

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 11482 кВт з розробкою технологічного процесу регулювання паливного насоса високого тиску. Прототип 6ДКРН 60/202,2».

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-22

_____ ***Ільчик Я.В.***
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Познанський А.С.***
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

АНОТАЦІЯ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 2-тактного дизельного двигуна 6ДКРН 60/202,2 потужністю 11482 кВт при 123 об/хв колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму. Проведено аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу. Виконано динамічний розрахунок двигуна та побудовані діаграми динаміки. Також виконано розрахунок паливовпорскуючої апаратури.

В технологічному розділі дипломної роботи розроблено технологічний процес регулювання паливного насоса високого тиску.

В роботі розглянуто основні вимоги до експлуатації двигуна, розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

Дипломна робота виконана українською мовою на 83 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

ABSTRACT

In the work, the calculation of the working cycle of a 6-cylinder two-stroke long-stroke cross-head engine 60/202.2 with a power of 11482 kW at 123 rpm of the crankshaft was performed. Based on the results of the calculation, the main parameters of the work cycle were obtained and a theoretical indicator diagram was constructed. An analysis of the effective indicators of the designed engine and prototype was carried out. The dynamic calculation of the engine was performed and the dynamics diagrams were constructed. The calculation of the fuel injection equipment was also performed.

In the technological section of the thesis, the technological process of adjusting the high-pressure fuel pump was developed.

In the work, the main requirements for the operation of the engine were considered, labor protection measures were developed, and the issue of environmental protection was considered.

The thesis is written in Ukrainian on 83 sheets of calculation and explanatory notes. 10 literary sources were used. The graphic part is presented on 4 drawings of A1 format.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ 6ДКРН 60/202,2	6
1.1 Технічна характеристика двигуна	6
1.2 Опис конструкції двигуна 6ДКРН 60/202,2	7
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ ДВИГУНА 6ДКРН 60/202,2	16
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна	16
2.2 Розрахунок індикаторної діаграми	27
2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу	29
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	31
2.5 Розробка паливовпорскуючої апаратури	38
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ РЕГУЛЮВАННЯ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ВИСОКОГО ТИСКУ	54
3.1 Регулювання паливного насоса	54
3.2 Заміна ущільнюючих кілець паливного насоса	64
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	66
4.1 Розробка заходів з охорони праці	66
4.2 Охорона навколишнього середовища	70
ВИСНОВКИ	77
ЛІТЕРАТУРА	78
ДОДАТКИ	79
1. Поперечний переріз двигуна 6ДКРН 60/202,2 Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Паливовпорскуюча апаратура Ф-А1	
4. Обслуговування та регулювання ПНВТ Ф-А1	

					ПННІ НУК 142.44.24.10. ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		Ільчик Я.В.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевірив		Познанський А.С.					Аркушів
							4 83
Н. контр.		Познанський А.С.				44-ЕМ-22	
Затвердив		Нестеренко В.В.					

ВСТУП

За останні декілька десятиліть суднове світове дизелебудування енергійно розвивалося. При цьому були повністю переглянуті тенденції його реформування і розвитку. Знайдено нові принципові ідеї підвищення паливної економічності судових двигунів, наприклад, за рахунок збільшеного співвідношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску уприскування палива, підвищення ступеня стиснення та ін.) [1].

Для забезпечення ефективної та надійної роботи судового дизельного двигуна дуже важливо забезпечити однаковий перебіг робочих процесів у кожному з циліндрів двигуна та стабільну роботу кожного з циліндрів двигуна. Саме стабільна робота двигуна забезпечує отримання зазначених заводом виробником заданих характеристик силової установки. Тому в процесі експлуатації надзвичайно важливо мати об'єктивну інформацію про характер перебігу робочого процесу та ефективно управляти різними механізмами та агрегатами, що забезпечують його відповідний перебіг. Стабільна робота двигуна забезпечується правильно відрегульованою паливною апаратурою [3].

Саме надійна робота, сучасні технічні і економічні показники, послужили для вибору дизельного двигуна 6ДКРН 60/202,2 потужністю 11482 кВт в якості прототипу для дипломного проектування.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ 6ДКРН 60/202,2

1.1. Технічна характеристика двигуна

Дизель 6ДКРН 60/202,2 (рис. 1.1) – це двохтактний, шестициліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованим циліндрами.

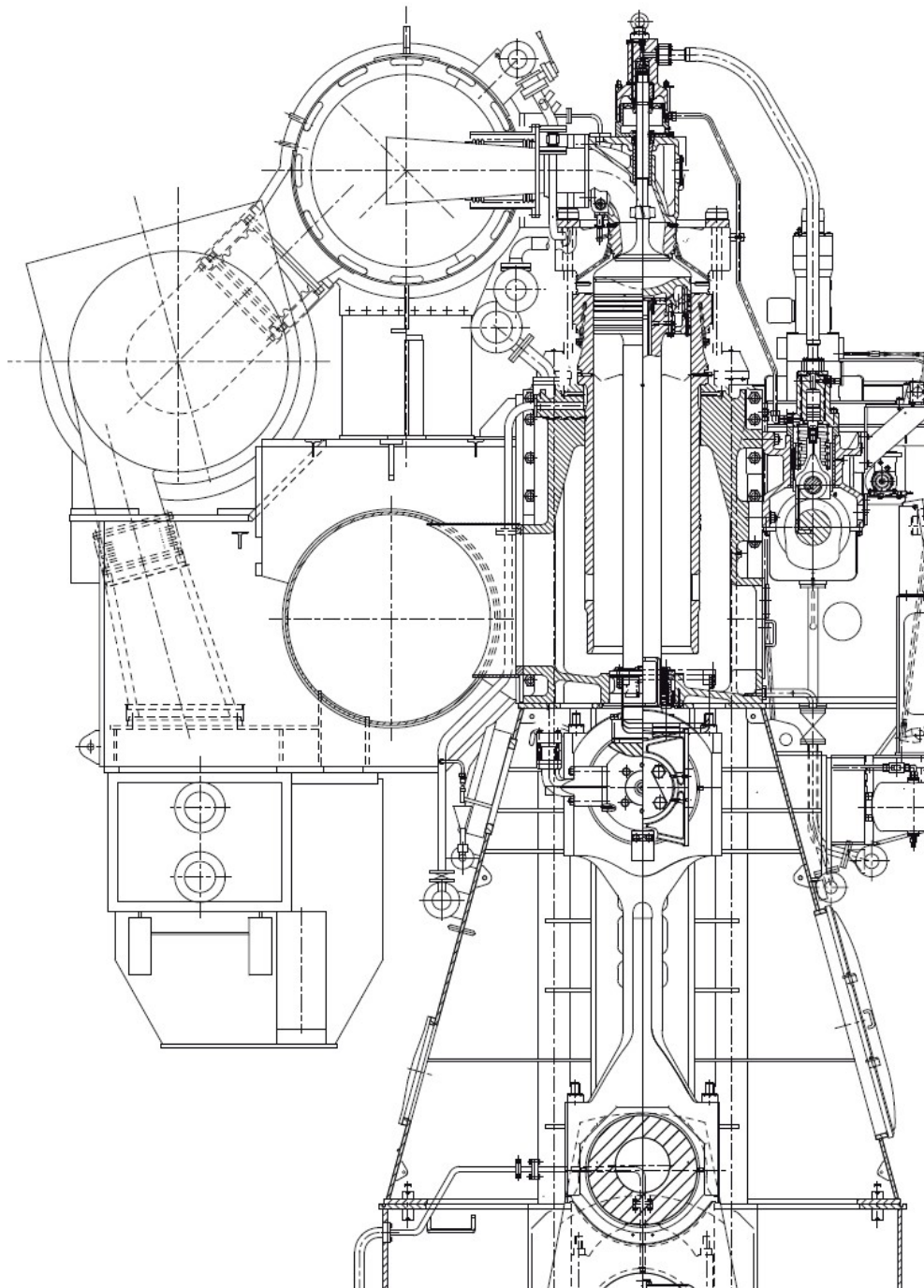


Рис. 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ДКРН 60/202,2.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		6

Основні характеристики головного двигуна типу 6ДКРН 60/202,2

Циліндрова потужність, кВт (максимальна тривала)	11482
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	123
Діаметр циліндра/хід поршня, мм	600/2022
Число циліндрів, од	6
Середній ефективний тиск, МПа	1,64
Максимальний тиск згоряння, МПа	16,0

1.2. Опис конструкції двигуна 6ДКРН 60/202,2

Фундаментна рама (рис. 1.2) двигуна спрощеної коробчастої форми – сталева суцільнозварна, кріпиться до фундаменту корпусу судна болтами на сталевих клинах. Поперечні опори - сталеві литі з отворами для виходу анкерних зв'язків.

Тонкостінні сталеві вкладиші рамових підшипників залиті білим металом (бабітом). У кормовій частині піддона фундаментної рами є отвір, закрите сіткою, для зливу мастила з картера в циркуляційну масляну цистерну, розташовану під двигуном у подвійному дні корпусу судна. З корми двигуна є відсік приводів з вбудованим упорним підшипником.

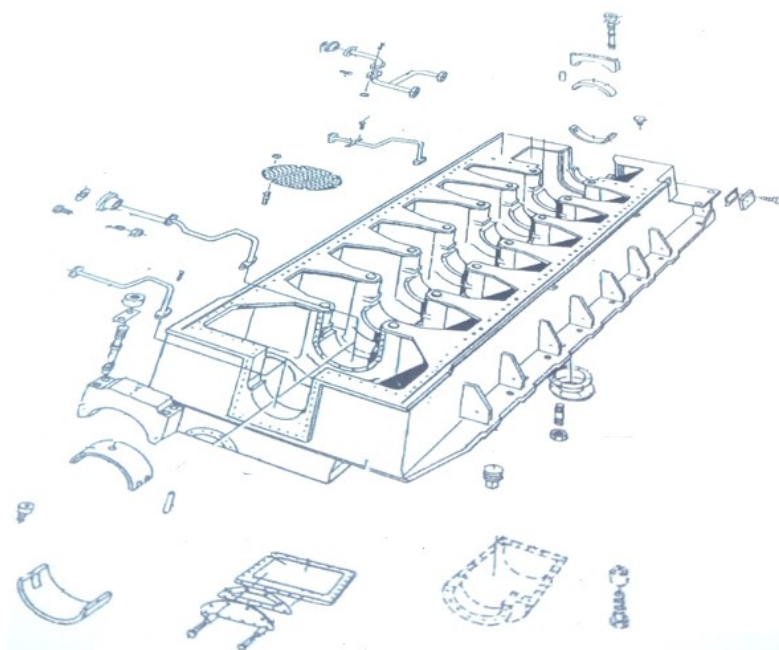


Рис. 1.2 – Фундаментна рама

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		7

Станина – сталева суцільнозварна з вхідними дверима в кожен відсік циліндрів і відсік приводів з боку управління. Відсік приводів має двері і з протилежного боку. Запобіжні клапани картера (6 одиниць) розташовані у верхній станини з боку газовихлопу та один – з носового торця. Кожен циліндр має по 4 сталевих направляючих крейцкопфа, приварених до конструкції станини.

Втулка циліндра (рис. 1.3) – суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну. У нижній її частині є 30 продувних вікон. Як і в двигунах фірми більш ранніх модифікацій, масивний бурт вірніше частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашечного простору в кришку циліндра. Змазка циліндричної втулки забезпечується за допомогою двох рядів отворів циліндрового мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздавальні канавки.

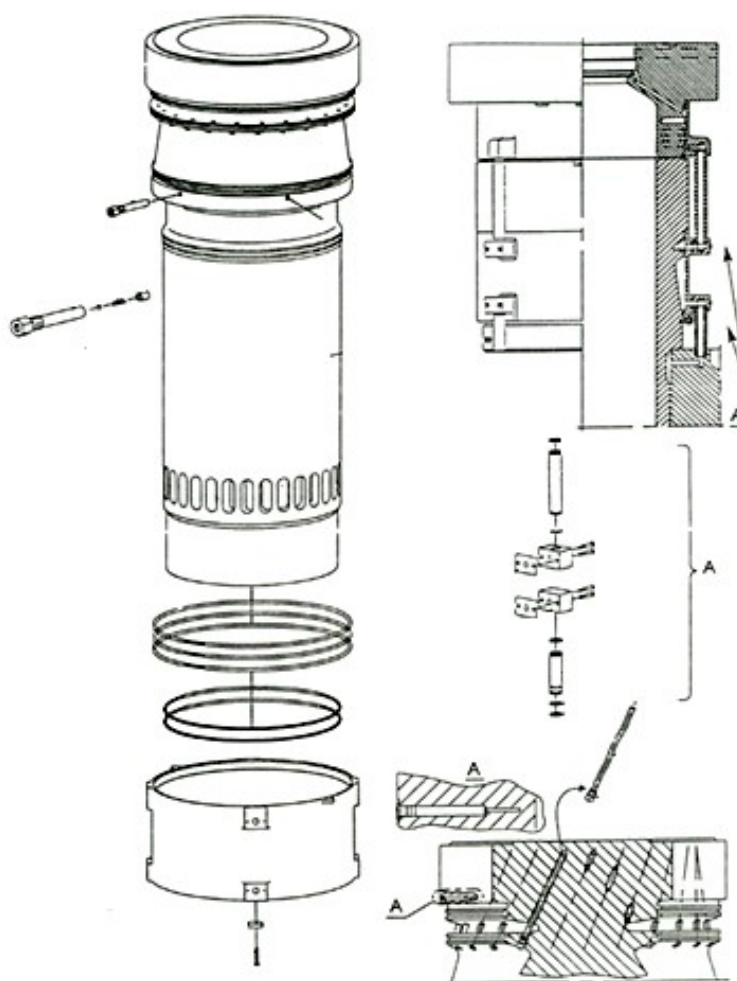


Рис. 1.3 – Втулка циліндра

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		8

Кришка циліндра (рис. 1.4) – сталева лита, ковпачкового типу, зі свердлінням для проходу охолоджуючої води. У кришці розташовані дві форсунки, вихлопний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан. Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на шістнадцяти шпильках, що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхній частині втулки.

