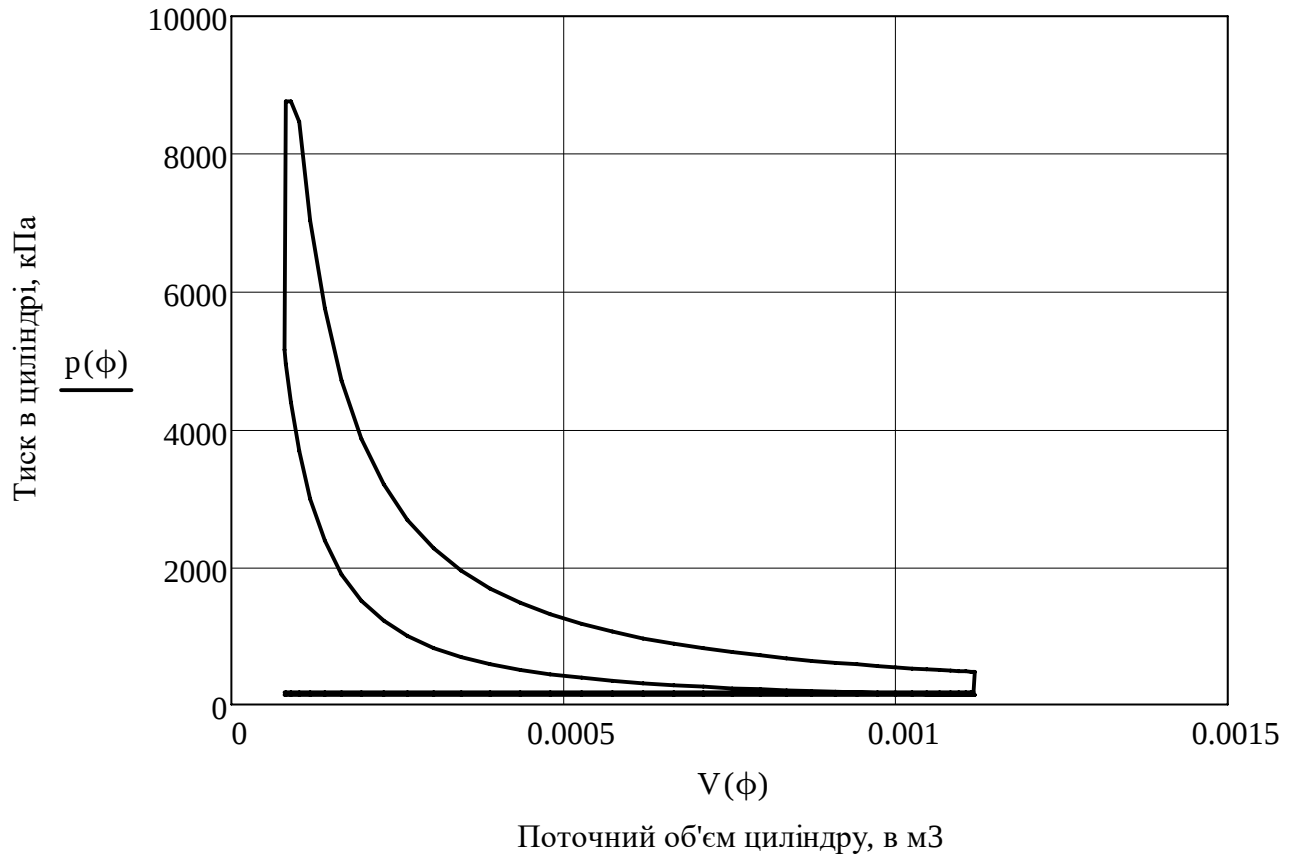
Максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = p_{\text{max}} = 8766.287$$

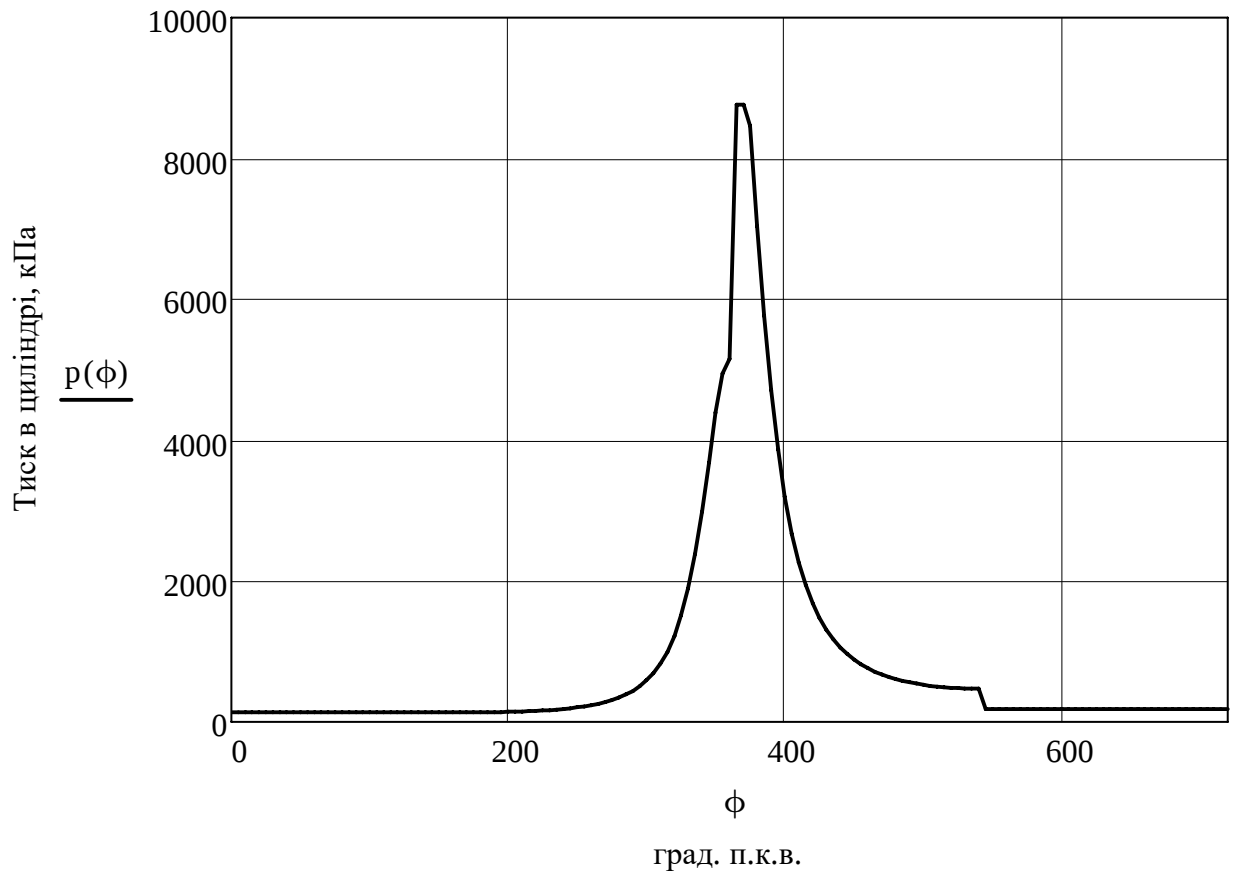
Ординати точок на діаграмі

точка r, в мм	точка c'', в мм	точка z _d , в мм
$\frac{p_r}{m_p} = \frac{180}{50} = 3.6$	$\frac{p''_c}{m_p} = \frac{6187.967}{50} = 123.759$	$\frac{p_{zd}}{m_p} = \frac{8766.287}{50} = 175.326$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



2.4 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

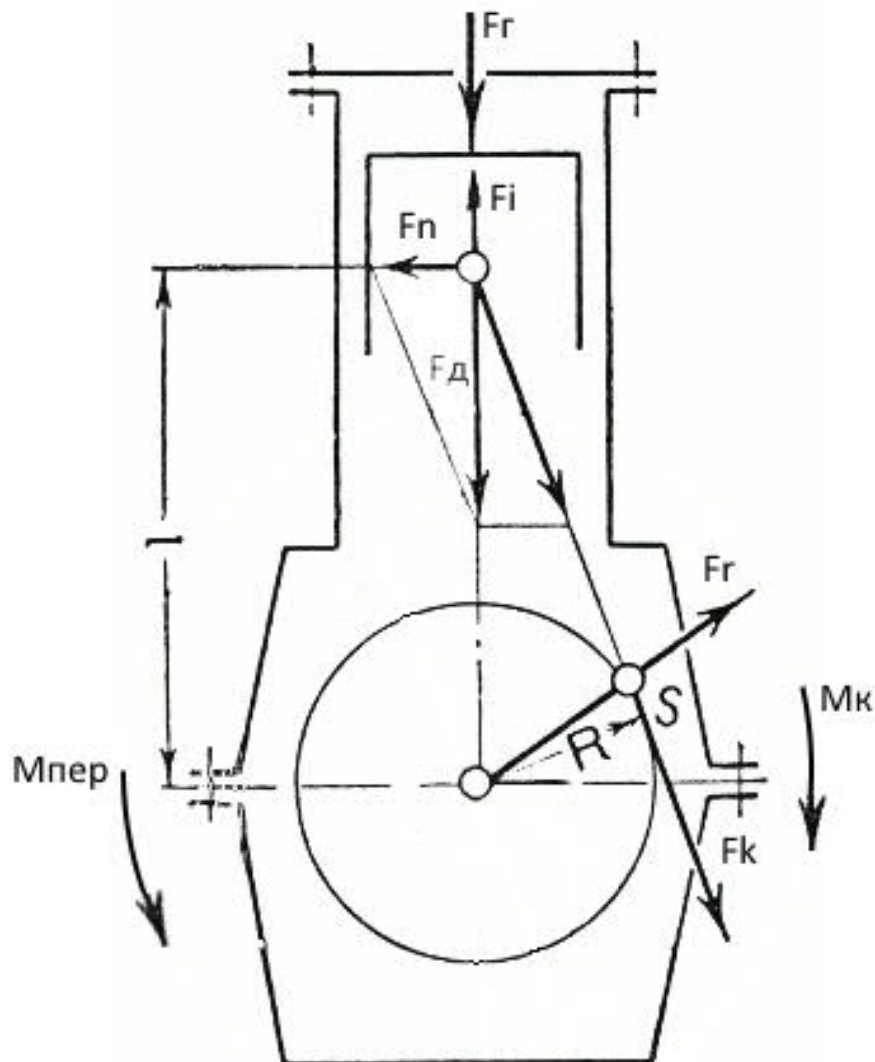


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$$m_{\Pi} = 19.95 + 7.325 + 0.128 + 0.855 = 28.258 \quad \text{кг - маса комплекту поршня}$$

$$m_{\text{III}} = 23.010 + 10.220 + 9.379 = 42.609 \quad \text{кг - маса комплекту шатуна}$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{III}} = 28.258 + \frac{1}{3} \cdot 42.609 = 42.461$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{S}{2 \cdot 10^3} = \frac{120}{2 \cdot 10^3} = 0.06$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{III}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.06}{0.256} = 0.234$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 105^2}{4 \cdot 10^6} = 0.009$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2000}{30} = 209.44$$