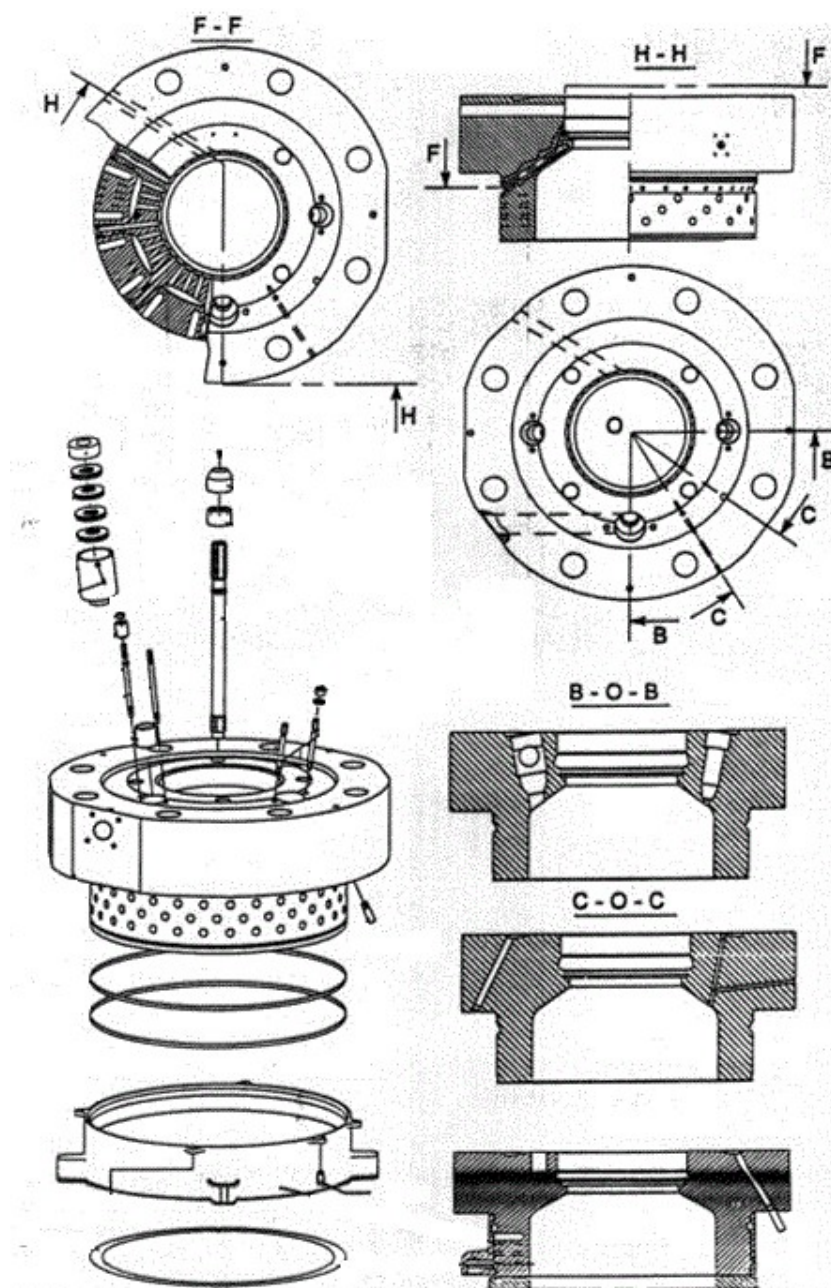


Рис. 1.4 – Кришка циліндра

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		9

Поршень (рис. 1.5) має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю. У поршні розміщені 4 компресійних кільця, в спідниці - два красномідних приработочних паска. Поршень охолоджується маслом, яке підводиться і відводиться за допомогою свердління в поперечині крейцкопфа і сталевोї трубки усередині штока. Поршень виготовлено із хром-молібденової сталі.

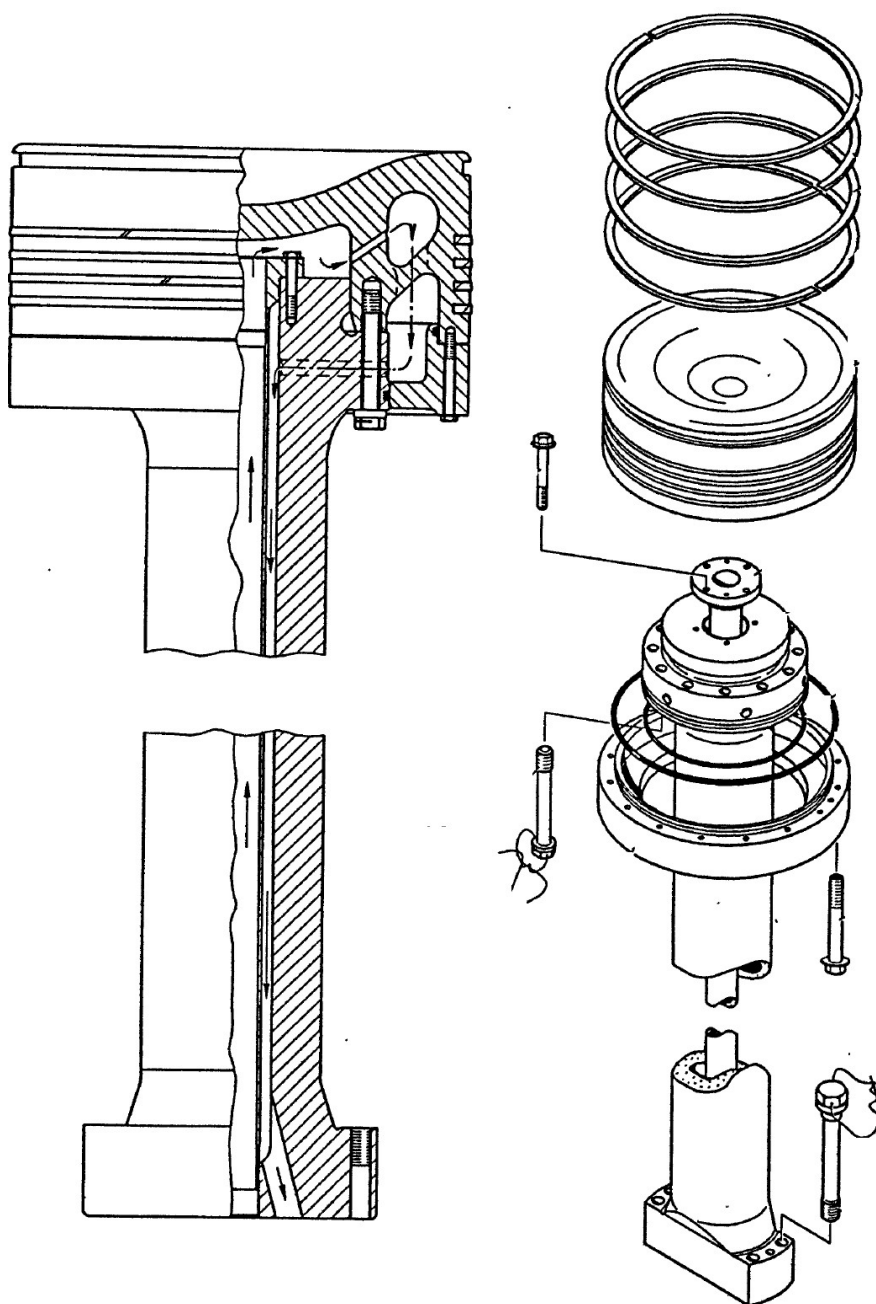


Рис. 1.5 – Поршень

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ

Аркуш

10

Крейцкопф (рис. 1.6) – двосторонній, з чотирма повзунами, залитими білим металом. Поперечина сталева кована зі просвердленими каналами для проходу масла. До поперечини кріпиться різьбовим з'єднанням підп'ятник штока поршня, коліно телескопа підведення змащення і зливна труба масла охолодження поршня.

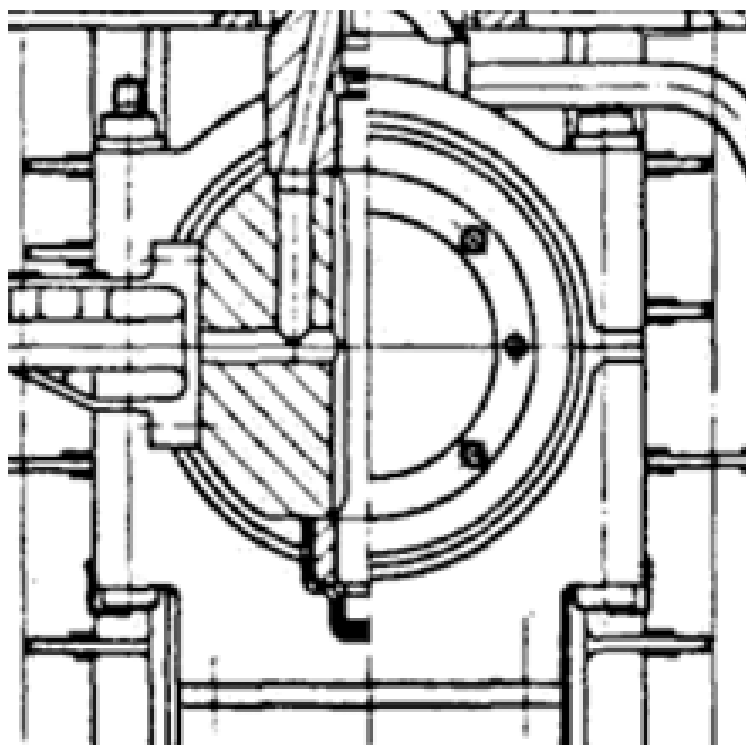


Рис. 1.6 – Крейцкопф

Колінчастий вал – сталевий полузіставний, кривошипи литі, рамові шийки запресовані. З носа двигуна на валу є поршень демпфера осьових коливань. Тут же насаджена однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з урівноважуючими балансирами. З корми двигуна до колінчастого валу кріпиться дворядна зірочка привода розподільного валу. Упорний гребінь з упорним підшипником розміщений у відсіку приводів.

Шатун (рис. 1.7) виготовляється у вигляді сталеві виливки з наступним куванням і механічною обробкою. Верхня головка - безвильчатого типу, верхня і нижня головки - невід'ємні. Вкладиші головного і мотильового підшипників мають тонкостінні сталеві вкладиші, залиті білим металом. У середині шатун має свердління для проходу мастила

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		11

від головного до мотильового підшипника. Шатун має порівняно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

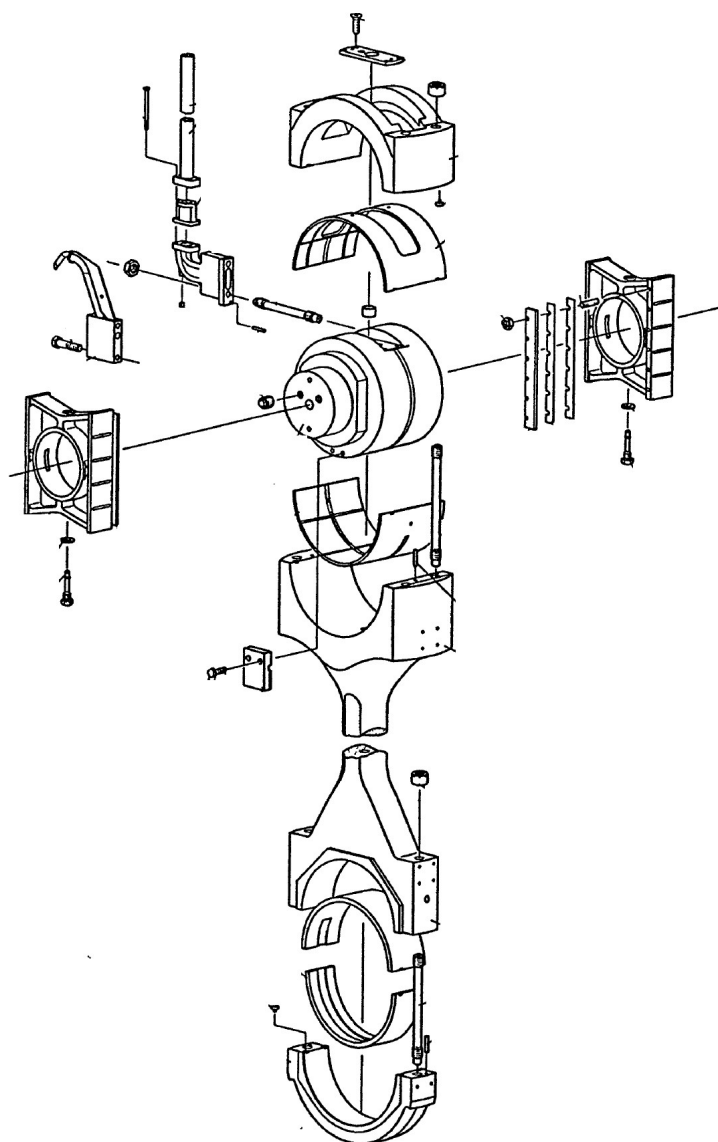


Рис. 1.7 – Шатун

Розподільний вал (рис. 1.8) приводиться дворядним чотирьохдуюмовим ланцюгом. Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів - таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від сил інерції другого порядку. Від розподільного валу приводиться валик лубрикатора циліндричної мастила і регулятор частоти обертання.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		12

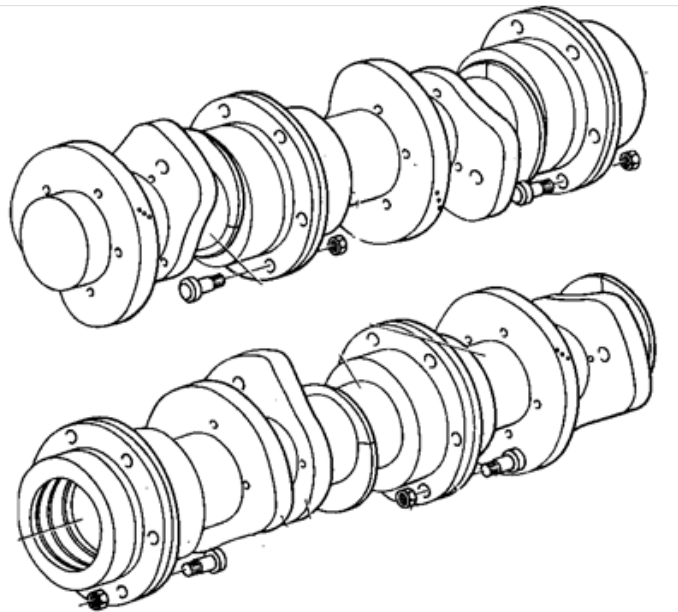


Рис. 18 – Розподільний вал

З кормового торця до розподільчого валу кріпиться валик повітророзподільника. Кулаки паливо і газорозподілу і сполучні фланці ділянок розподільного валу насаджені гарячепрессовою посадкою.

Двигун має загальноприйняту систему пуску, що включає в себе головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотниковий повітророзподільник. При реверсі двигуна реверсують тільки повітророзподільник і штовхачі ПНВТ (за допомогою актуаторів на кожному насосі).

Блок циліндрів зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована зіставна циліндрова втулка, складаючись з двох частин з роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виробляються з модифікованого чавуну. У верхньому бурті нижній частині втулки просвердлені отвори для восьми штуцерів циліндрової змазки. Верхня частина втулки зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині -

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

чотирма гумовими кільцями, у верхній частині в районі сорочки охолодження – двома гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по чотирьом перепускним патрубкам, з сорочки в кришку циліндрів – по таким же перепускним трубкам.

Вихлопний клапан (рис. 1.9) має чавунний литий корпус шпindel з імпеллера для провертання потоком газів, охолоджуване сідло.

Охолоджуюча вода по свердлінням в кришці проходить через свердління в сідлі близько від посадкового пояса, потім прямує в порожнину охолодження корпусу клапана і виходить з верхньої точки корпусу в відливну трубу. Посадочні пояски шпинделя і сідла наплавлені стелітом. Відкривається клапан гідравлічним поршнем, закривається пневматичним поршнем. Кріпиться клапан до кришки за допомогою чотирьох шпильок.

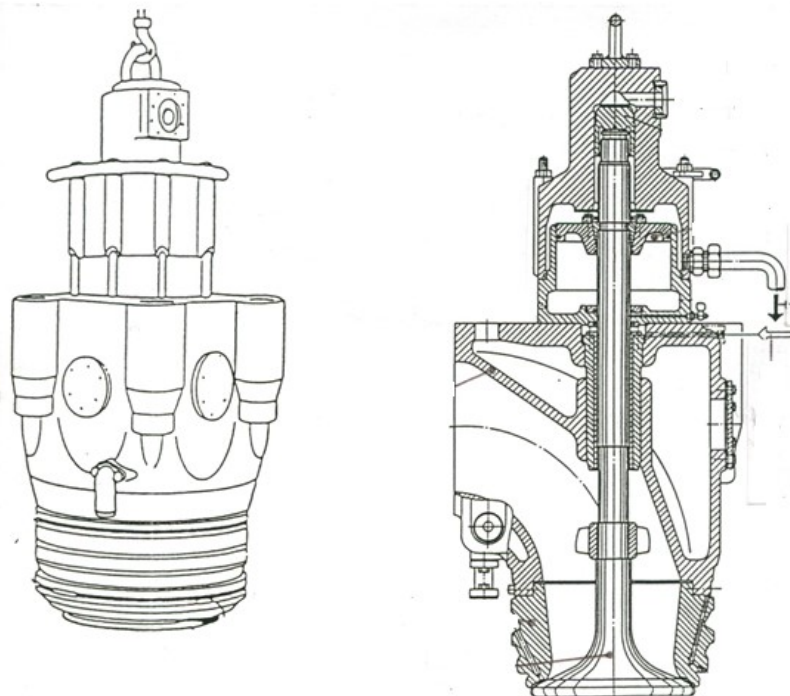


Рис. 1.9 – Вихлопний клапан

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		14

Кожен циліндр обладнаний випускним клапаном, розташованим в центрі кришки і кріпиться чотирма шпильками з гайками поворот і затиск, який виробляється гідравлічними гайковертом з певним зусиллям.

Анкерні болти (рис. 1.10) двигуна – сталеві з'їздові, складаються з двох частин, стягують воедино блок, станину і фундаментну раму. Гайки анкерних болтів затягуються гідравлічно на 90 МПа.

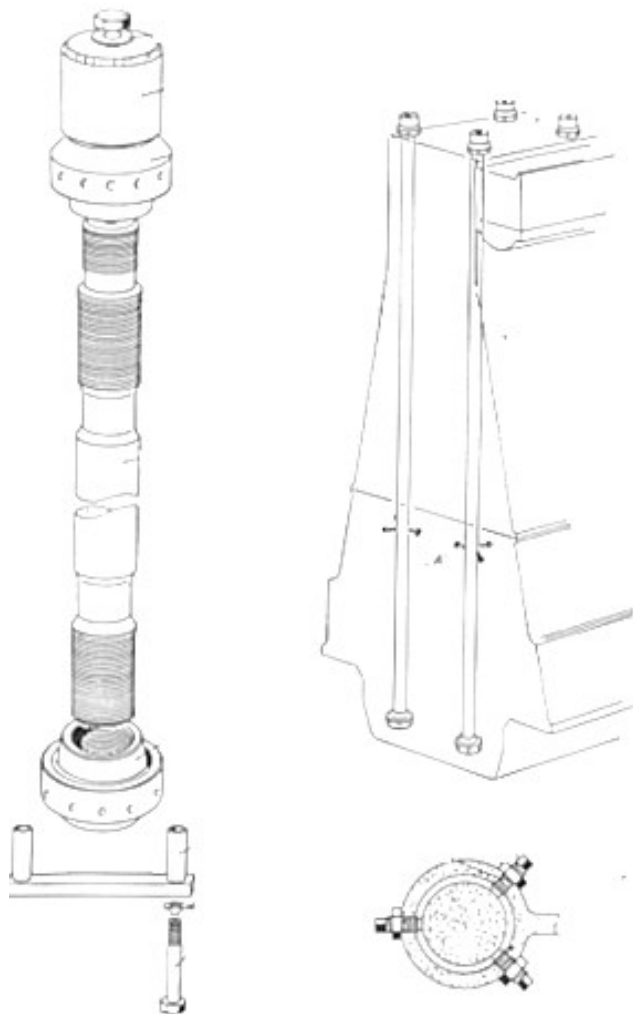


Рис. 1.10 – Анкерні болти

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		15

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ ДВИГУНА 6ДКРН 60/202,2

2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна

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

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо [2].

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

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

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

Двигун не повинний бути захаращений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

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

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

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

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження [4].

На його основі можливо:

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,965$.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Показник адіабати повітря $k_e = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,93$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,8$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного.

Приймаємо $\xi_z = 0,9$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,12$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,93$.

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

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 700$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню [6].

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						19
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2-тактних двигунів $Z = 1$.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі Π_k . Для даного типу компресора приймаємо $\Pi_k = 3,7$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 2-тактних двигунів $\varphi_n = 0,08$.

Робочий процес двигуна складався з послідовного розрахунку п'ятих процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску.

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданою отриманої в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%. Для двигунів, що мають вільний газотурбінний наддув, при розрахунку циклу двигуна необхідно забезпечити баланс потужності турбіни і компресора турбокомпресора.

Забезпечення необхідного балансу отримувалось шляхом підбору таких значень коефіцієнта надлишку повітря α і тиск повітря за компресором турбокомпресора P_k , при якому потужність газової турбіни була рівній потужності компресора, насадженого на загальний з турбіною вал турбокомпресора. При цьому різниця між підбраним і дійсним значенням Π_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,37}{0,103} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 438,9$$

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						20
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 438,9 - 0,85 \times (438,9 - 293) = 314,9$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{314,9 + 10 + 0,02 \times 700}{1 + 0,02} = 332,2$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,37 - 0,005 = 0,365$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,365 = 0,354$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,354}{0,365} \times \frac{314,9}{332,2} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0,08) = 0,891$$

Розрахунок процесу стиску

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

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

При виборі величини n_l необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						21
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_l = 1,362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа:

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,354 \times 15^{1,362} = 14,158$$

Температура в кінці процесу стиску, К:

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l-1} = 332,2 \times 15^{1,362-1} = 890,4$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,965}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,13}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,467$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,13 + 0,004}{32 \times 1,467} = 1,0216$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0216 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,0211$$

Доля палива, що згоріла в точці z:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,9}{0,95} = 0,947$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0216 - 1}{1 + 0,02} \right) \times 0,947 = 1,02$$

Максимальна температура згоряння, К:

$$\frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						22
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1629 \text{ К}$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,12 \times 14,158 = 15,857$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,02}{1,12} \times \frac{1629}{923,9} = 1,606$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,606} = 9,342$$

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

$$n_2 = 1,291$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1629 \times \frac{1}{9,342^{1,291-1}} = 849$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{15,857}{9,342^{1,291}} = 0,885$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

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

$$= \frac{14,158}{15 - 1} \times \left[1,12 \times (1,606 - 1) + \frac{1,12 \times 1,606}{1,291 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,342^{1,291-1}} \right) - \frac{1}{1,362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,362-1}} \right) \right] = 1,927$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 1,927 \times 0,99 \times (1 - 0,08) = 1,755$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год):

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,365 \times 0,891}{2,965 \times 0,495 \times 314,9 \times 1,755} = 0,167$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,167 \times 42700} = 0,505$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,755 \times 0,93 = 1,632$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,505 \times 0,93 = 0,47$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,167}{0,93} = 0,179$$

Ефективна потужність двигуна, кВт:

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						24
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,6^2 \times 2,022 \times 1 \times 1,632 \times 123 \times 6 = 11488,3$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна:

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{11488,3 - 11482}{11488,3} \times 100\% = 0,055\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с:

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К:

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$

$$= \left(\frac{3,14 \times 0,6^2}{4} \right) \times 2,022 \times \left(\frac{0,365 \times 10^6}{287 \times 314,9} \right) \times 0,891 \times 6 \times 1 \times \left(\frac{123}{60} \right) \times 1,05 = 25,399$$

Витрата газів через турбіну, кг/с:

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 25,399 + 0,179 \times \frac{11488,3}{3600} = 25,968$$

Тиск газу перед турбіною, МПа:

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,873 \times 0,37 = 0,323$$

Температура газу перед турбіною, К:

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} = 849 \times \left(\frac{0,323}{0,915} \right)^{\frac{1,291 - 1}{1,291}} = 676,5$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль:

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,965 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,965 \times 0,495) = 1,499$$

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К:

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,499 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,499 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,965 - 1) \times 0,495}{1,499 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,965 \times 0,495}{1,499 \times 296,8}} = 287,602$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 676,5) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 676,5} = 1,384$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_\epsilon}{k_\epsilon - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,384}{1,384 - 1} \right) \times 287,602 \times 676,5 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,323}{0,101} \right)^{\frac{1,384 - 1}{1,384}}} \right] \times 0,93 \times 0,8 \times 25,968}{25,399 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,9}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,655$$

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		26

Дійсний тиск надуву, МПа:

$$P_{kd} = \Pi_{\kappa} \times P_0 = 3,7 \times 0,1013 = 0,3703$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву:

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,3703 - 0,37}{0,3703} = 0,071\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

2.2 Розрахунок індикаторної діаграми

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

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в табл.2.1, результати розрахунків наведено в табл. 2.2.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						27
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,291
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	14,158
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,857
Ступінь попереднього розширення ρ	1,606
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	15,86	
1,00	14,16	15,86
1,61	7,43	15,86
2,28	4,62	10,11
2,95	3,25	7,25
3,62	2,46	5,56
4,28	1,95	4,47
4,95	1,60	3,70
5,62	1,35	3,14
6,29	1,16	2,72
6,96	1,01	2,39
7,63	0,89	2,12
8,30	0,79	1,90
8,97	0,71	1,72
9,64	0,65	1,57
10,31	0,59	1,44
10,98	0,54	1,33

11,65	0,50	1,23
12,32	0,46	1,14
12,99	0,43	1,07
13,66	0,40	1,00
14,33	0,38	0,94
15,00	0,35	0,89
15,00		0,35

Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

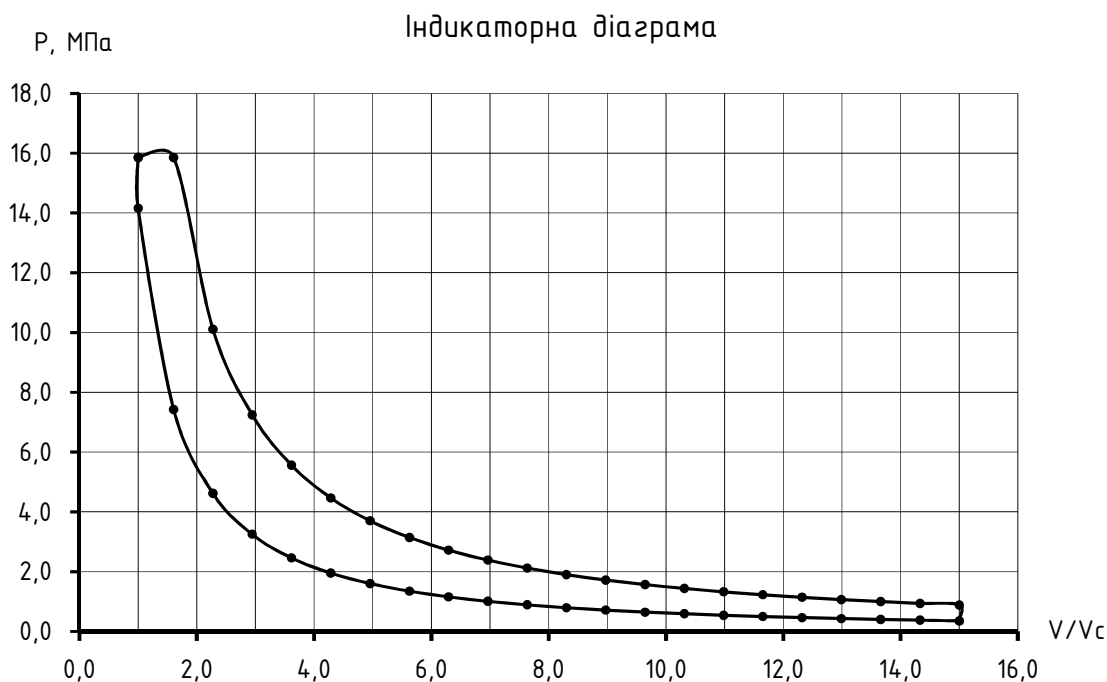


Рис. 2.1 – Індикаторна діаграма

2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу 6ДКРН 60/202,2, який має основні параметри, що надаються у табл. 2.3.

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 3,7$) двигун належить до машин с високим тиском наддуву.

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 1,63$ МПа) двигун має високе значення форсування по цьому параметру.

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,473$) двигун відповідає високому рівню економічності, йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,179$ кг/кВт·час).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 15,857$ МПа) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів великого форсування по P_k та P_e , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1629$ К) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною (676 К) конструкція відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів.

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується середнім рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції.

Таблиця 2.3 – Основні параметри двигуна типу 6ДКРН 60/202,2

Ефективна потужність	N_e	кВт	11482
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,63
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	15,857
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,323
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,37
Температура повітря в ресивері	T_s	К	329,498
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1629
Температура газів перед турбіною	T_t	К	676
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,965
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·час	0,179
Ефективний ККД	η_e		0,473

2.4 Динамічний розрахунок двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_T і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила [7]:

$$P_{руш} = P_T + P_j.$$

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

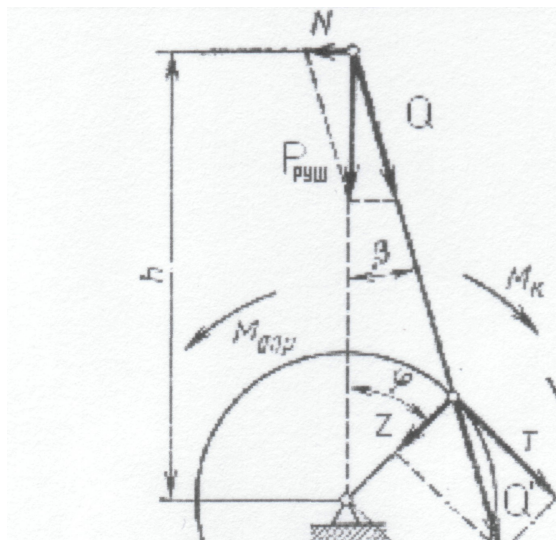


Рис. 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

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

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

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

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

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

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

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		31

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

Дотична сила визначається формулою:

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

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

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

У таблиці 2.4 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 2.5 – 2.6. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.5.