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\phi) = -M_k(\phi)$$

Перекидний момент двигуна

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

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 0.318$	$F_i(0) = -140.362$	$F_d(0) = -140.044$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.318$	$F_i(30) = -111.085$	$F_d(30) = -110.767$	$M_k(30) = -4.066$
$F_r(60) = 0.318$	$F_i(60) = -41.572$	$F_d(60) = -41.254$	$M_k(60) = -2.425$
$F_r(90) = 0.318$	$F_i(90) = 28.609$	$F_d(90) = 28.927$	$M_k(90) = 1.736$
$F_r(120) = 0.318$	$F_i(120) = 70.181$	$F_d(120) = 70.499$	$M_k(120) = 3.182$
$F_r(150) = 0.318$	$F_i(150) = 82.476$	$F_d(150) = 82.794$	$M_k(150) = 1.929$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$F_r(180) = 0.318$	$F_i(180) = 83.144$	$F_d(180) = 83.462$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.4$	$F_i(210) = 82.476$	$F_d(210) = 82.876$	$M_k(210) = -1.931$
$F_r(240) = 0.712$	$F_i(240) = 70.181$	$F_d(240) = 70.893$	$M_k(240) = -3.2$
$F_r(270) = 1.558$	$F_i(270) = 28.609$	$F_d(270) = 30.167$	$M_k(270) = -1.81$
$F_r(300) = 4.205$	$F_i(300) = -41.572$	$F_d(300) = -37.367$	$M_k(300) = 2.197$
$F_r(330) = 15.483$	$F_i(330) = -111.085$	$F_d(330) = -95.602$	$M_k(330) = 3.509$
$F_r(360) = 43.774$	$F_i(360) = -140.362$	$F_d(360) = -96.587$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 39.868$	$F_i(390) = -111.085$	$F_d(390) = -71.217$	$M_k(390) = -2.614$
$F_r(420) = 13.716$	$F_i(420) = -41.572$	$F_d(420) = -27.856$	$M_k(420) = -1.637$
$F_r(450) = 6.771$	$F_i(450) = 28.609$	$F_d(450) = 35.38$	$M_k(450) = 2.123$
$F_r(480) = 4.379$	$F_i(480) = 70.181$	$F_d(480) = 74.56$	$M_k(480) = 3.366$
$F_r(510) = 3.461$	$F_i(510) = 82.476$	$F_d(510) = 85.938$	$M_k(510) = 2.002$
$F_r(540) = 3.215$	$F_i(540) = 83.144$	$F_d(540) = 86.359$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.681$	$F_i(570) = 82.476$	$F_d(570) = 83.158$	$M_k(570) = -1.937$
$F_r(600) = 0.681$	$F_i(600) = 70.181$	$F_d(600) = 70.862$	$M_k(600) = -3.199$
$F_r(630) = 0.681$	$F_i(630) = 28.609$	$F_d(630) = 29.29$	$M_k(630) = -1.757$
$F_r(660) = 0.681$	$F_i(660) = -41.572$	$F_d(660) = -40.891$	$M_k(660) = 2.404$
$F_r(690) = 0.681$	$F_i(690) = -111.085$	$F_d(690) = -110.404$	$M_k(690) = 4.053$
$F_r(720) = 0.681$	$F_i(720) = -140.362$	$F_d(720) = -139.68$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -140.044$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -14.296$	$F_r(30) = -88.779$	$F_k(30) = -67.764$	$M_{пер}(30) = 4.066$
$F_n(60) = -9.38$	$F_r(60) = -12.504$	$F_k(60) = -40.417$	$M_{пер}(60) = 2.425$
$F_n(90) = 7.66$	$F_r(90) = -7.66$	$F_k(90) = 28.927$	$M_{пер}(90) = -1.736$
$F_n(120) = 16.029$	$F_r(120) = -49.13$	$F_k(120) = 53.039$	$M_{пер}(120) = -3.182$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$F_n(150) = 10.686$	$F_r(150) = -77.045$	$F_k(150) = 32.143$	$M_{пер}(150) = -1.929$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -83.462$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -10.696$	$F_r(210) = -77.121$	$F_k(210) = -32.175$	$M_{пер}(210) = 1.931$
$F_n(240) = -16.118$	$F_r(240) = -49.405$	$F_k(240) = -53.336$	$M_{пер}(240) = 3.2$
$F_n(270) = -7.989$	$F_r(270) = -7.989$	$F_k(270) = -30.167$	$M_{пер}(270) = 1.810$
$F_n(300) = 8.496$	$F_r(300) = -11.326$	$F_k(300) = 36.609$	$M_{пер}(300) = -2.197$
$F_n(330) = 12.339$	$F_r(330) = -76.625$	$F_k(330) = 58.487$	$M_{пер}(330) = -3.509$
$F_n(360) = 0.000$	$F_r(360) = -96.587$	$F_k(360) = 0.000$	$M_{пер}(360) = -0.000$
$F_n(390) = -9.191$	$F_r(390) = -57.08$	$F_k(390) = -43.568$	$M_{пер}(390) = 2.614$
$F_n(420) = -6.333$	$F_r(420) = -8.443$	$F_k(420) = -27.291$	$M_{пер}(420) = 1.637$
$F_n(450) = 9.369$	$F_r(450) = -9.369$	$F_k(450) = 35.38$	$M_{пер}(450) = -2.123$
$F_n(480) = 16.952$	$F_r(480) = -51.961$	$F_k(480) = 56.095$	$M_{пер}(480) = -3.366$
$F_n(510) = 11.091$	$F_r(510) = -79.97$	$F_k(510) = 33.364$	$M_{пер}(510) = -2.002$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -86.359$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -10.732$	$F_r(570) = -77.383$	$F_k(570) = -32.284$	$M_{пер}(570) = 1.937$
$F_n(600) = -16.111$	$F_r(600) = -49.384$	$F_k(600) = -53.313$	$M_{пер}(600) = 3.199$
$F_n(630) = -7.757$	$F_r(630) = -7.757$	$F_k(630) = -29.29$	$M_{пер}(630) = 1.757$
$F_n(660) = 9.297$	$F_r(660) = -12.394$	$F_k(660) = 40.061$	$M_{пер}(660) = -2.404$
$F_n(690) = 14.249$	$F_r(690) = -88.488$	$F_k(690) = 67.542$	$M_{пер}(690) = -4.053$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -139.68$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу

При оцінюванні ефективних показників на основі теплового розрахунку двигуна середній ефективний тиск визначався в залежності від середнього індикаторного тиску.

Таблиця 2.6

Основні параметри– прототипу та проектного

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	Д-130 (прототип)	ЗЧН10,5/12 (проектований)
Номинальна ефективна потужність, P_e , кВт	33,1	43,9
Номинальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	600	750
Ступінь стиску, ε	15,7	14
Коефіцієнт надлишку повітря, α	невідомо	1,9
Тиск наддуву, p_b , МПа	невідомо	0,150
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	42500	36594
Максимальна температура циклу, T_z , К	невідомо	1778
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	невідомо	1,027
Індикаторний ККД циклу, η_i	невідомо	0,42
Питома індикаторна витрата палива, b_i , кг/(кВт·год)	невідомо	0,234
Механічний ККД двигуна, η_m	невідомо	0,822
Ефективний ККД циклу, η_e	невідомо	0,346
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	невідомо	0,96
Питома витрата, b_e , /кгкВт·год	невідомо	0,285

РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Основна відмінність конструкцій системи подачі палива Common Rail полягає в типі приводу ПНВТ та типі використовуваної форсунки. Привід ПНВТ може бути як механічний, так і електричний (від електромотору). Крім того, ПНВТ може бути поєднаний в одному вузлі з паливо підкачуючим насосом. В системах подачі палива Common Rail використовують магістральні ПНВТ. Конструктивно магістральний насос може мати один, два або три плунжера. Привід плунжерів здійснюється за допомогою кулачкового валу або кулачкової шайби.

В системі використовуються такі конструкції форсунок:

- а) електрогідравлічні форсунки;
- б) п'єзофорсунки.

П'єзофорсунки стали одним із шляхів вдосконалення системи Common Rail. Мінімальний час відкриття форсунки для електромагніту з рухомим сердечником становить 0,5 мс, що не дозволяє оперативно змінювати подачу палива. Для більш швидкого спрацювання форсунки концерн «Siemens», розробив п'єзокерамічний інжектор, який працює вчетверо швидше.

Відомо, що при подачі електричної напруги на п'єзокерамічних пластинку, вона на декілька мікрон змінює свою товщину. П'єзоелемент, який є виконавчим елементом форсунки, являє собою паралелепіпед довжиною 30 ... 40 мм, що

складається з спечених між собою 300 керамічних пластинок (кристалів).

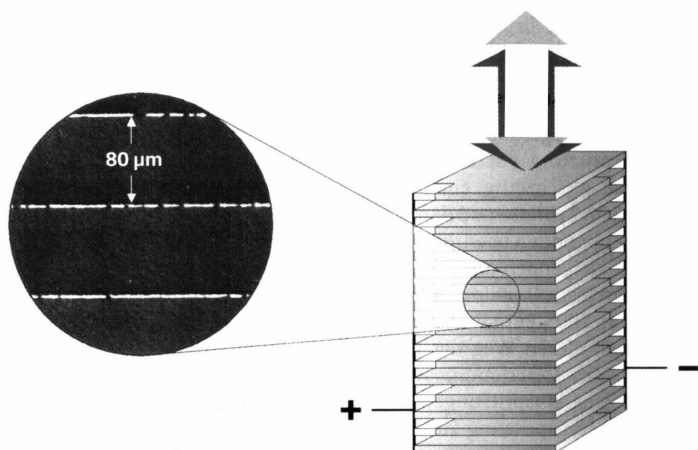


Рисунок 3.1 П'єзоелемент

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Для посилення п'єзоефекту в кераміку додають паладієм і цирконій. Після подачі напруги він подовжується в цілому на 0,04 мм. П'єзоелемент споживає енергію тільки при подачі напруги і регенерує її при вимиканні напруги, таким чином будучи регенератором енергії.

Винахідникам німецької фірми вдалося створити 280-шаровий пакет з п'єзокераміки, що розширюється на 80 мкм всього за 0,1 мс -- достатньо, щоб впливати на голку форсунки із зусиллям 6300 Н. Електрогідравлічна форсунка концерну з п'єзоелементом Siemens показана на рисунку 3.2.

Основна відмінність конструкцій системи подачі палива Common Rail полягає в типі приводу ПНВТ та типі використовуваної форсунки. Привід ПНВТ може бути як механічний, так і електричний (від електромотору). Крім того, ПНВТ може бути поєднаний в одному вузлі з паливопідкачуючим насосом. В системах подачі палива Common Rail використовують магістральні ПНВТ. Конструктивно магістральний насос може мати один, два або три плунжера. Привід плунжерів здійснюється за допомогою кулачкового валу або кулачкової шайби.

В системі використовуються такі конструкції форсунок:

- а) електрогідравлічні форсунки;
- б) п'єзофорсунки.

П'єзофорсунки стали одним із шляхів вдосконалення системи Common Rail. Мінімальний час відкриття форсунки для електромагніту з рухомим сердечником становить 0,5 мс, що не дозволяє оперативно змінювати подачу палива. Для більш швидкого спрацювання форсунки концерн «Siemens», розробив п'єзокерамічний інжектор, який працює вчетверо швидше.