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

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

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

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,6
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	123
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	15,857
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,354
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,37
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,364
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	4000
Радіус кривошипа	м	r	1,011

Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,362
Показник політропи розширення		n_2	1,291
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,606
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,354	1,508	1,862	0,000	-1,862	0,000
15	0,359	1,543	1,902	-0,180	-1,884	-0,319
30	0,375	1,622	1,997	-0,368	-1,913	-0,680
45	0,405	1,677	2,082	-0,548	-1,860	-1,085
60	0,456	1,618	2,074	-0,676	-1,622	-1,458
75	0,540	1,361	1,902	-0,698	-1,166	-1,656
90	0,681	0,863	1,545	-0,589	-0,589	-1,545
105	0,931	0,134	1,064	-0,390	-0,102	-1,129
120	1,404	-0,754	0,649	-0,212	0,141	-0,668
135	2,393	-1,677	0,716	-0,189	0,373	-0,640
150	4,672	-2,486	2,186	-0,402	1,692	-1,442
165	9,658	-3,039	6,619	-0,625	6,232	-2,317
180	14,153	-3,235	10,918	0,000	10,918	0,000
195	15,857	-3,039	12,818	1,211	12,068	4,488
210	10,223	-2,486	7,738	1,424	5,989	5,102
225	5,423	-1,677	3,746	0,986	1,951	3,346
240	3,270	-0,754	2,516	0,821	0,547	2,589
255	2,215	0,134	2,349	0,862	-0,224	2,492
270	1,649	0,863	2,512	0,957	-0,957	2,512
285	1,322	1,361	2,684	0,985	-1,646	2,338
300	1,126	1,618	2,744	0,895	-2,147	1,929
315	1,007	1,677	2,684	0,706	-2,397	1,398
330	0,936	1,622	2,558	0,471	-2,451	0,871
345	0,523	1,543	2,066	0,195	-2,046	0,346
360	0,354	1,508	1,862	0,000	-1,862	0,000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град	60			
--------------------	----	--	--	--

φ°	T_E						T_E	T^{cp}_E
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	-1,458	-0,668	0,000	2,589	1,929	2,39	3,62
15	-0,319	-1,656	-0,640	4,488	2,492	1,398	5,76	3,62
30	-0,680	-1,545	-1,442	5,102	2,512	0,871	4,82	3,62
45	-1,085	-1,129	-2,317	3,346	2,338	0,346	1,50	3,62
60	-1,458	-0,668	0,000	2,589	1,929	0,000	2,39	3,62

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						34
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

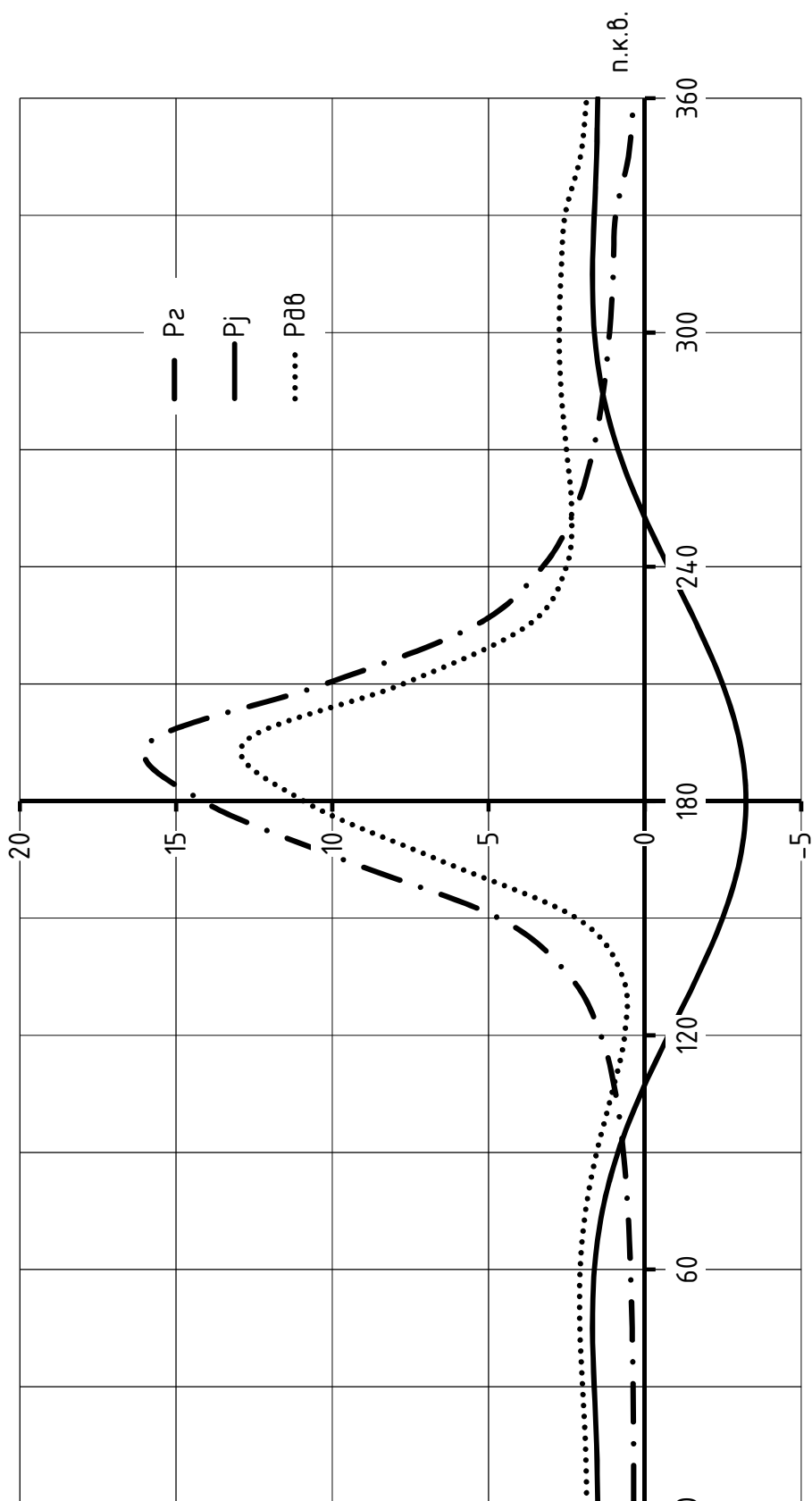


Рис. 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ

Аркуш

35

Сили N, Z, T в МПа.

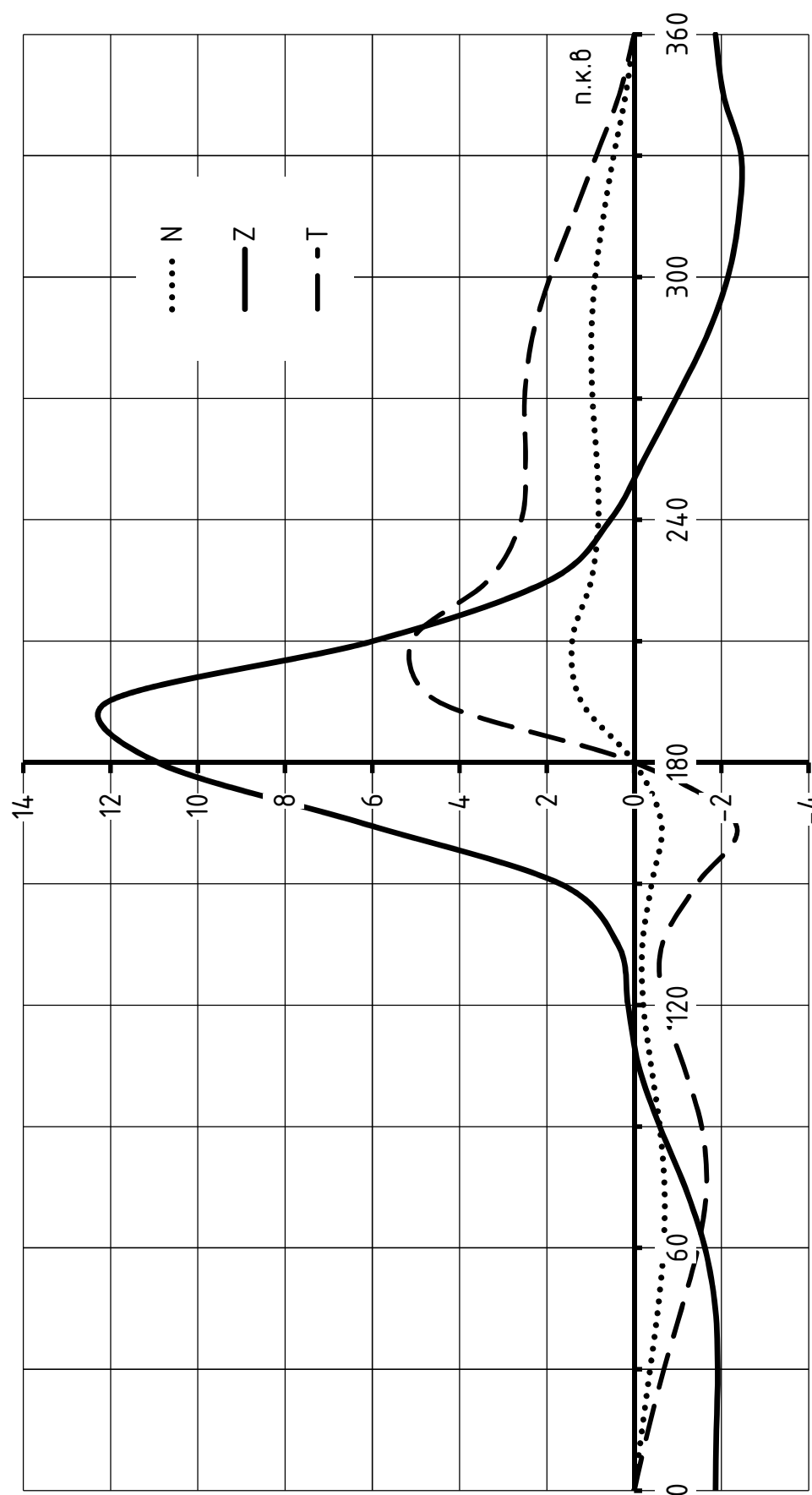


Рис. 2.4 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата
----	-------	----------	--------	------

ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ

Аркуш

36

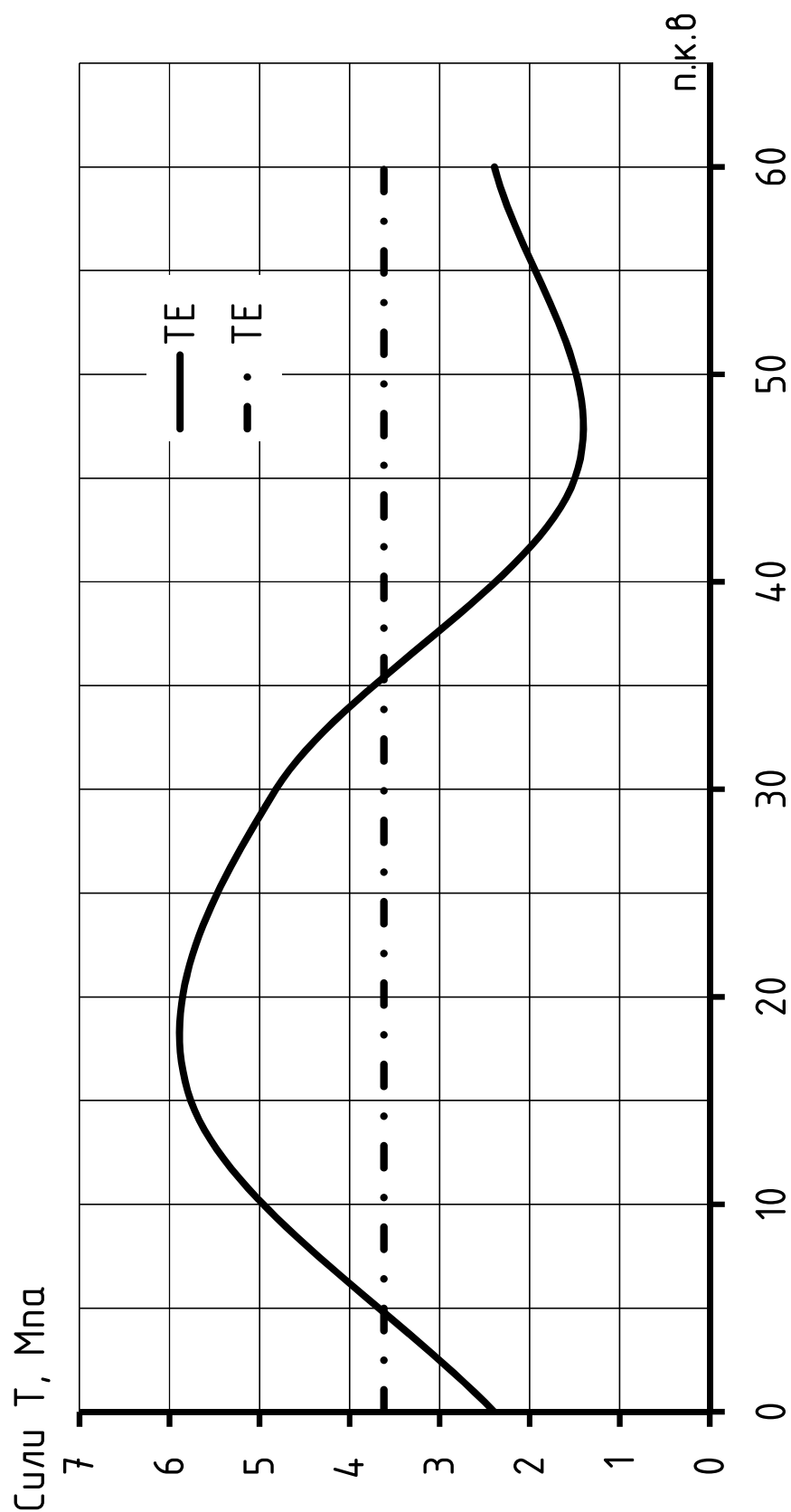


Рис. 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклінки колінчастого валу

2.5 Розробка паливовпорскующей апаратури

На двигуні 6ДКРН 60/202,2 використовується система впорскування палива безпосередньої дії з механічним приводом роздільного типу, тобто ПНВТ та форсунка з'єднуються між собою паливопроводом високого тиску.

Кожен циліндр двигуна обладнаний окремим ПНВТ з VIT системою (зі змінним випередженням упорскування) (рис. 2.6), який встановлений на корпусі штовхача над секцією розподільного вала відповідного циліндра.

У насосах подібного типу зміна кута випередження здійснюється шляхом осьового переміщення втулки плунжера щодо самого плунжера. При цьому змінюється положення відсічних отворів щодо верхньої кромки плунжера і, отже, момент їх перекриття щодо кута повороту колінчастого валу двигуна [10].

Для використання важких палив на всіх режимах роботи двигуна насоси і форсунки спроектовані таким чином, що під час стоянки і в періоди між впрысками підігріте паливо циркулює в системі, забезпечуючи її обігрів.

Корпус паливного насоса має квадратну основу, якою він кріпиться до корпусу штовхача.

Для збору протікання на основі насоса виконана спеціальна канавка, звідки протікання палива стікають в спеціальну дренажну трубу.

Паливо до ПНВТ подається по трубопроводу через фланцеві з'єднання на передній стінці корпусу від циркуляційного насоса з електроприводом.

Тиск палива в контурі низького тиску підтримується постійним за допомогою байпасного клапана, розташованого між головною паливною магістраллю і трубопроводом повернення палива.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						38
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

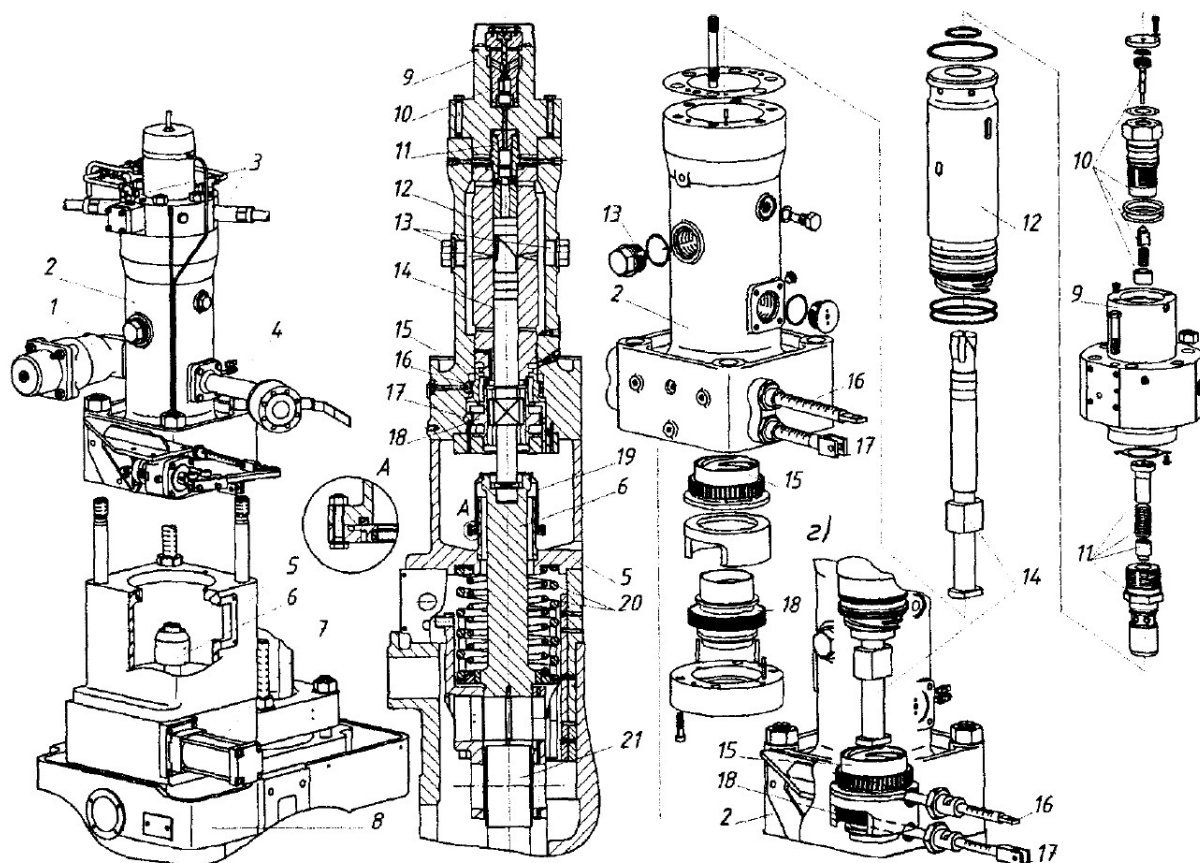


Рис. 2.6 – Паливний насос з золотниковим регулюванням циклової подачі і кута випередження впорскування палива (система VIT):

- 1 – пружинний демпфер тиску; 2 – корпус ПНВТ; 3 – трубки високого тиску; 4 – патрубок підведення палива до насоса; 5 – корпус штовхача; 6 – штовхач; 7 – пневматичний циліндр приводу механізму реверсування; 8 – корпус розподільного вала; 9 – кришка насоса; 10 – перепускний клапан; 11 – всмоктувальний клапан з верхньою направляючою плунжерної втулки; 12 – втулка плунжера; 13 – змінні пробки; 14 – плунжер; 15 – поворотна втулка регулювання випередження подачі; 16 – зубчаста рейка регулювання випередження подачі; 17 – втулка розвороту плунжера; 18 – зубчаста рейка регулювання циклової подачі палива; 19 – змінна манжета штовхача; 20 – поворотні пружини; 21 – ролик штовхача

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ

Аркуш

39

Байпасний клапан поршневого типу з пружинним навантаженням поршня. Початкове затягування пружини клапана визначає тиск в паливоподаючій магістралі (рис. 2.7).

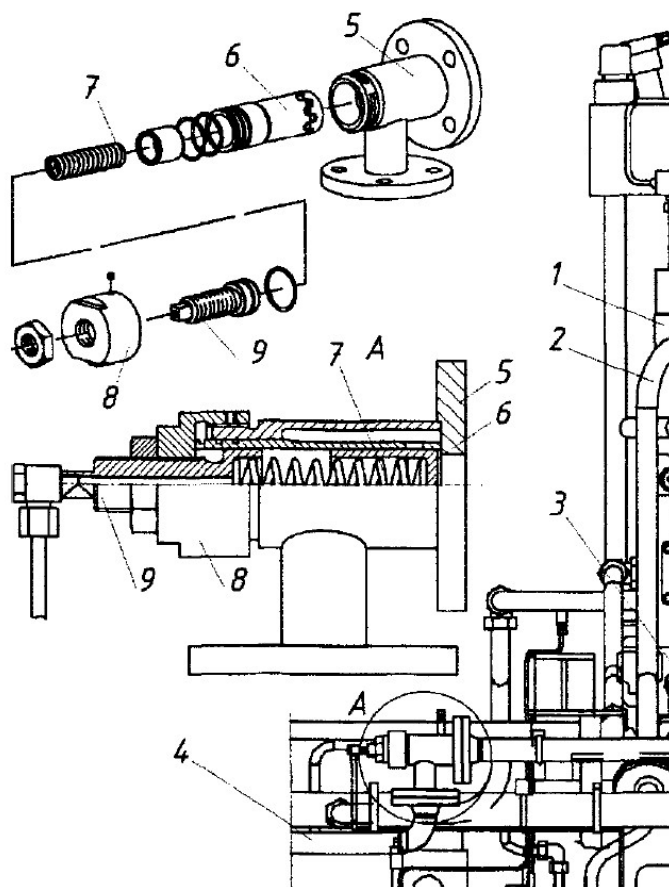


Рис. 2.7 – Байпасний клапан регулювання тиску:

1 – ПНВТ; 2 – магістраль підведення палива до ПНВТ; 3 – напірна магістраль; 4 – зливна магістраль; 5 – корпус клапана; 6 – поршень;
7 – пружина; 8 – кришка корпусу; 9 – болт регулювання тиску

Зверху на кришці насоса встановлений перепускний клапан, що відокремлює нагнітальну порожнину насоса від зливної магістралі (рис. 2.8). При роботі двигуна клапан знаходиться в закритому стані, розмежовуючи порожнини. У верхній частині корпусу клапана встановлений поршковий пневмопривід, за допомогою якого через шток клапан утримується у відкритому стані. Клапан служить для швидкої (аварійної) зупинки двигуна, а також при прокачуванні системи.

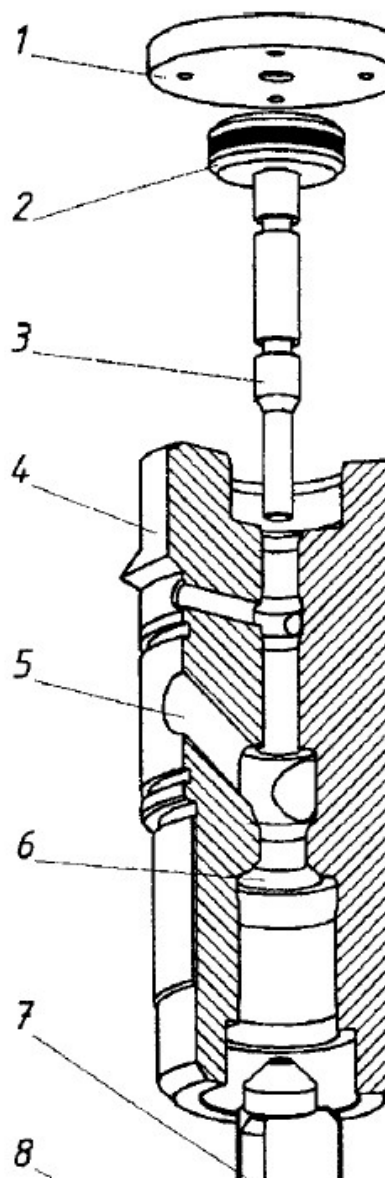


Рис. 2.8 – Перепускний клапан ПНВТ:

- 1 – кришка; 2 – пневматичний поршень; 3 – шток; 4 – корпус клапана;
 5 – перепускний канал; 6 – сідло клапана; 7 – клапан; 8 – пружина;
 9 – пробка

На нижньому боці верхньої кришки встановлений всмоктуючий клапан (рис. 2.9), виступаючий корпус якого служить в якості направляючої для втулки плунжера. Під час ходу всмоктування клапан під дією тиску в порожнині насоса долає зусилля з утримання пружини і відкривається, в результаті чого надплунжерний простір заповнюється паливом.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Плунжер і втулка точно підігнані одна до одної і утворюють прецизійну пару, яка не повинна розкомплектовуватись при проведенні ремонтних робіт. На тілі плунжера нарізані симетрично похилі відсічні кромки з регулюванням по кінцю подачі. Симетричне розташування крайок дозволяє врівноважити бічні сили, що виникають в результаті дії тиску в порожнині під крайками. У нижній частині плунжер має направляючий бурт квадратного перетину, який ковзає в прорізи поворотною регулювальної втулки. На нижньому торці плунжера є основа, якою він спирається на п'яту штовхача і фіксується щодо її за допомогою кільцевої виїмки. Невеликий зазор між основою плунжера і штовхачем забезпечує вільне повертання плунжера.

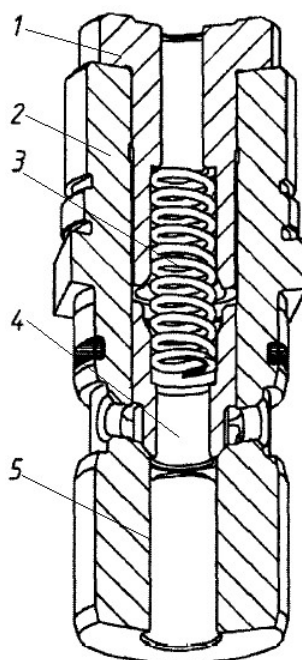


Рис. 2.9 – Всмоктуючий клапан ПНВТ:

- 1 – напрямна пружини; 2 – корпус клапана; 3 – пружина; 4 – клапан;
5 – напрямна втулки плунжера

Втулка плунжера направляється у верхній і нижній частинах корпусу насоса. Для ущільнення між втулкою і корпусом на зовнішній поверхні втулки є три канавки, в яких встановлені ущільнювальні кільця з малим коефіцієнтом тертя. У нижньому ущільнювальному паску втулки, між двома

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

кільцями ущільнювачів, є дренажний отвір. Провертання втулки запобігається напрямним гвинтом, встановленим на передній стороні корпусу ПНВТ.

Для скидання палива в кінці нагнітаючого ходу плунжера у втулці є два симетричних відсічних канали, виконаних у вигляді розбіжних патрубків. Така форма дозволяє зменшити опір потоку рідини в каналі, знизити швидкість витікання палива, зменшивши тим самим кавітаційний вплив потоку на стінки каналу. Навпроти відсічних отворів втулки встановлені дві заглушки. Струмені палива в кінці ходу нагнітання під високим тиском вдаряються в заглушки, викликаючи їх інтенсивну ерозію. При значному зносі заглушок вони можуть бути замінені на нові.

Для осьового переміщення втулки на її нижньому кінці нарізана різьба, яка входить у внутрішню різьбу поворотної втулки регулювання випередження подачі.

Поворотна втулка випередження має зубчасте кільце, з яким входить в зачеплення верхня зубчаста рейка в основі корпусу ПНВТ. Зубчаста рейка з'єднана з пневматичним циліндром, положення якого визначається регулятором двигуна. Провертання поворотної втулки призводить до підйому або опускання втулки плунжера зі зміною положення відсічних каналів щодо верхньої кромки плунжера. Таким чином переміщення верхньої рейки призводить до зміни кута випередження подачі.

Циклова подача змінюється шляхом повороту плунжера за допомогою нижнього зубчастого сектора і рейки.

Для згладжування пульсацій палива, що виникають під час відкриття відсічних отворів, до фланця на задній стінці корпусу насоса кріпиться демпфер (компенсатор), що представляє собою пружинний акумулятор тиску поршневого типу (рис. 2.10).

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						43
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

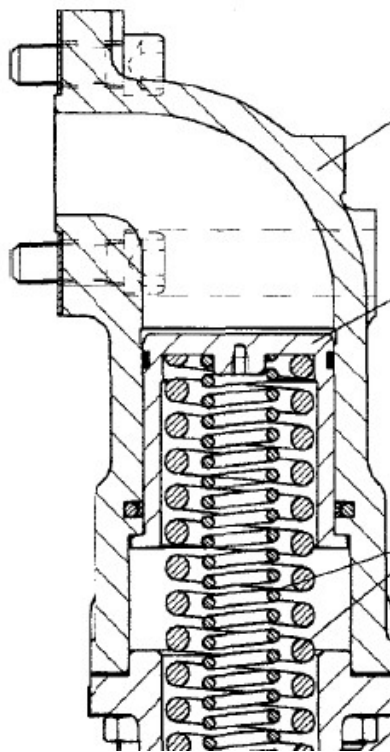


Рис. 2.10 – Пружинний демпфер пульсацій тиску:

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – пружини; 4 – кришка

Привід насоса здійснюється від розподільного вала через роликовий штовхач, встановлений в окремому корпусі. Корпус штовхача закріплено на корпусі розподільного вала чотирма шпильками, різьба на двох з яких має довжину, що дозволяє забезпечити поступове послаблення пружини штовхача при його демонтажі.

Провертання циліндричної прямої штовхача попереджається за допомогою стопорного штифта, встановленого у втулці корпусу.

Штовхач кожного паливного насоса включає в себе реверсивний зв'язь з кутовим переміщенням. Кожен циліндр реверсують окремо. Реверсивний механізм приводиться в дію стисненим повітрям.

Реверсування проводиться переміщенням ролика приводного механізму ПНВТ кожного циліндра. Ланка, що з'єднує штовхач і ролик має реверсивний важіль, на верхньому кінці якого встановлений палець (рис.

2.11), який пересувається в направляючій, приєднаній к керуючому пневматичному циліндру.

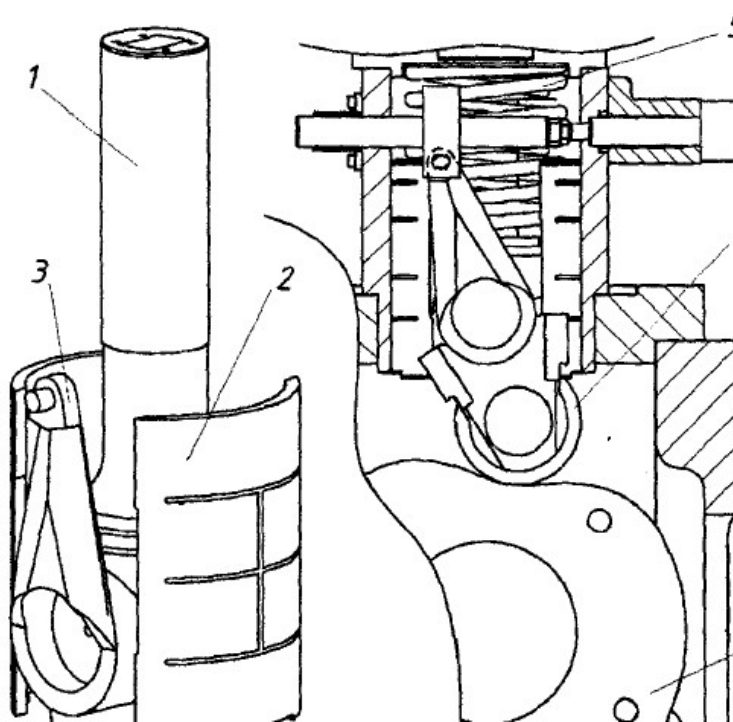


Рис. 2.11 – Штовхач з механізмом реверсу:

1 – шток штовхача; 2 – напрямні; 3 – важіль перекладки ролика;
4 – ролики штовхача; 5 – відвідні пружини; 6 – пневматичний циліндр
включення реверсу; 7 – кулачок приводу ПНВТ

Реверсивна ланка є самостопорною, як в положенні «Вперед», так і «Назад» без допомоги зовнішніх сил. При переключанні реверсивної ланки з одного положення в інше змінюється кут подачі палива по відношенню до ВМТ відповідного робочого циліндра, забезпечуючи оптимальний кут випередження подачі як для переднього, так і для заднього ходу двигуна.