Відомо, що при подачі електричної напруги на п'єзокерамічних пластинку, вона на декілька мікрон змінює свою товщину. П'єзоелемент, який є виконавчим елементом форсунки, являє собою паралелепіпед довжиною 30 ... 40 мм, що складається з спечених між собою 300 керамічних пластинок (кристалів)(рисунк 4.1). Для посилення п'єзоефекту в кераміку додають паладієм і цирконій. Після подачі напруги він подовжується в цілому на 0,04 мм. П'єзоелемент споживає

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

енергію тільки при подачі напруги і регенерує її при вимиканні напруги, таким чином будучи регенератором енергії.

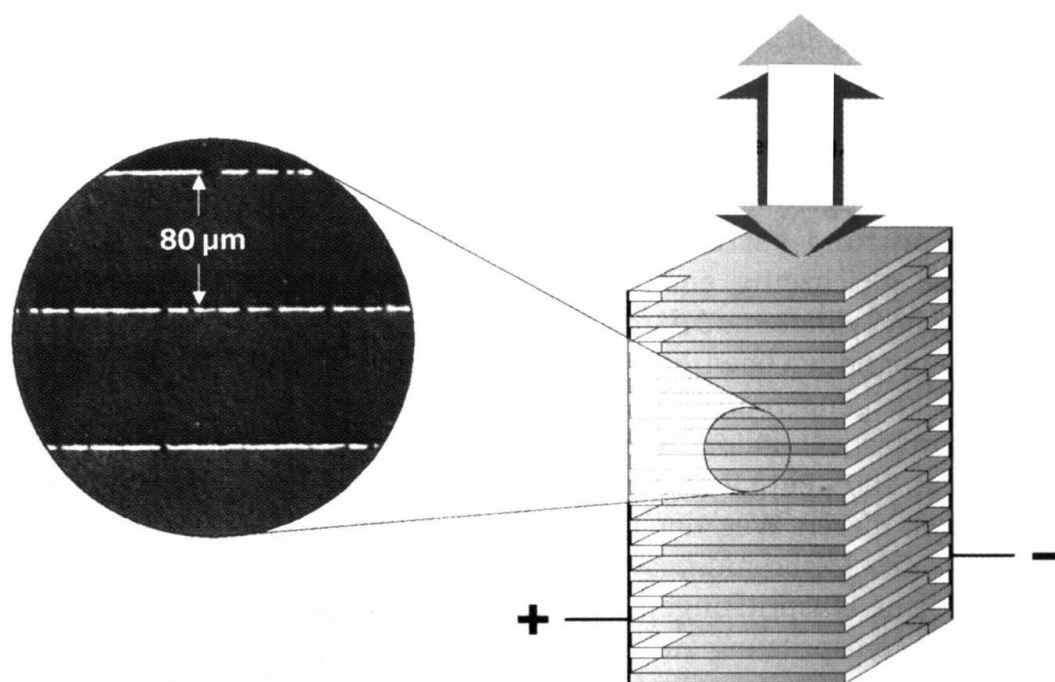


Рисунок 3.1 П'єзоелемент

Винахідникам німецької фірми вдалося створити 280-шаровий пакет з п'єзокераміки, що розширюється на 80 мкм всього за 0,1 мс -- достатньо, щоб впливати на голку форсунки із зусиллям 6300 Н. Електрогідравлічна форсунка концерну з п'єзоелементом Siemens показана на рисунку 3.2.

Принцип роботи форсунки Siemens аналогічний роботі форсунки Bosch, за винятком регулювання тиску в камері управління. Замість електромагніту тут застосовується п'єзоелемент 1. Для збільшення ходу клапана використовується механічний важільний мультиплікатор переміщення 2. При спрацюванні п'єзоелемента 1, в результаті його розширення, відбувається переміщення і поворот важільного мультиплікатора переміщення 2, який в свою чергу переміщує шток 3, при цьому останній відкриває клапан управління 4. Тиск у камері управління падає і запірні голка під дією високого тиску в кишені розпилювача

відкривається. В початку свого ходу (поз I) через важільний мультиплікатор передається максимальне зусилля, що протидіє високому тиску переміщення при цьому мінімальне $a / b \approx 1$. В кінці ходу зусилля зменшується, а хід збільшується в $a / b > 1$ раз (позиція II).

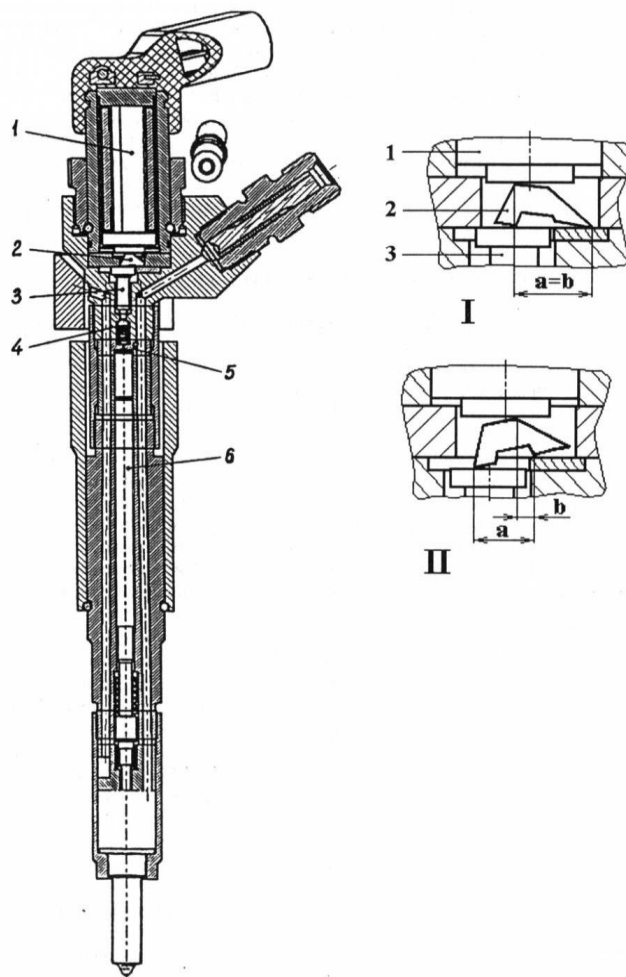


Рисунок 3.2. Розріз електрогидравлічної форсунки фірми Siemens:

1 - п'єзоелемент; 2 - важільної мультиплікатор переміщення; 3 - шток, 4 - клапан управління; 5 - жиклер камери управління; 6 - мультиплікатор гідро запирання; I - важільної мультиплікатор переміщення у вихідному положенні; II- під час уприскування.

Розвитком форсунок з п'єзоелементом стало перенесення керуючого клапана в нижню частину форсунки (рисунок 3.3). Завдяки тому, що п'єзо форсунками мають набагато менший час спрацьовування, ніж традиційні електромагнітні, стало можливим поділ горючої суміші на кілька окремих мікродоз: після багаторазових попередніх впорскувань дуже невеликих кількостей горючої суміші

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

слідують або основне впорскування, або при необхідності декілька підвприсків. Час між попередніми упорскуванням і основним уприскуванням складає 100мс. Обсяг палива, що потрапляє в циліндр в момент кожного попереднього впорскування, становить $1,5 \text{ мм}^3$. Це робиться для рівномірного розподілу тиску в камері згоряння і, відповідно, зменшення шуму, створюваного в процесі згоряння. Після впорскування, в свою чергу, служать для зниження токсичності відпрацьованих газів. Якщо в кінці циклу згоряння зробити ще одне впорскування в циліндр, то залишилися частинки згорають краще. Крім того, у випадку, коли у впускній системі встановлений фільтр для уловлювання незгорілих частинок, така технологія за рахунок високої температури сприяє його очищенню. Це особливо актуально для двигунів з великим робочим об'ємом.

Якщо в першому поколінні систем уприскування високого тиску Common Rail з електрогідравлічними форсунками тиск упорскування становив близько 1350 бар, то для другого покоління з п'єзо гідравлічними форсунками тиск зріс до 1650 бар. Більш того, зараз стало можливим використовувати до семи тактів уприскування замість трьох за один робочий процес. Завдяки цьому з'являються нові можливості для збільшення номінальної потужності двигуна і ще більш точного контролю за складом відпрацьованих газів.

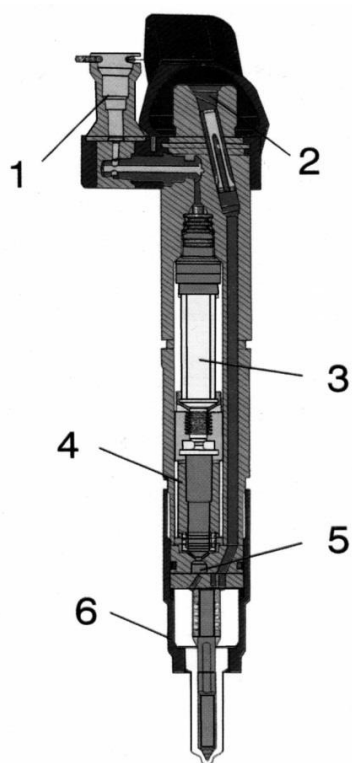


Рисунок 3.3 Схема форсунки з п'єзoeлементом другого покоління:

1 - відвід палива; 2 - підведення палива; 3 - п'єзoeлектричний елемент; 4 - керуючий поршень; 5 - керуючий клапан; 6 - гайка розпилювача

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

3.2. Опис конструкції та розрахунок проектованої форсунки

Форсунка

Форсунка системи складається з електромагніту 11 і його якоря 10, маленького кулькового керуючого клапана 8, запірної голки 2, розпилювача 3, поршня управляючого клапана 5, підпружиненого штока 9. Шарик клапана притискається до сидла із зусиллям пружини і електромагніту. Сила пружини розрахована на тиск до 100 кг/см^2 , що значно нижче тиску в лінії високого тиску ($250 \dots 1600 \text{ кг/см}^2$), тому тільки при додаванні зусилля електромагніту кульковий клапан не відійде від сидла, відокремлюючи акумулятор від лінії зливу. Голка розпилювача форсунки в неробочому стані притискається до сидла пружиною розпилювача -- це запобігає потраплянню повітря в форсунку при пуску двигуна.

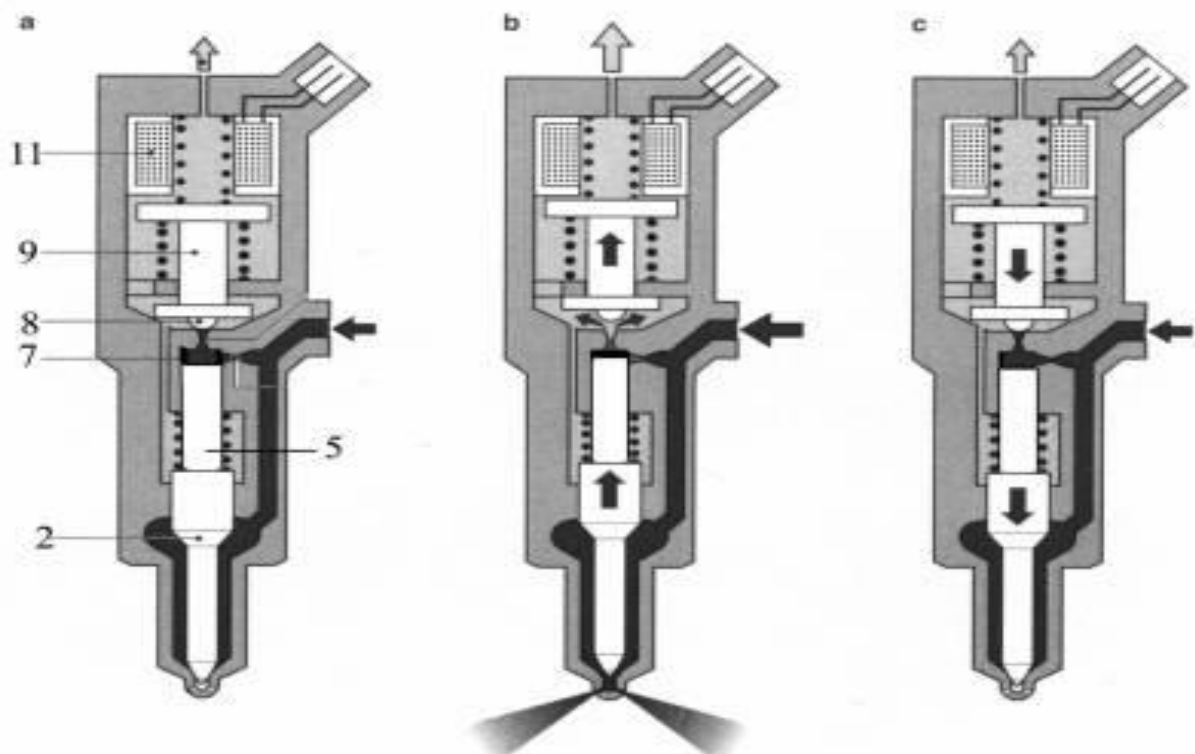


Рисунок 3.4 Принцип дії електрогідравлічної форсунки:

а - форсунка в закритому стані; б - форсунка у відкритому стані; с - фаза закриття форсунки

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

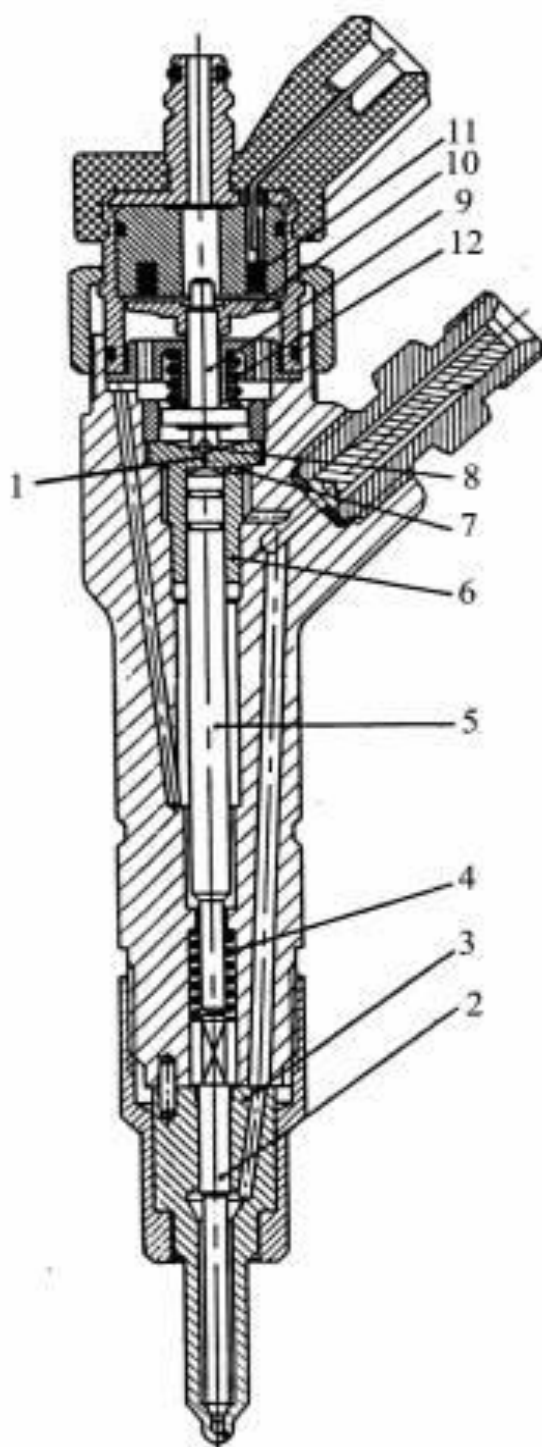


Рисунок 3.5 Розріз електрогідравлічної форсунки

1 - відвідний дросель; 2 - голка, 3 - розпилювач; 4 - пружина замикання голки, 5 - поршень керуючого клапана; 6 - втулка поршня; 7 - підвідний дросель; 8 - кульковий керуючий клапан; 9 - шток; 10 - якір; 11 - електромагніт; 12 - пружина клапана

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

На відміну від бензинових електромеханічних форсунок, в форсунках електромагніт при тиску 1350 - 1600 кгс/см² не в змозі підняти запірну голку, тому використовується принцип гідро підсилення.

При створенні тиску в акумуляторі, він діє як на конусну поверхню голки, так і на поршень керуючого клапана (рисунок 3.7 а). Оскільки площа робочої поверхні поршня на 50% більше площі конусної поверхні голки, голка розпилювача продовжує притискатися до сідла.

При подачі напруги від блоку керування на електромагніт 11, шток 9 якоря штока піднімається і відкривається кульковий керуючий клапан 8 (рисунок 3.7 в). Тиск у камері управління 7 падає в результаті відкриття дросельного отвору і паливо пропускається із зони над поршнем керуючого клапана в зону зливу. Тиск на поршень керуючого клапана падає, тому що подаючий дросельний отвір керуючого клапана має менший перетин ніж відповідний. Запірна голка 2 при цьому під дією високого тиску в кишені розпилювача 3 відкривається. Кількість палива, що подається залежить від часу подачі напруги в електромагніт 11, а значить від часу відкриття кулькового керуючого клапана 8. При припиненні подачі напруги на електромагніт 11, якір під дією пружини опускається вниз, при цьому кульковий керуючий клапан закривається, тиск у камері управління 4 відновлюється через спеціальний жиклер (рисунок 3.7 с). Під дією тиску палива на поршень керуючого клапана 5, що має діаметр більше діаметру голки, остання закривається.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.Розрахунок форсунки.

1.1. Визначення основних параметрів та розмірів форсунки.

Вихідні дані:

Ефективна потужність двигуна	$P_e =$	43,9	кВт
Частота обертання	$n =$	2000	хв ⁻¹
Число циліндрів	$z =$	3	
Ефективна витрата палива	$b_e =$	0,245	кг/кВт*г
Тактність двигуна		4	
Максимальний тиск в циліндрі	$P_{max} =$	10,5	МПа
Тиск стискування	$P_c =$	6,5	МПа

Число соплових отворів:

$i=1$ - в розділених камерах згорання.

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

$i = 6$

Циклова подача палива

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

$$B_{ц} = 0,060 \text{ г/цикл}$$

де: n_K - частота обертання кулачкового вала паливного насоса

для 4-тактных ДВЗ:

$$n_K = \frac{n}{2}$$

для 2-тактных ДВЗ:

$$n_K = n$$

$$n_K = 1000 \text{ хв}^{-1}$$

Максимальна циклова подача палива:

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

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

$$K = 1,3$$

$$B_{цmax} = 0,078 \text{ г/цикл}$$

Объемна циклова подача палива:

$$V_{фц} = \frac{B_{цmax} \cdot 10^6}{\rho_f}, \text{ мм}^3 / \text{цикл}$$

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

$$\rho_f = 870 \text{ кг/м}^3$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{\text{ц}} = 89,2858 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Середня швидкість витікання палива через соплові отвори

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

де:

$p_{m\phi}$ - середній тиск вприску палива:

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

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

$p_{m\phi} = 50 \text{ МПа}$

$p_{mц}$ - середній тиск газів в циліндрі двигуна

в період вприску:

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

$p_{mц} = 8,5 \text{ МПа}$

$V_{m\phi} = 308,873 \text{ м/с}$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Час витікання палива:

$$t_b = \frac{\varphi_{к.в.}}{6 \cdot n}, c$$
$$t_b = 0,002 \quad c$$

де:

$f_{к.в.}$ - тривалість подачі палива в градусах
повороту колінчатого вала:
 $f_{к.в.} = 15 - 35^{\circ}$ - для плівкового сумішоутворення;
 $f_{к.в.} = 10 - 25^{\circ}$ - для об'ємного сумішеутворення.
 $f_{к.в.} = 20^{\circ}$

Сумарна площа соплових отворів:

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

$$A_c = 0,248 \quad мм^2$$

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

$$m_c = 0,7$$

Діаметр соплових отворів виготовляють через
0,05мм, зазвичай $d_c = 0,15 - 1,0$ мм - для форсунок з
однополосною нерозділеною камерою згорання.

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

$$d_c = 0,229 \quad мм$$

Приймаємо $d_c = 0,230 \quad мм$

1.2. Вибір матеріалу та розрахунок пружини форсунки.

Вибір матеріала пружини форсунки.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умови роботи пружини форсунки.

Пружина форсунки є одною з основних її деталей, від працездатності якої залежить надійність та термін служби форсунки. Пружина сприймає великі періодичні навантаження динамічного характеру при високій швидкості їх прикладання.

Вимоги до матеріалу пружини.

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

Вибір марки матеріалу пружини.

Для відповідальних пружин зазвичай вибирають проволочку з хромо-ванадієвої сталі 50ХФА ГОСТ 14959-79.

Хімічний склад сталі 50ХФА:

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

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

Механічні властивості сталі 50ХФА, межа міцності:

$\sigma_B = 1300$ МПа;

$\sigma_T = 1100$ МПа - межа текучості;

$\Delta = 8\%$ - відносне подовження;

$\psi = 35\%$ - відносне звуження.

Розрахунок на міцність.

Визначення основних параметрів.

Тиск початка вприска:

$P_B = 15 - 30$ МПа - в нерозділених камерах згорання;

$P_B = 10 - 15$ МПа - в розділених камерах згорання з однодирчатою форсункою.

$P_B = 25$ МПа

Діаметр направляючої частини голки:

$d_1 = 6 - 12$ мм - для ВОД;

$d_1 = 10 - 16$ мм - для СОД и МОД.