Для приводу роликового штовхача використовується спеціальний кулачок, що забезпечує оптимальний закон подачі палива незалежно від напрямку обертання двигуна. Профіль приводного кулачка показаний на рис. 2.12.

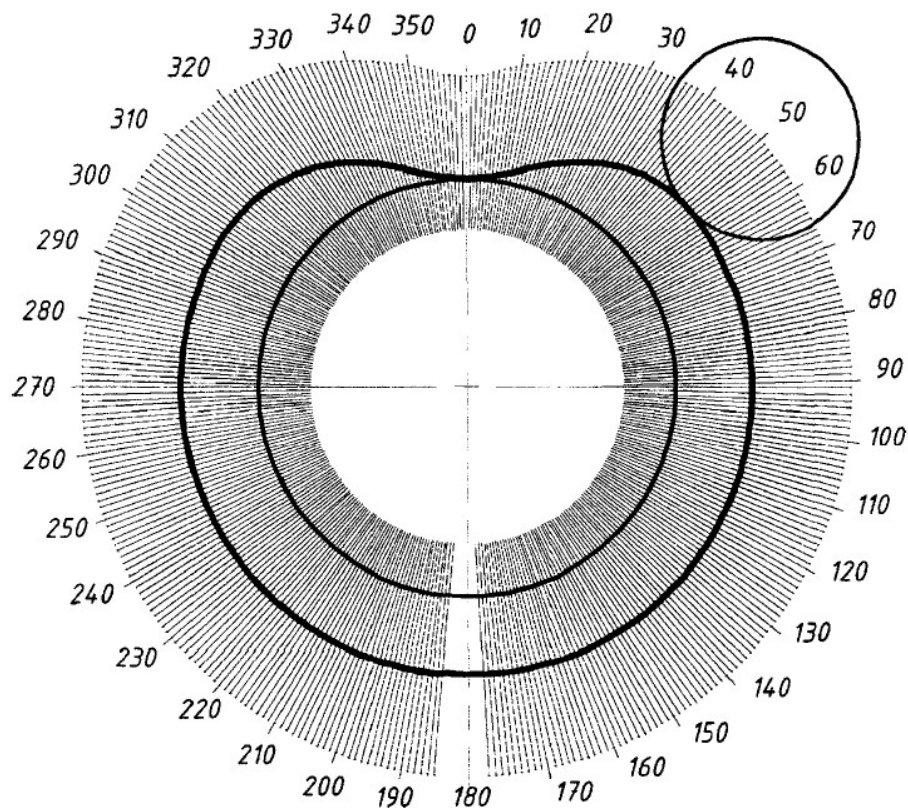


Рис. 2.12 – Профіль паливного кулачка

Верх кільцевої виточки штовхача розташований всередині основи насоса і обладнаний ковпачком. Цей ковпачок разом з ущільнювальною втулкою, яка запресована в гарячому стані в основу насоса, утворюють лабіринт, що запобігає потраплянню палива в систему змащення розподільного вала.

Кожен корпус штовхача має підйомний і фіксуючий пристрій ексцентрикового типу, за допомогою якого можна підняти і зафіксувати штовхач над паливним кулачком. Підйомний пристрій встановлено на бічній стороні корпусу штовхача (рис. 2.13).

Для підняття штовхача відпускається контргайка на валу ексцентрика, а виступ ексцентрика шляхом осьового переміщення вводиться під важіль реверсу. Далі поворотом ексцентрика піднімають штовхач і за допомогою стопорного гвинта фіксують його положення.

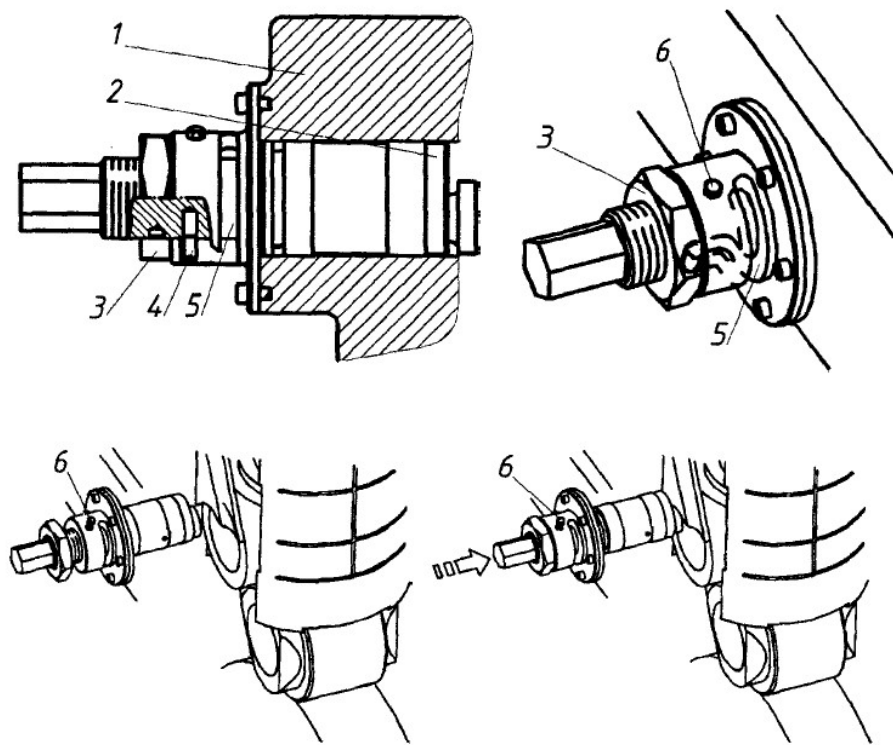


Рис. 2.13 – Підйомний і фіксуєчий пристрій штовхача ПНВТ
ексцентрикового типу:

1 – корпус штовхача; 2 – ексцентриковий підйомник; 3 – контргайка;
4 – направляючий штифт; 5 – напрямна канавка; 6 – гвинт

Кожен паливний насос приєднано, через дренажні труби, до загальної зливної цистерни з реле рівня. Зливна цистерна обладнана також перепускною трубою, яка має невеликий спускний отвір вниз, через який невеликі протікання палива можуть бути злиті в вихідну трубу, без включення реле рівня.

У разі тріщин трубки або великих протікань в системі вищезазначеного отвору не буде достатньо, щоб пропустити збільшену кількість палива, і рівень палива в зливній цистерні підніметься до рівня перепускної труби. Підвищення рівня палива викличе включення сигналу від реле рівня.

Всі трубки високого тиску (рис. 2.14) системи мають гнучкі шланги, армовані сталевим дротом або зовнішню захисну трубу. Простір між

трубкою і захисним шлангом з'єднується через просвердлені канали у фланцях з дренажним отвором у верхній кришці насоса.

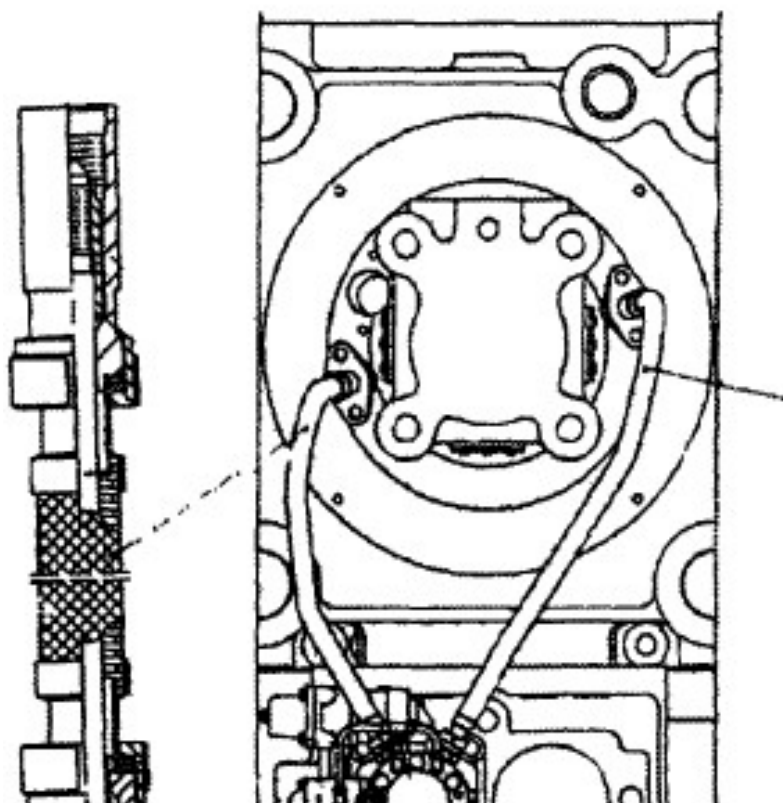


Рис. 2.14 – Паливні трубки високого тиску

Форсунка (рис. 2.15) містить подовжений зовнішній корпус 5, що містить фланець 2, розташований на його тильній стороні, призначений для кріплення форсунки до кришки циліндра. Фланець 2 містить вхідний отвір 1 для нафтового палива, який пов'язує потік з каналом 3. Канал проходить через безповоротний клапан 4 до голки 7 клапана, виконаний з можливістю осевого переміщення в каналі корпусу 5. Голка 7 переміщається до її сідла 8 за допомогою закриваючої пружини 6. Передня частина корпусу 5 містить розпилювач 10, який проходить через корпус 5 всередину камери згоряння циліндра двигуна, коли форсунка прикріплена до кришки циліндра.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

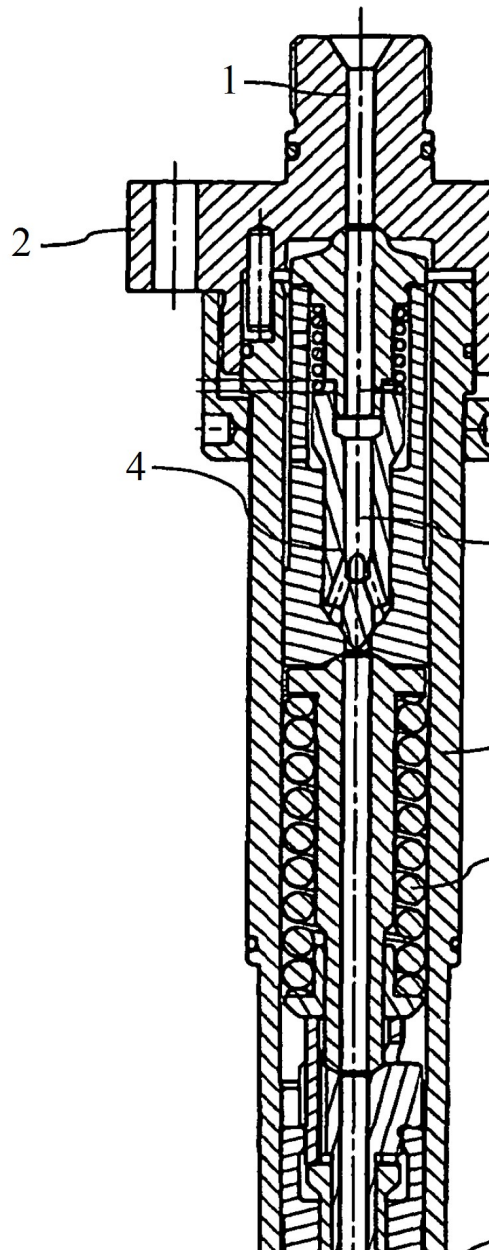


Рис. 2.15 – Форсунка

Розрахунок циклової подачі палива на номінальному режимі:

$$g_{\text{ц}} = \frac{N_E \cdot g_e}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T \cdot i \cdot i_n \cdot z_{\phi}} = \frac{11482 \cdot 179}{60 \cdot 123 \cdot 0,850 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 1} = 54,6 \text{ см}^3$$

де $g_e = 179 \text{ г/кВт} \cdot \text{год}$ – питома ефективна витрата палива;

$N_E = 11482 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;

$n_K = 123 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання колінчастого валу;

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						49
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

z_d - коефіцієнт тактності (для двохтактних двигунів $z_d = 1$, для чотирьохтактних $= 0,5$);

$i = 6$ - число циліндрів двигуна;

$i_H = 1$ - число насосів, яке подає паливо на один циліндр;

$\rho = 0,85 \text{ г/см}^3$ – густина палива.

Максимальна циклова подача:

$$g_{ц \max} = K_1 \cdot g_{ц}$$

де K_1 – коефіцієнт, який враховує перевантаження дизеля і витік палива з надплунжерного об'єму внаслідок зносу плунжерної пари :

$$K_1 = 1.25 \dots 1.35;$$

Приймаємо $K_1 = 1,3$

$g_{ц}$ – циклова подача палива, $\text{см}^3 / \text{цикл}$;

$$g_{ц \max} = 1,3 \cdot 54,6 = 70,98 \text{ см}^3 / \text{цикл} ;$$

Об'єм, який описує плунжер при його русі від НМТ до ВМТ:

$$V_{\Pi} = K_2 \cdot g_{\ddot{o} \max} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} \cdot S_{\Pi} , \text{ см}^3;$$

де $K_2 = 4 \dots 8$ – коефіцієнт перевищення об'єму, що описується плунжером, над максимальною цикловою подачею палива на суму об'ємів стискування палива в надплунжерному об'ємі і на лінії високого тиску, деформації паливопроводу високого тиску, об'ємів, що описуються плунжером при перекритті наповнювальних отворів, при розгоні і гасінні швидкості плунжера.

Приймаю $K_2 = 4$

$$V_{\Pi} = 4 \cdot 70,98 = 283,92 \text{ см}^3 ;$$

Вибираю d_{Π} та S_{Π} згідно з ГОСТ і співвідношення :

$$\frac{S_{\Pi}}{d_{\Pi}} = 1 \dots 1,5$$

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						50
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

приймаю $S_{\Pi} = 1,4 \cdot d_{\Pi}$;

Діаметр плунжера:

$$d_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{1,4 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 283,92}{1,4 \cdot 3,14}} = 6,36 \text{ см};$$

приймаю по ГОСТ $d_{\Pi} = 6,4 \text{ см}$;

Хід плунжера:

$$S_{\Pi} = 1,4 \cdot d_{\Pi} = 1,4 \cdot 6,4 = 8,96 \text{ см};$$

приймаю по ГОСТ $S_{\Pi} = 9 \text{ см}$.

Геометричний активний хід плунжера:

$$S_{ак} = \frac{4 \cdot g_{ц}}{\pi \cdot d_{\Pi}^2 \cdot \rho \cdot \eta_H} = \frac{4 \cdot 54,6}{3,14 \cdot 6,4^2 \cdot 0,85 \cdot 0,6} = 3,4 \text{ см}$$

где $\rho = 0,85 \text{ г/см}^3$ - густина палива;

$\eta_H = 0,6$ – коефіцієнт подачі палива.

Геометрична тривалість нагнітання:

$$\phi_{ВП}^* = \frac{\phi_{ВП} \cdot z_{\partial}}{1,2 + 0,47 \cdot 10^{-3} \cdot (n_k \cdot p_{\epsilon} - 100)} = \frac{25 \cdot 1}{1,2 + 0,47 \cdot 10^{-3} \cdot (123 \cdot 5 - 100)} = 17^{\circ}$$

где $\phi_{ВП}^*$ - тривалість нагнітання в градусах по куту повороту кулачкового валу;

$\phi_{ВП} = 25$ - тривалість впрыскування в градусах кута повороту колінчастого валу;

$Z_{\partial} = 1$ - коефіцієнт тактності дизеля;

$n_k = 123 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання кулачкового валу;

$p_{\epsilon} = 5 \text{ МПа}$ - тиск палива в насосі у момент відсічення, МПа.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						51
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня швидкість плунжера в період геометричного активного ходу:

$$C_{cp} = \frac{6 \cdot n_k \cdot S_{ak}}{\phi_{BP}^*} = \frac{6 \cdot 123 \cdot 3,4}{17} = 148 \text{ см / с}$$

Діаметр всмоктуючого клапана :

$$d_{\epsilon} = d_{\Pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{cp}}{u_{\epsilon} \cdot n_{\epsilon x}}} = 6,4 \cdot \sqrt{\frac{1,8}{20 \cdot 1}} = 1,9 \text{ см}$$

де $C_{cp} = 1,8$ м/с - середня швидкість плунжера від початку руху до закриття вікна;

$u_{\epsilon} = 20$ м/с - середня швидкість течії палива в період наповнення (рекомендується 20 - 25 м/с);

$n_{\epsilon x} = 1$ - число наповнювальних отворів.

Зазвичай діаметр отвору $d_B = (0,15-0,35)d_{\Pi}$. Для підвищення коефіцієнта витрати на вході наповнювального отвору виконують конус з кутом 20-30°. Довжина циліндричної ділянки $l_{BC} = 0,5d_B$. Розмір відсічного отвору уточнюють при лабораторних випробуваннях. Відсічний отвір виконують циліндричним на усій довжині.

Діаметр відсічного отвору плунжерної пари :

$$d_o = d_{\epsilon} \cdot a_{om} = 0,6 \cdot 1,9 = 1,14 \text{ см}$$

де $a_{om} = 0,6 - 1,0$ - коефіцієнт, що враховує зменшення діаметру відсічного отвору в порівнянні з наповнювальним, необхідний для зниження негативного ефекту, викликаного розривом сплошності потоку палива в порожнинах насоса після відсічення подачі.

При визначенні S_{Π} в золотниковому ПНВТ слід врахувати, що хід плунжера не має бути менше

$$S_o = a_x \cdot S_{ak} + d_{\epsilon} + 0,5 \cdot d_o = 1,4 \cdot 3,4 + 1,9 + 0,5 \cdot 1,14 = 7,23 \text{ см}$$

де S_o - мінімально допустимий хід плунжера, см;

$a_x = 1,25 - 1,5$ - коефіцієнт запасу подачі насоса;

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						52
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

d_B и d_0 – діаметри відповідно всмоктуючого клапану і відсічного отворів плунжерної пари, см.

Умова виконується.

Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску :

$$d_n \geq \sqrt{\frac{7,65 \cdot g_u \cdot n}{u_{cp} \cdot \Phi_{en}}} = \sqrt{\frac{7,65 \cdot 54,6 \cdot 123}{5000 \cdot 25}} = 0,65 \text{ см}$$

де $u_{cp} = 5000$ см/с – максимально допустима середня швидкість палива в паливопроводі за період впрыскування

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ РЕГУЛЮВАННЯ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ВИСОКОГО ТИСКУ

3.1. Регулювання паливного насоса

Перевірка випередження паливного насоса

При вимірі випередження паливного насоса необхідно демонтувати перепускний клапан з верхньої кришки, щоб встановити пристосування для замірів.

Випередження «а» паливного насоса (дійсне випередження) визначається як число в мм, на яке верхня кромка плунжера паливного насоса піднімається над верхньою кромкою відсічного отвору, коли головний поршень відповідного циліндра знаходиться в ВМТ (рис. 3.1).

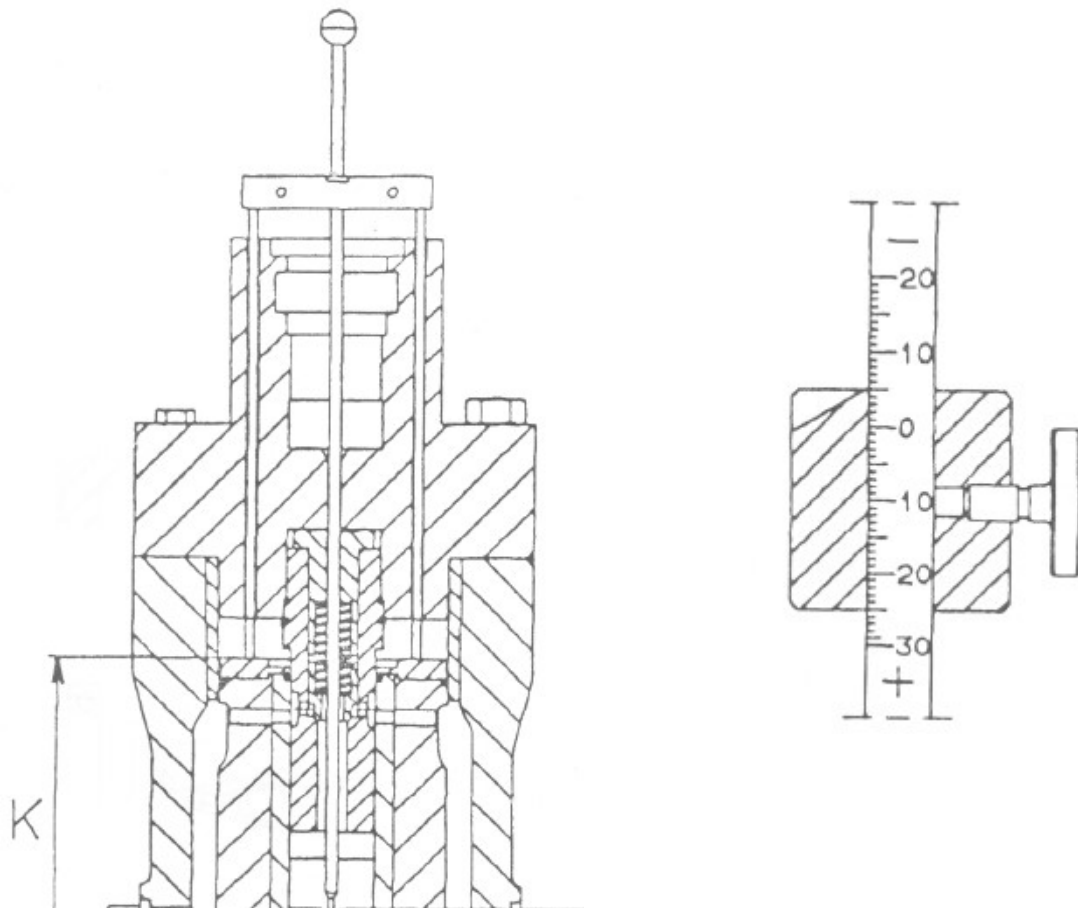


Рис. 3.1 – Основні показники для визначення випередження паливного насосу

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		54

Випередження «с» паливного кулака визначається як число в мм, на яке плунжер насоса піднімається від свого нижнього положення до положення, коли головний поршень знаходиться в ВМТ.

Пристосування для виміру сконструйовано так, що показання 0 зчитується на шкалі, коли відстань між кінцями ніжок і вимірювального стержня дорівнює величині K . Постійна величина K дорівнює відстані від верхньої втулки до низу нарізного отвору в плунжері, коли він закриває відсічний отвір у втулці.

Випередження «а» паливного насоса зчитується безпосередньо, зі знаком + або -, зі шкали вимірювального стрижня.

Випередження паливної кулачної шайби «с» є комбінацією двох показань, а саме «а» і «в». Обидва покази знімаються зі знаком +.

Реверсивний механізм повинен знаходитися в положенні, в якому бажають виміряти випередження, тобто Вперед або Назад.

Вимірювання випередження паливного насоса (рис. 3.2):

- 1) перекрити підведення палива;
- 2) відвернути трубу зливу палива від паливного насоса;
- 3) від'єднати повітряні труби перепускного клапана і системи захисту.

Зняти захисний ковпачок і дві пробки в тому місці, де буде встановлюватися пристосування для виміру. Провернути двигун так, щоб поршень відповідного циліндра двигуна зайняв положення ВМТ. Встановити пристосування на вершині верхньої кришки;

4) проштовхнути вимірювальний стрижень вниз, поки він не упреться в днище отвору в верхній частині плунжера насоса, при цьому ніжки пристосування спираються на втулку насоса;

5) результат виміру, який є випередженням «а» паливного насоса, знімається зі знаком + або - безпосередньо зі шкали вимірювального штифта;

6) записати результат. Записати також індекс по рейці $P_{\text{макс}}$.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Регулювання максимального тиску згоряння $P_{\text{макс}}$ одного циліндра може бути проведена переміщенням (відносним) відсічних отворів втулки плунжера щодо верхньої кромки плунжера. Це може бути зроблено, відповідно, збільшенням або зменшенням індексу на рейці $P_{\text{макс}}$.

Якщо $P_{\text{макс}}$ слід збільшити, відповідно збільшити випередження «а», збільшуйте індекс на рейці $P_{\text{макс}}$ щодо необхідного збільшення (випереджаючи момент упорскування).

Якщо $P_{\text{макс}}$ слід знизити, відповідно до зменшення випередження «а», зменште індекс на рейці $P_{\text{макс}}$ щодо необхідного зменшення (затримуючи момент упорскування).

Якщо подальша регулювання зазначеним способом неможлива, необхідно відрегулювати кулачну шайбу.

Випередження «с» паливного кулака необхідно спочатку виміряти, підрахувати і порівняти з вимірами, занесеними до протоколу випробувань.

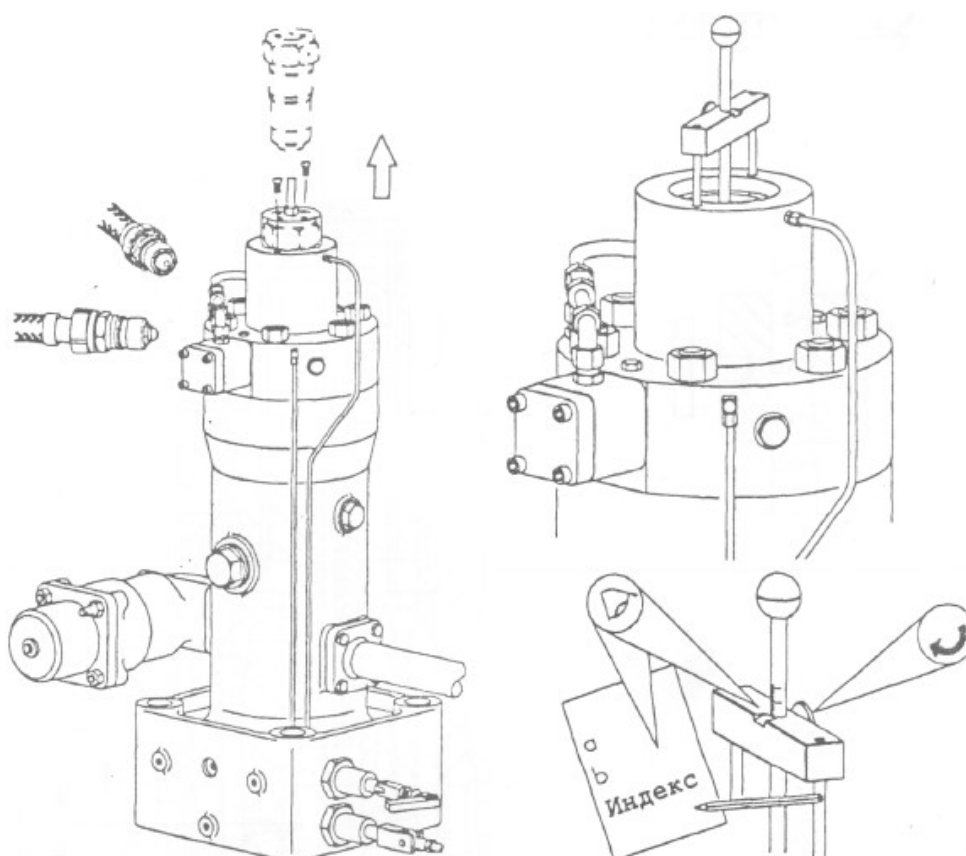


Рис. 3.2 – Вимірювання випередження паливного насоса

Випередження паливного кулака вимірюється наступним чином (рис. 3.3):

- 1) зняти кришку оглядового люка на корпусі штовхача;
- 2) повернути двигун, відзначаючи положення кулака при спостереженні через оглядовий люк;
- 3) припинити провертання, коли ролик буде перебувати на циліндричній частині кулака, де штовхач, а, отже, плунжер насоса займають найнижче становище. Це положення можна також визначити легким притисненням вимірювального стрижня пристосування вниз до верхньої кромки плунжера насоса під час провертання двигуна. Після досягнення найнижчого положення вимірювального стрижня, тобто коли вимірювальний стрижень більше не просувається далі вниз, припинити провертання двигуна. При цьому плунжер насоса і штовхач займають вищезгадане положення;
- 4) переконається, що вимірювальний стрижень доходить до дна отвору вгорі плунжера насоса. З шкали вимірювального стрижня записати результат виміру «в» зі знаком + або -. Випередження «с» паливного кулака складе таким чином $= a - в$.

Одночасно з випередженням паливного насоса «а» завжди необхідно знімати індекс рейки $P_{\text{макс}}$.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						57
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

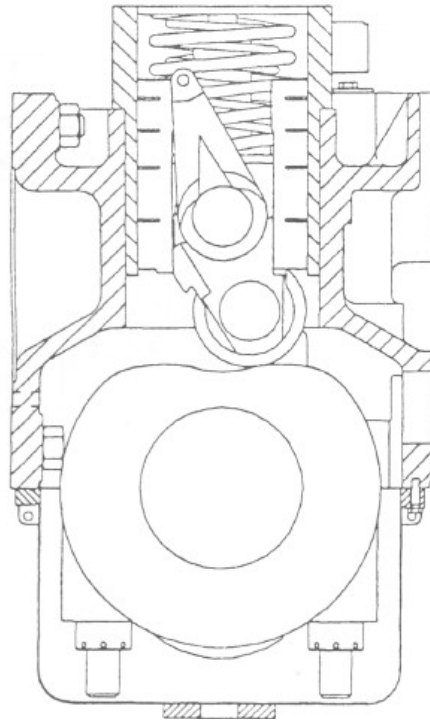


Рис. 3.3 – Вимірювання випередження паливного кулака

Регулювання випередження паливного насоса

Якщо потрібно замінити дефектний повітряний сервоциліндр, втулка плунжерної пари в корпусі насоса повинна бути роз'єднана з поворотною втулкою перед установкою запасного повітряного сервоциліндра (позиціонера).