$d_1 = 8$ мм.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Величина відносної диференціальної площадки голки:

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

$$\delta = 0,5$$

Діаметр запираючої частини голки:

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

$$d_2 = 5,657 \text{ мм}$$

Подйом голки:

$$h_{\text{н}} = 0,4 - 1,2$$

мм - для СОД и МОД;

$$h_{\text{н}} = 0,28 - 0,38$$

мм - для ВОД;

$$h_{\text{н}} = 0,3 \text{ мм}$$

Діаметр проволочки пружини:

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

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

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

$$d = 4 \text{ мм}$$

Середній діаметр пружини:

$$D_{\text{ср}} = 6 - 20 \text{ мм}$$

$$D_{\text{ср}} = 10 \text{ мм}$$

Число робочих витків:

$$n_p = 5 - 12$$

$$n_p = 8$$

Зусилля, піднімаюче голку (сила попереднього запаса пружини):

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

$$F_1 = 628,00 \text{ Н}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Попередній прогиб пружини:

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

$$f_1 = 2,1980 \text{ мм}$$

де:

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

$$K_2 = 1,120 \text{ - поправочний коефіцієнт.}$$

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

$$c = 2,5$$

$$G = 80000 \text{ МПа - модуль здвига.}$$

Максимальне зусилля пружини при підйомі голки:

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

$$F_2 = 713,7 \text{ Н}$$

де, $f_2 = f_1 + h_{II}, \text{ мм}$

$$f_2 = 2,498 \text{ мм - максимальний прогиб пружини.}$$

Мінімальне та максимальне напруження в пружині:

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

$$\tau_{\min} = 436,882 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

$$\tau_{\max} = 496,511 \text{ МПа}$$

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

Умова виконується

Середнє напруження амплитуди цикла:

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

$$\tau_m = 466,696 \text{ МПа}$$

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

$$\tau_a = 29,815 \text{ МПа}$$

Запас міцності по межі усталості:

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

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

$\varphi_t = 0,1$ - коефіцієнт приведення цикла
для вуглецевих та легированих сталей.

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

$$n_\tau = 3,739$$

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

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

Умова виконується

Частота особистих колевань пружини за хвилину:

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

$$n_c = 108500 \text{ кол/хв.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перевірка на резонанс:

$$\frac{P_c}{P_k} \text{ недорівнює цілому числу}$$

Резонанс відсутній

1.3. Вибір матеріалу та розрахунок на міцність стержня штовхача.

Вибір матеріалу стержня штовхача.

Умови роботи стержня штовхача.

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

Стержень штовхача працює на стискання та продольний згиб.

Вимоги до матеріалу стержня.

В зв'язку з тим, що стержень штовхача представляє собою довгу деталь з невеликим діаметром, для якої найбільш відповідна інструментальна сталь.

Вибір марки матеріалу стержня.

Вибираємо інструментальну леговану сталь ХВГ ГОСТ 5950-73.

Хімічний склад сталі ХВГ.

C=0.9-1.05% Mn=0.8-1.1% Si=0.15-0.35%
Cr=0.9-1.2% W=1.2-1.6%

Механічні властивості сталі ХВГ ГОСТ 5950-73.

Стандртот не регламентується.

Розрахунок на міцність стержня.

Напруження стискання.

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \times F_2}{\pi \times d^2_{\min}}, \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{сж} = 36,3676 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Запас стійкості на продольний прогиб.

$$n = \frac{\pi^2 \times E \times J}{F_2 \times l_{cm}^2}$$

де: $E=2 \cdot 10^5$ МПа-модуль упругості
 J -основний момент інерції мінімального
 перерізу стержня, мм⁴

$$J = \frac{\pi \times d^4 \min}{64} \quad , \text{ мм}^4$$

$$J = 30,6641 \text{ мм}^4$$

l_{cm} - довжина стержня ,мм

$$l_{cm} = 120 \text{ мм} \quad (\text{приймати конструктивно})$$

$$n = 5,88345 \text{ мм}$$

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

Умова виконується

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

3.3 Вимоги до технологічності вузла

Конструкція будь - якої машини визначається перш за все її призначенням і тими характеристиками, які вона повинна мати в умовах експлуатації. Проте, разом з цим, до конструкції машин пред'являються також і виробничі вимоги. Зокрема, конструкція машини повинна бути такою, щоб її експлуатаційні якості, залежні від складання, могли бути досягнуті, при даному об'ємі виробництва шляхом використання найбільш економічного технологічного процесу складання.

Таку конструкцію прийнято називати, з погляду складання, технологічною. Звичайно дуже важливо, щоб конструкція виробу технологічна в складанні повністю відповідала вимогам технологічності застосовна і до інших процесів виробництва.

Технологічні вимоги не є сталими, оскільки вони визначаються умовами виробництва, в яких ця машина повинна створюватися.

Перш за все технологічність конструкції машини є функція масштабу і серійності її випуску. Чим більше масштаб виробництва машини, тим більш технологічною вона повинна бути. Якщо, наприклад, при індивідуальному виробництві можливість розбики машини на окремі складальні одиниці, а також скорочення пригоночних робіт і повторного складання є першочерговою вимогою, то при велико серійному і тим більше масовому потоковому виробництві це стає основною умовою технологічності конструкції машини.

Основними технологічними вимогами, що пред'являються до конструкції машини при її складанні, є:

- обмеженість довжини кінематичних ланцюгів;
- забезпечення можливості зниження трудомісткості і скорочення циклу вузлового і загального складання;
- можливість складання машини з відособлених складальних одиниць без повторних розбирань;
- скорочення до мінімуму об'єму пригоночних робіт.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дуже важливо, щоб більшість вузлів - груп в конструкції машини були б незалежні один від одного і, таким чином, були не тільки конструктивними, але і складальними групами. В цьому випадку складання груп може бути легко виділений з процесу загального складання машини, а це завжди приводить до спрощення технології складання і скорочення її трудомісткості. Особливо це важливо для потокового виробництва.

Бажано, щоб вузол-група розбивався на підгрупи першого порядку, що також скорочує трудомісткість складання і, як правило, підвищує її якість.

Точність і інші якості складання, що вимагається технічними умовами, повинна забезпечуватися відповідною побудовою технології складання і механічної обробки деталей.

Проте, і в цьому випадку, методи досягнення необхідної точності складання, а отже, і її економічність значною мірою залежать також від конструкції вузла або виробу. Конструктивні умови, крім того, дуже часто визначають характер пригоночних робіт в процесі складання, які в більшості випадків слід зводити до мінімуму, а при конвеєрній збірці - усувати зовсім.

3.4. Аналіз технологічності складання штифтової форсунки

Кожна деталь штифтової форсунки пов'язана з трудовими і матеріальними витратами. Ці витрати залежать значною мірою від правильного вибору варіанта технологічного процесу, його оснащення, механізації і автоматизації, застосування оптимальних режимів обробки та правильної підготовки виробництва. На трудомісткість виготовлення деталі надають особливий вплив її конструкція і технічні вимоги на виготовлення. При відпрацюванні на технологічність конструкції деталі необхідно робити оцінку в процесі її конструювання.

Вимоги до технологічності конструкції деталі згідно з ДОСТ 14.204-73 наступні:

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

1. конструкція деталі повинна складатися зі стандартних і уніфікованих конструктивних елементів або бути стандартною в цілому;
2. деталі повинні виготовлятися із стандартних і уніфікованих заготовок або заготовок, отриманих раціональним способом;
3. розміри і поверхні деталі повинні мати відповідно оптимальні ступінь точності і шорсткість;
4. фізико-хімічні та механічні властивості матеріалу, жорсткість деталі, її форма та розміри повинні відповідати вимогам технології виготовлення; показники базової поверхні (точність, шорсткість) деталі повинні забезпечувати точність установки, обробки і контролю;
5. конструкція деталі повинна забезпечувати можливість застосування типових і стандартних технологічних процесів її виготовлення.

Технологічність конструкції повинна задовольняти вимогам, які висуваються до виробу, до складу якого вона входить, і частковим вимогам, пов'язаним безпосередньо з її технологічністю.

3.5 Оцінка технологічності складання штифтової форсунки:

1. Конструкція штифтової форсунки відноситься до середнього рівня складності.
2. Габаритні розміри деталей і їх використання дозволяє використовувати раціональні методи отримання заготовки.
3. Забезпечення потрібної шорсткості можливо стандартними режимами обробки і уніфікованим інструментом.
4. Матеріали з якого виготовлені деталі штифтової форсунки не є дефіцитними, тому їх ціна прийнятна.
5. Конфігурація деталей проста.
6. Конструкційні елементи вузла універсальні.
7. Конструкція забезпечує достатню жорсткість.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загалом ми можемо дати механізму простий рівень технологічності.

Визначення технічної норми часу.

Розрахунок штучного часу в умовах серійного виробництва вираховується згідно формули:

$$T_{шт} = \sum T_{оп} \left(1 + \frac{a_{обс} + a_{он}}{100} \right) =, хв$$

$T_{оп}$ - оперативний час на операцію, хв.;

$a_{обс}$ - 4% - відсоток часу від оперативного на обслуговування робочого місця;

$a_{он}$ - 3% - відсоток часу від оперативного на особисті потреби;

Визначимо штучний час на кожну окрему операцію складання штифтової форсунки:

005 Підготовча

$$T_{005} = 14 \times \left(1 + \frac{3+4}{100} \right) = 15 \text{ хвилини}$$

010 Складальна.

$$T_{005} = 45 \times \left(1 + \frac{3+4}{100} \right) = 48 \text{ хвилини}$$

015 Випробувальна.

$$T_{005} = 8 \times \left(1 + \frac{3+4}{100} \right) = 9 \text{ хвилини}$$

Визначаємо загальний штучний час на складання.

$$T_{шт} = T_{005} + T_{010} + T_{015} = 15 + 48 + 9 = 72 \text{ хвилини}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

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

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.

При проектуванні двигуна значну увагу приділяють вирішенню питань охорони праці та навколишнього середовища, так як двигун є джерелом небезпечних і шкідливих виробничих факторів, а також джерелом забруднення навколишнього середовища і за багатьма аспектами має пряме відношення до проблем захисту природи.

В спроектованому двигуні небезпечними і шкідливими факторами згідно ГОСТ 12.003-74 є деталі і вузли які рухаються, паливо і випускні гази, які містять шкідливі речовини. Державними стандартами, санітарними нормами визначені норми викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище, димність відпрацьованих газів, безпечність роботи двигуна, для дотримання яких розробляється ряд спеціальних заходів по організації робочого процесу двигуна та зменшення шкідливого впливу двигуна на довкілля шляхом встановлення різноманітних систем та пристроїв нейтралізації шкідливих речовин.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Для безпеки обслуговування двигуна всі частини, що обертаються мають захисні щитки, люки та огороження, пофарбовані в червоний колір для привернення уваги та позначення джерела потенційної небезпеки. Найбільш теплонапружені деталі і місця двигуна мають додаткове охолодження, а випускний колектор ізолюваний азбестовим шнуром.

Таким чином в цілому забезпечується досить безпечна робота персоналу при обслуговуванні двигуна за умови дотримання відповідних вимог та правил техніки безпеки.

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ГОСТ 12.0.003 – 83. Пари паливо-мастильних матеріалів проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

Шум та вібрація негативно впливають на обслуговуючий персонал, знижують працездатність, увагу, призводять до швидкої втомлюваності та при перевищенні допустимих норм можуть викликати різноманітні захворювання людського організму.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила, які при потраплянні до організму людини можуть викликати хронічні захворювання та навіть отруєння та смерть.

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

Двигун працює на газоподібному паливі, що створює небезпеку витікання газу в приміщення енергетичної установки при розгерметизації елементів паливної апаратури та створює небезпеку вибуху газу в приміщенні.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна завдати людині опіків. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами або захисними огороженнями.

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Причиною пожеж у приміщенні енергетичної установки є: несправні електроприлади, самозаймання обтирочного матеріалу, несправність запірної арматури, розгерметизація елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, викликає гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших біологічних рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CnHm). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система ефективної вентиляції.

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

Вентиляції, що застосовуються в приміщенні енергетичної установки: штучна, припливна і природна.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1. Кількість припливного 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, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Негативно впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму на протязі тривалого часу спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткової чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 6.1

Санітарні норми шуму Таблиця 4.1

b, 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 невідновженість 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 поясу, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації наведені в таблиці 4.2

Санітарні норми вібрації Таблиця 4.2

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), 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	0,63/10 2	0,56/10 1	0,56/10 1	0,56/101

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, який створює двигун 4ГЧН 8,5/11 визначається по формулі:

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

де:

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 200 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 200 \text{ хв}^{-1}$;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 42 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(200 + 42^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{2000}{2000}\right) \right] = 87,02 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи або бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб. Для зниження механічного шуму необхідно зменшувати зазори між деталями і вузлами (наприклад між юбкою поршня і гільзою), виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумо поглинаючими покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 3ЧН 10,5/12 визначаємо 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, $m = 130 \text{ кг}$;

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{200 \cdot 42^{0.55} \cdot \left(\frac{1+42}{130} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot 4 \frac{130}{42}} + 30 \lg(1) \right) = 94,6 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, спеціальні подушки, які гасять вібрацію.

Заходи по зниженню шуму і вібрації.

Шум і вібрація двигунів внутрішнього згоряння негативно впливають на здоров'я працюючих, зменшують продуктивність праці, притупляють увагу, що може призвести до виникнення нещасних випадків. Двигуни у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, одночасно, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Метод полягає у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у підвищенні точності виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, доведення і притирання деталей, вибір підшипників з малими зазорами). 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 приміщення. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення вібрації. Ефективним способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: навушників, гермошоломів і касок, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяють зменшити шум на 15 – 20 Дб.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Висновок по розділу

З проведених розрахунків шуму та вібрації створених спроектованим двигуном видно, що їхні значення дещо перевищують допустимі санітарні норми, що буде справляти негативний вплив на обслуговуючий персонал.

Тому крім стандартних засобів гасіння шуму та вібрації, таких як підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, капотування двигуна та ін., було запропоновано ряд додаткових заходів, які дозволять знизити рівень шуму та вібрації двигуна серед яких: застосування спеціальних вібро поглинаючих опор для двигуна, звукоізолюючих кабін з яких проводиться управління двигуном, використання засобів індивідуального захисту обслуговуючим персоналом, зменшення зазорів в деталях двигуна за рахунок притирання та підгонки деталей.

Щодо заходів спрямованих на підвищення рівня техніки безпеки та протипожежного захисту, то до них можна віднести встановлення в приміщенні автоматичної системи пожежогасіння та систем сигналізації про перевищення концентрації в приміщенні небезпечних для здоров'я та наявність вибухонебезпечних речовин, що в поєднанні з ефективною системою вентиляції дозволить значно знизити ризик виникнення захворювань в обслуговуючого персоналу та пожежі в приміщенні.

Також необхідно приділяти значну увагу проведенню відповідних інструктажів з техніки безпеки та протипожежного захисту серед обслуговуючого персоналу, організації комплексу заходів по систематичному підвищенню рівня кваліфікації робітників, обладнання приміщення всіма необхідними засобами для інформування та попередження працівників про можливі небезпеки на підприємстві та порядок дій при виникненні небезпечних ситуацій.

Поєднання комплексу всіх вище перелічених заходів дозволить створити безпечні та комфортні умови для робочого персоналу.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВИСНОВКИ

Розроблена відповідно до завдання кваліфікаційна робота містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по двигуну ЗЧН10,5/12 і детальну розробку конструкції форсунки. Кваліфікаційна робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 6 листів формату А1, технологічного процесу складання форсунки.

Двигун Д-130 потужністю 44 кВт встановлюється на автомобілі невеликої вантажопід'ємності та легкі трактори.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам проектного двигуна ($P_e=42$ кВт) визначено двигун – прототип Д-130 ($P_e=33,1$ кВт при $n=2000$ хв⁻¹) і виконані розрахунки робочого циклу.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Значне місце в дипломному проекті зайняла розробка конструкції електронно-гидравлічної форсунки, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню рівномірності роботи. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої конструкції та виконане обґрунтування запропонованої.

В технологічному розділі кваліфікаційної роботи розроблено технологічний процес складання форсунки. В ході цієї розробки складено маршрутний технологічний процес складання, визначено час на виконання кожної операції складання.

Враховуючи те, що запроектований двигун є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в кваліфікаційній роботі відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Нестеренко В.В., Лисих А.Ю. Теоретичні передумови застосування альтернативних палив як екологічно безпечних енергоресурсів. //Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща. 19-20 вересня 2023р. – С. 214-216.
2. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.
3. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.
4. Нестеренко В.В. Фідровська Н.М., Писарцов О.С. Визначення впливу геометричних параметрів канатних блоків на довговічність канату.: - Підйомно-транспортна техніка, Вип. 1(62), 2020, - с. 19-28
5. Фідровська Н.М., Ломакін А.О., Хурсенко С.О., Нестеренко В.В. Напружений стан дротинок канату в процесі згинання на блоці.: - Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Вип. 92, т.1, 2021, - с.184-187
6. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.- Первомайськ ППІ, 2010.
7. І.О. Григурко, М.Ф. Брендюля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
						76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

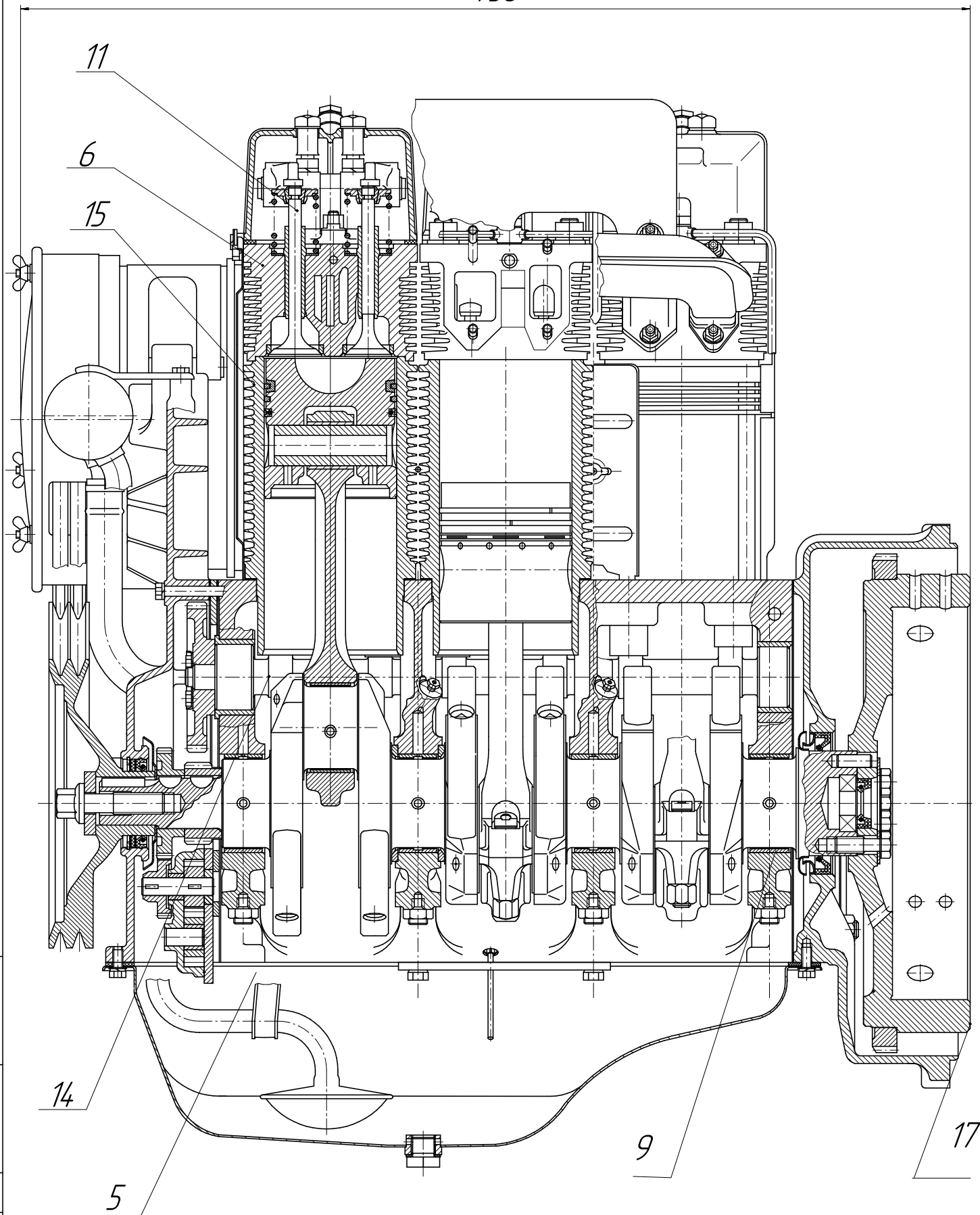
8. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

9. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих
Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

10. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets
Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanga, Lithuania, 2023. – Pages.

					ПННІ НУК 131.61.23.25 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

Формат	Зона	Па	Позначення	Найменування	Кільк	Примітка
				Документація		
A				Складальне креслення		
1						
				Складальні одиниці		
		1		Картер	1	
		2		Шків ведучий приводу вентилятора	1	
		3		Ремені приводу вентилятора	2	
		4		Вентилятор	2	
		5		Трубопровід впускний	1	
		6		Трубопровід випускний	1	
		7		Циліндр	3	
		8		Насос паливний	1	
		9		Фільтр паливний	2	
		10		Картер маховика	1	
		11		Щуп масляний	1	
		12		Картер масляний	1	
		13		Фільтр масляний	1	
		14		Стартер	1	
		15		Кожух вентилятора	1	
		16		Форсунка	3	
		17		Кришка клапанів	1	
		18		Сітка вентилятора	1	
		19		Масловіддільник	1	
		20		Горловина маслозаливна	1	
		21		Кришка розподільчих шестерен	1	
		22		Генератор	1	
						</



Технічна характеристика
 Ефективна потужність $P_e = 43,9$ кВт.
 Частота обертання колінчастого валу $n = 2000$ хв⁻¹.
 Діаметр циліндра $D = 105$ мм.
 Хід поршня $S = 120$ мм.

Ступінь стиску $\epsilon = 14$
 Ефективна витрата $b_e = 0,285$ кг/(кВт·год).

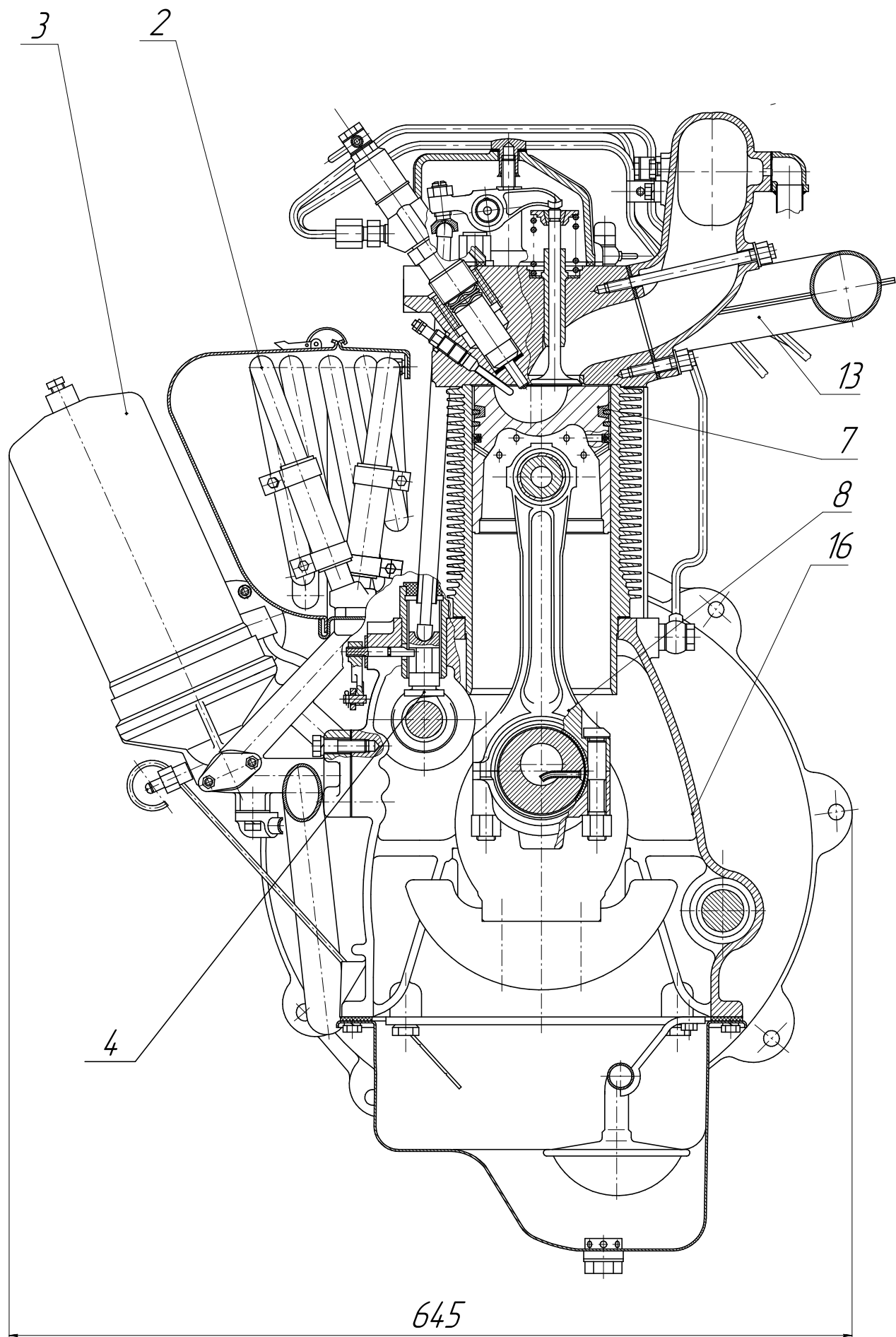
ПНН 1316123.01 СК					
Лист	№ докум.	Лист	Дата	Лист	Дата
Д-130	Баланска ДП	Лист	10500	14	
Резерв	Нестеренко ВВ	Лист	1	Листов	2
Проєкт	Нестеренко ВВ	Лист	1	Листов	2
І.контр.	Нестеренко ВВ	Лист	1	Листов	2
І.контр.	Нестеренко ВВ	Лист	1	Листов	2
І.контр.	Нестеренко ВВ	Лист	1	Листов	2
І.контр.	Нестеренко ВВ	Лист	1	Листов	2

61-ТЕММаз-223

Копіювати

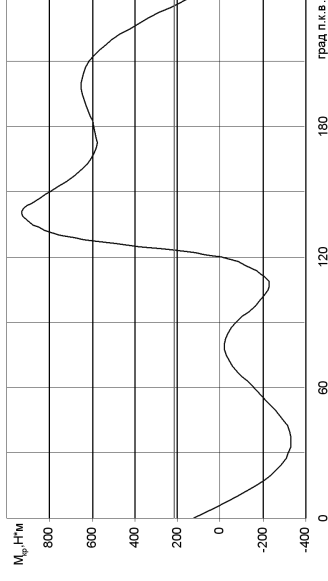
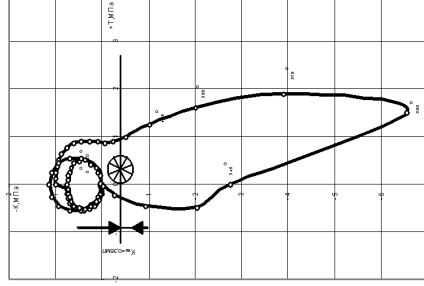
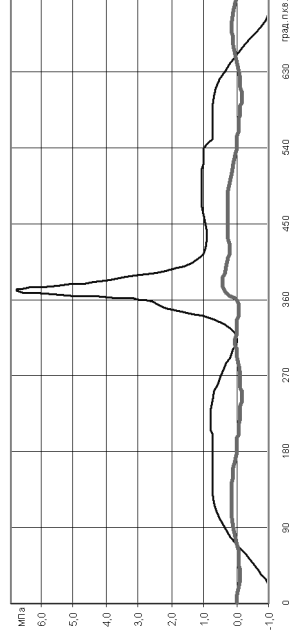
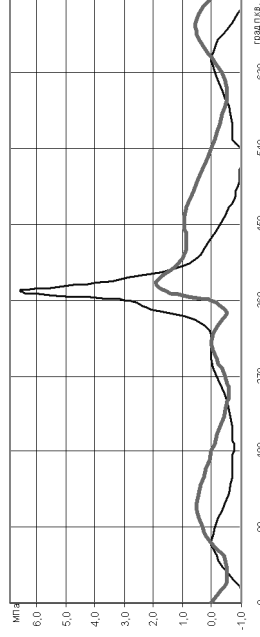
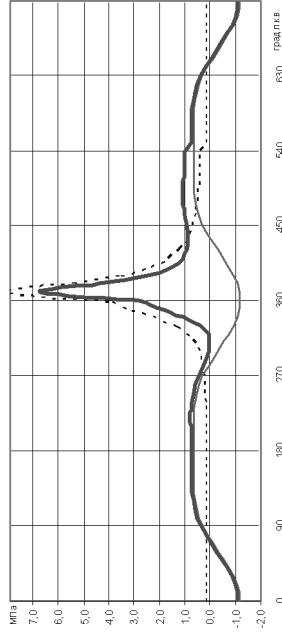
Формат А1

Лист 1 з 1
 Лист 2 з 2
 Лист 3 з 3
 Лист 4 з 4
 Лист 5 з 5
 Лист 6 з 6
 Лист 7 з 7
 Лист 8 з 8
 Лист 9 з 9
 Лист 10 з 10
 Лист 11 з 11
 Лист 12 з 12
 Лист 13 з 13
 Лист 14 з 14
 Лист 15 з 15
 Лист 16 з 16
 Лист 17 з 17
 Лист 18 з 18
 Лист 19 з 19
 Лист 20 з 20
 Лист 21 з 21
 Лист 22 з 22
 Лист 23 з 23
 Лист 24 з 24
 Лист 25 з 25
 Лист 26 з 26
 Лист 27 з 27
 Лист 28 з 28
 Лист 29 з 29
 Лист 30 з 30
 Лист 31 з 31
 Лист 32 з 32
 Лист 33 з 33
 Лист 34 з 34
 Лист 35 з 35
 Лист 36 з 36
 Лист 37 з 37
 Лист 38 з 38
 Лист 39 з 39
 Лист 40 з 40
 Лист 41 з 41
 Лист 42 з 42
 Лист 43 з 43
 Лист 44 з 44
 Лист 45 з 45
 Лист 46 з 46
 Лист 47 з 47
 Лист 48 з 48
 Лист 49 з 49
 Лист 50 з 50
 Лист 51 з 51
 Лист 52 з 52
 Лист 53 з 53
 Лист 54 з 54
 Лист 55 з 55
 Лист 56 з 56
 Лист 57 з 57
 Лист 58 з 58
 Лист 59 з 59
 Лист 60 з 60
 Лист 61 з 61
 Лист 62 з 62
 Лист 63 з 63
 Лист 64 з 64
 Лист 65 з 65
 Лист 66 з 66
 Лист 67 з 67
 Лист 68 з 68
 Лист 69 з 69
 Лист 70 з 70
 Лист 71 з 71
 Лист 72 з 72
 Лист 73 з 73
 Лист 74 з 74
 Лист 75 з 75
 Лист 76 з 76
 Лист 77 з 77
 Лист 78 з 78
 Лист 79 з 79
 Лист 80 з 80
 Лист 81 з 81
 Лист 82 з 82
 Лист 83 з 83
 Лист 84 з 84
 Лист 85 з 85
 Лист 86 з 86
 Лист 87 з 87
 Лист 88 з 88
 Лист 89 з 89
 Лист 90 з 90
 Лист 91 з 91
 Лист 92 з 92
 Лист 93 з 93
 Лист 94 з 94
 Лист 95 з 95
 Лист 96 з 96
 Лист 97 з 97
 Лист 98 з 98
 Лист 99 з 99
 Лист 100 з 100

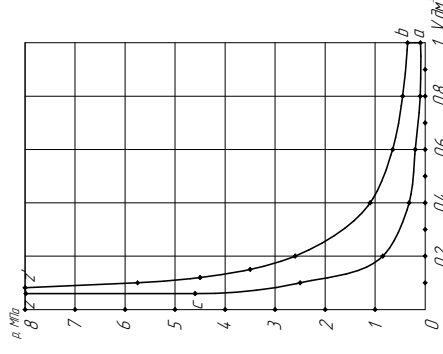
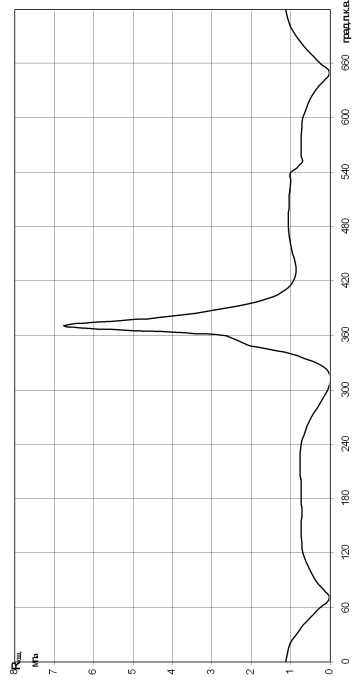


				ПННІ 1316123.02 СК					
				Двигун Д-130					
				поперечний переріз					
				Лист		Маса		Масштаб	
				Н		10500		1:4	
				Лист 1		Листів 2			
Лист				Н		Маса		Масштаб	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500		1:4	
Лист 1				Листів 2		Маса 10500			

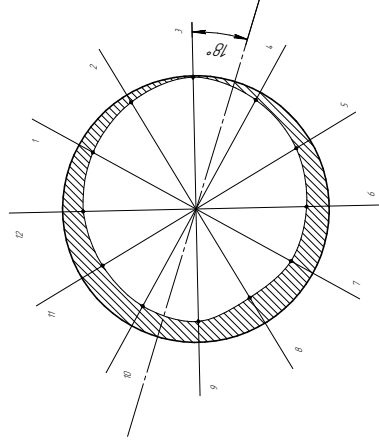
Силл, що діють на КШМ

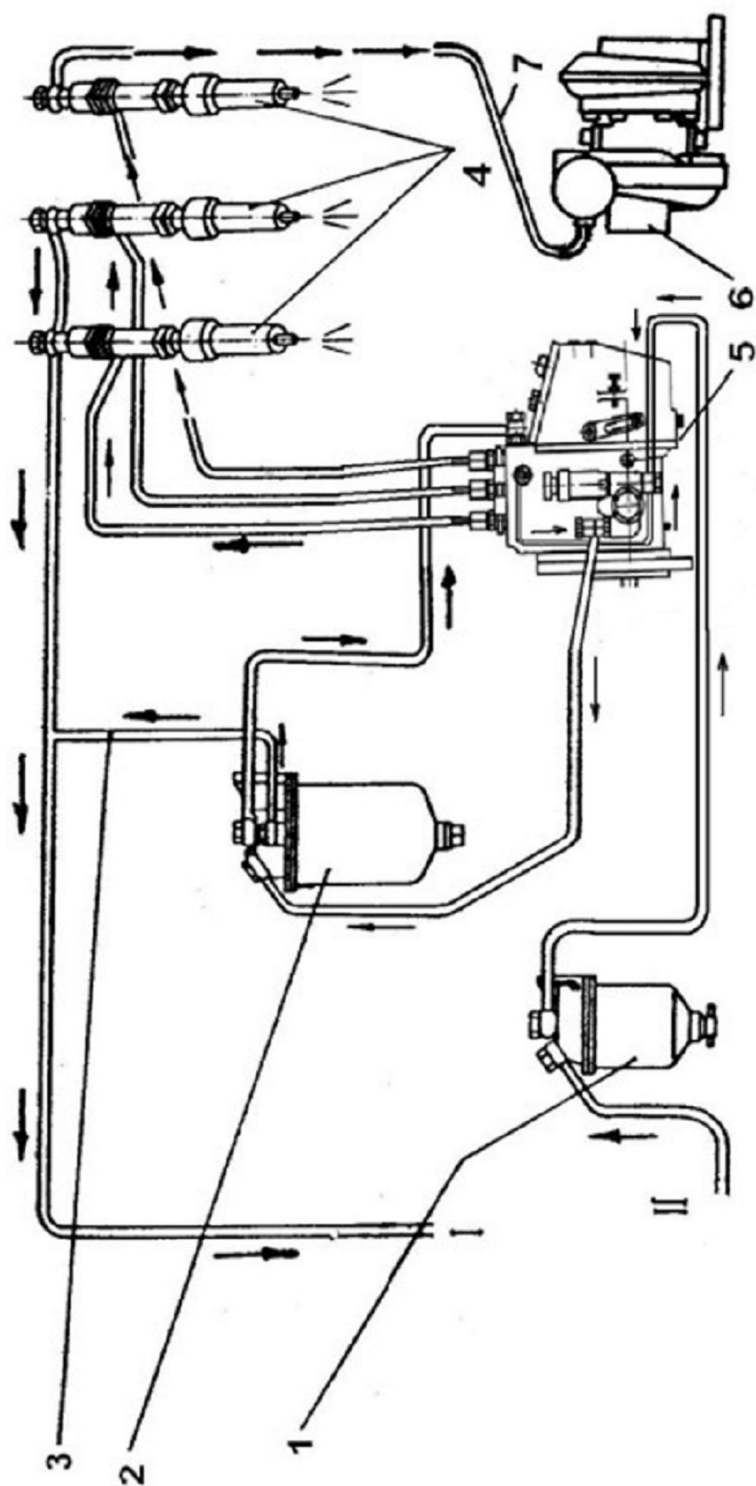


Індикаторна діаграма



Умовна діаграма зношування шатунної шийки

[illegible]

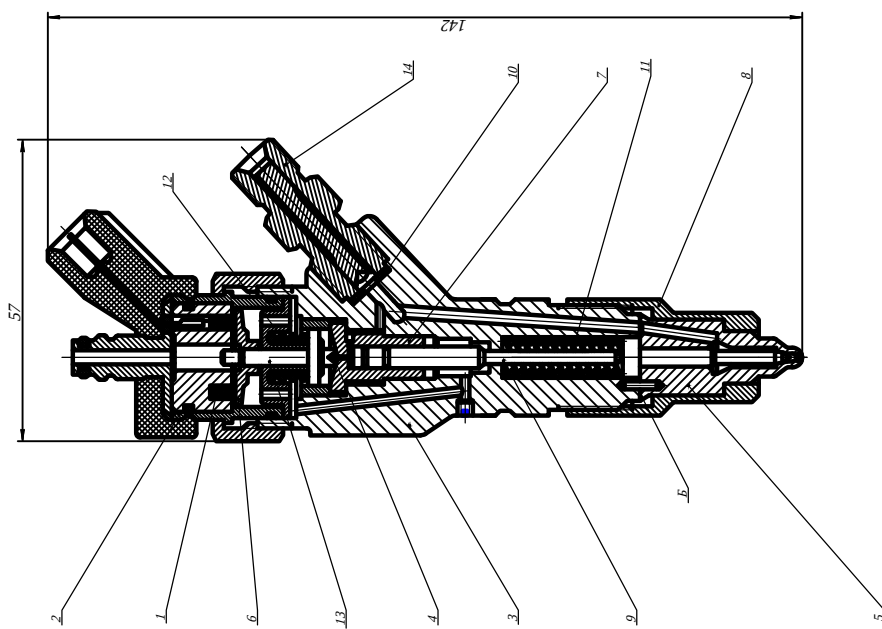
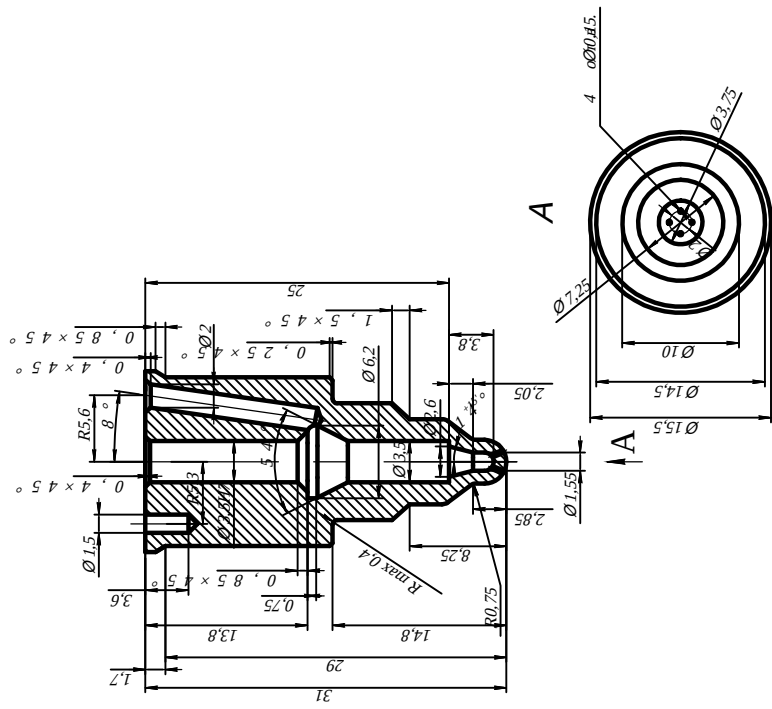


1 - фільтр грубого очищення палива; 2 - фільтр паливний тонкого очищення; 3 - трубка відведення повітря; 4 - форсунки; 5 - насос паливний; 6 - турбокомпресор; 7 - трубка зливу палива у впускний трубопровід

І - злив палива в бак; ІІ - забір палива з бака

[illegible]

Формат	Зона	Па	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка	
				Документація			
A1				Складальне креслення			
				Складальні одиниці			
		1		Електромагніт	1		
		2		Корпус електричної частини	1		
		3		Корпус механічної частини	1		
		4		Кульковий керуючий	1		
				клапан			
		5		Розпилювач	1		
		6		Якір	1		
				Деталі			
		7		Втулка поршня	1		
		8		Ковпак розпилювача	1		
		9		Поршень керуючого			
				клапана			
		10		Прокладка			
		11		Пружина замикання	1		
				голки			
		12		Пружина керуючого	1		
				клапана			
		13		Шток	1		
		14		Штуцер	1		
				ПННІ НУК 131.61.23.01 СК			
Змн..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Електромагнітна форсунка		
Розроб.	Богинська						
Перевір.	Нестеренко						
Т.контр.	Нестеренко						
Н.контр.	Нестеренко						
Затверд.	Нестеренко						
					Літ.	Арк.	Аркушів
						1	1
					61-ТЕМмаг-22з		

[illegible][illegible]

Перед складанням форецки:

- адекватно оцінювати всі деталі. Ризики, загрози, зобов'язання та інші дефекти на прецизійних деталях не допускаються;
- бачити розривність в чистої профільованому розтин-розчинку та обидні стилізації повітрями.
- розтин-позначка голку загострюючи дивертуючи паливом.
- При установці кола поз 8 і розтин-позначка поз 5 повертати розтин-позначку зіставити тонким шаром жаростійкого мастила типу ЦИАТИМ 203 ГОСТ 6267-74 або ЦИАТИМ 203 ГОСТ 8773-73
- Збірну форецку обслуговувати на стелді CPU.2 при 100%.
- Обсяжки проводити на провалі 1 години. Глибину поточування при обкатці (45÷10,5)мм. Підмікання палива через змішування форецки не допускається.
- 4. Зовнішній вигляд, методи виробництва, маркування, упакування, транспортування та зберігання по ГОСТ 10579-88

Розроб.	Богинська					ПННІ НУК		131.61.23.01							
Перев.	Нестеренко														
Н контр.	Нестеренко														
к/м	цех	Діл.	РМ	опер.	Поз.	Найменування	Позначення	ОВП	ОВ	ОН	КН	Н витр.			
Я										Роз п.	Заг п.	Такт п.			
A01						Деталі									
K02				005	1	Електромагніт			шт	1	1				
K03				005	2	Корпус електричної частини			шт	1	1				
K04				005	3	Корпус			шт	1	1				
K05				005	4	Кульковий керуючий клапан			шт	1	1				
K06				005	5	Розпилювач			шт	1	1				
K07				005	6	Якір			шт	1	1				
K 08				005	7	Втулка поршня			шт	1	1				
K 09				005	8	Ковпак розпилювача			шт	1	1				
K10				005	9	Поршень керуючого			шт	1	1				
K11				005	10	клапана прокладка			шт	1	1				
K 12				005	11	Пружина замикання			шт	1	1				
K 13				005	12	голки пружина			шт	1	1				
K 14				005	13	керуючого клапана шток			шт	1	1				
K 15				005	14	Штуцер			шт	1	1				
K 16															
КК	Комплектовочна Карта														

[illegible]

[illegible]

[illegible]