Запасний позиціонер слід відрегулювати переміщенням важеля F так, щоб стріла прогину X була рівномірно розподілена (рис. 3.4). Основне регулювання позиціонера повинно виконуватися відповідно до діаграми переміщенням сполучної ланки E . Для забезпечення будь-якого можливого відхилення тиск керуючого повітря 2,75 бар має відповідати індексу 4,5 на рейці $P_{\text{макс}}$.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						58
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

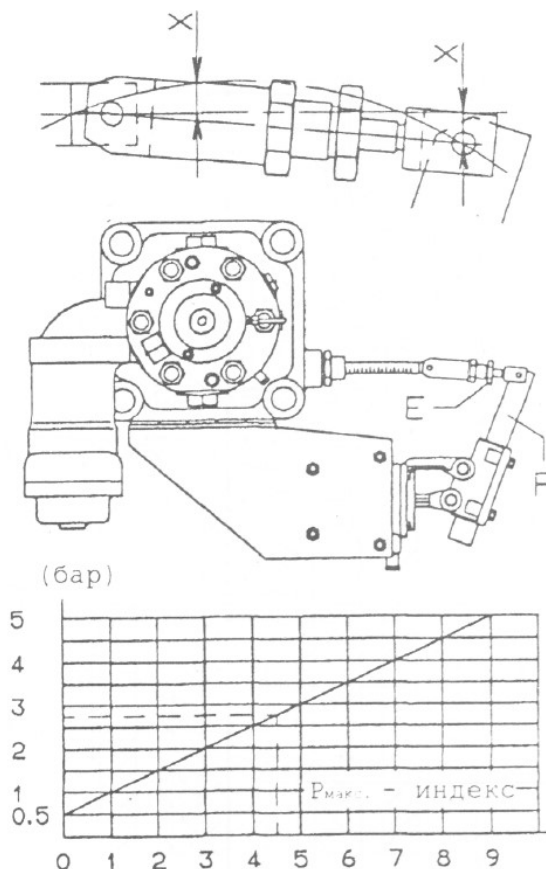


Рис. 3.4 – Регулювання позиціонера

Після регулювання, необхідно зібрати паливний насос повністю. Після зняття декількох показань в експлуатації може виявитися необхідним зробити остаточне регулювання $P_{\max}$ відповідного циліндра. Регулювання $P_{\max}$ (рис. 3.5) можна виконувати на окремих паливних насосах спочатку виїмкою штифта B , а потім регулювальною ланкою E . Ланка може бути відрегульовано по приблизно 3 міткам індексу.

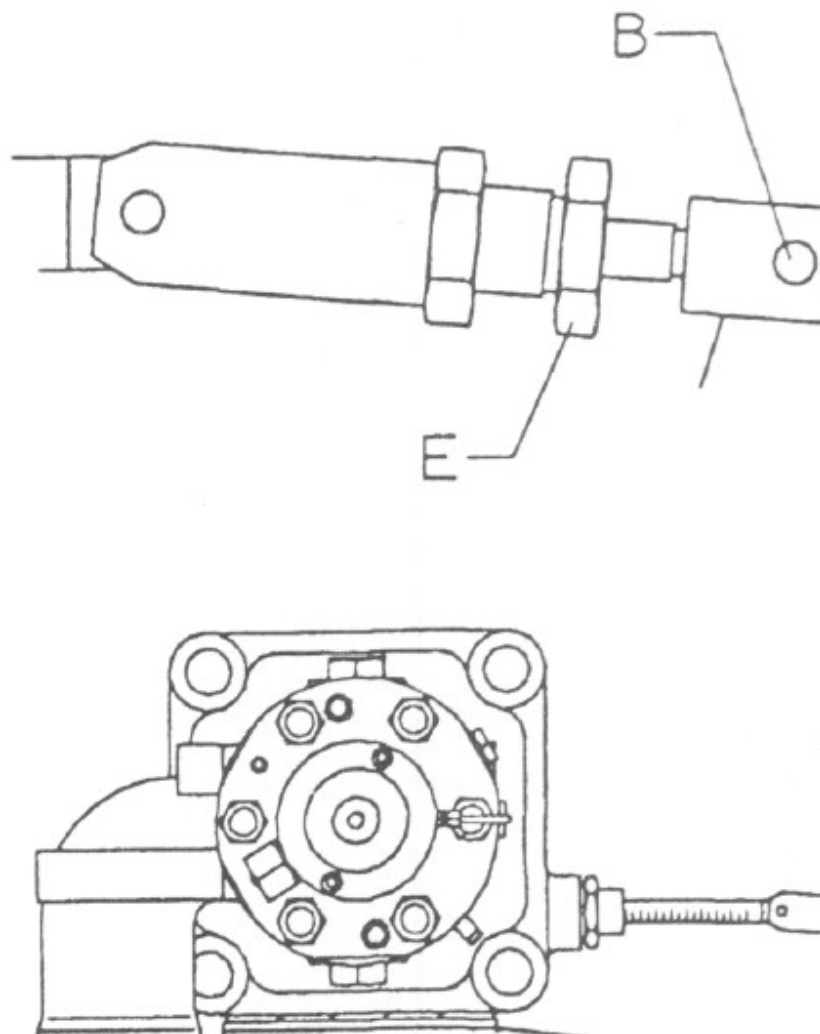


Рис. 3.5 – Регулювання $P_{\text{макс}}$

Регулювання клапана управління

Запасний клапан управління попередньо регулюється на тиск керуючого повітря 0,5...5,5 бар, відповідно ходу штифта C на 0,5...8,0 мм. Необхідно приєднати манометр і трубку підведення робочого повітря (тиск 7 бар) до з'єднань A і P відповідно на клапані управління. Перевірити, щоб тиск по манометру і хід штифта C відповідали кривій (рис. 3.6).

Будь-яке необхідне регулювання слід виконувати регулювальним гвинтом B .

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ

Аркуш

60

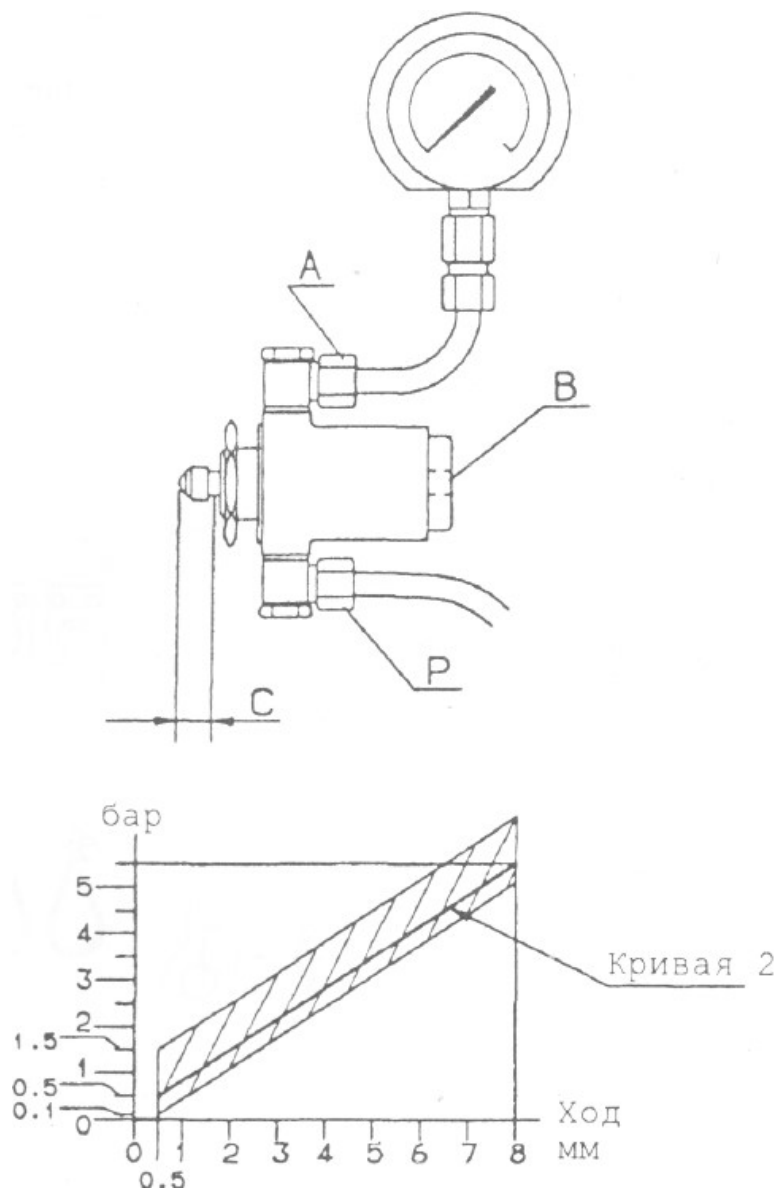


Рис. 3.6 – Регулювання клапану управління

Тонке регулювання тиску $P_{\text{макс}}$ в точці відключення при граничному $P_{\text{макс}}$ (для всіх циліндрів) виконується шляхом осьового зміщення кронштейна з клапаном управління.

Необхідно відпустити гвинт і гайку, які кріплять кронштейн з клапаном управління до більшого кронштейну через прорізи.

Підвищення тиску $P_{\text{макс}}$ проводиться переміщенням клапана управління до важеля.

Зниження тиску $P_{\text{макс}}$ проводиться переміщенням клапана управління від важеля.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Регулювання кулака паливного насоса

Регулювання кулака паливного насоса проводиться в наступній послідовності:

1) переконатися, що реверсивний механізм знаходиться в напрямку Вперед. Зняти маслозбірник і оглядову кришку з відповідного корпусу розподільного вала;

2) демонтувати трубні з'єднання і перепускний клапан з верхньої кришки паливного насоса і встановити пристосування для виміру;

3) повернути двигун, поки відповідний поршень не буде в ВМТ. Заміряти дійсне випередження насоса «а» (рис. 3.7). Зняти VIT-індекс на зубчастій рейці - $P_{\text{макс}}$, паливного насоса. Звірити відкоригований розмір «а»:

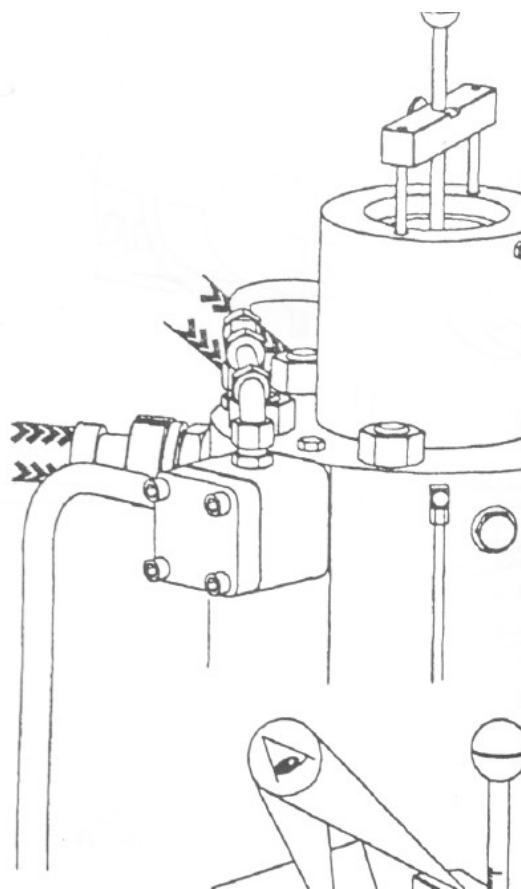
$$a = a - \text{VIT-індекс з розміром, зазначеним на аркуші регулювань};$$


Рис. 3.7 – Заміряння дійсного випередження насоса

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		62

4) повернути розподільний вал, щоб був доступ до масляних каналів в паливному кулаці через оглядовий люк. Зняти пробки з масляних каналів (за допомогою, наприклад, викрутки). Помістити три мідні прокладки в кожен масляний канал. Встановити замкові муфти через оглядовий люк в масляні канали, не затягуючи їх. З'єднати замкові муфти з розподільним блоком і гідравлічним насосом високого тиску шлангами;

5) Встановити спеціальний ключ на паливній кулачній шайбі так, щоб два пальці увійшли в отвори в кулаці;

6) Створити незначний тиск в гідравлічній системі і, після вентиляції системи, затягнути замкові муфти (рис. 2.8). Підняти гідравлічний тиск так, щоб масло просочувалося уздовж розподільного вала під кулачною шайбою. Повернути кулачну шайбу, використовуючи встановлений ключ, до моменту, коли бажану зміну випередження можна безпосередньо вважати на пристосуванні;

Щоб збільшити випередження і $P_{\text{макс}}$ - повернути кулачну шайбу Вперед. Щоб зменшити випередження і $P_{\text{макс}}$ - повернути кулачну шайбу Назад.

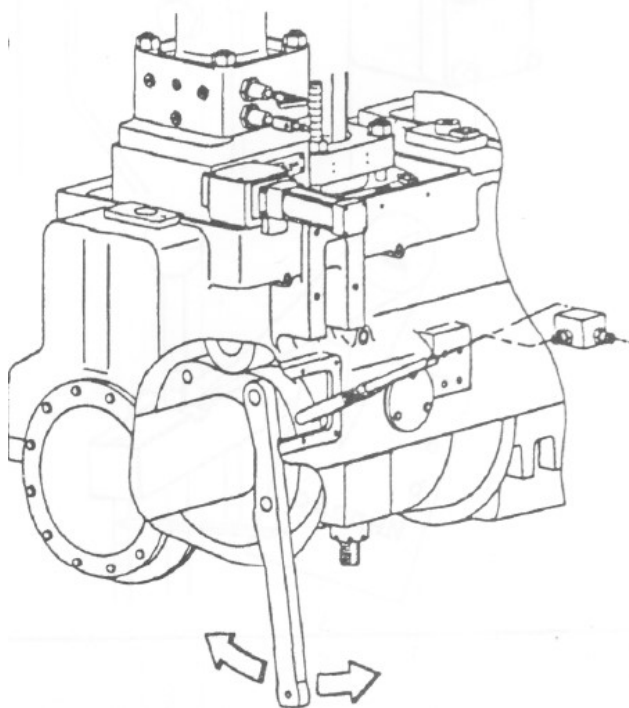


Рис. 3.8 – Зміна випередження насоса

7) Після завершення бажаного повороту кулачної шайби зняти тиск у гідравлічній системі і демонтувати ключ та гідравлічне обладнання. Не менш ніж через 15 хвилин - час, необхідний кулаку, щоб встати на місце - знову встановити пробки на масляних каналах кулачної шайби. Після виконання регулювання слід знову виміряти «а», «с» і $P_{\text{макс}}$ - індекс і перерегулювати, якщо необхідно.

Новий розмір «а» повинен бути откориговано на $P_{\text{макс}}$ - індекс:
 $a = a - P_{\text{макс}}$ - індекс. Записати нові результати для порівняння з майбутніми вимірами і регулюванням;

8) Встановити маслозбірник і оглядову кришку на корпус розподільного вала, перепускний клапан, захисний ковпачок і труби.

3.2. Заміна ущільнюючих кілець паливного насоса

Заміна ущільнюючих кілець на втулці плунжерної пари виконується в наступній послідовності:

1) встановити плунжерну пару в лещата з «м'якими» губками. Зняти і викинути кільця ущільнювачів втулки;

2) обережно витягнути плунжер з втулки. Ретельно очистити плунжер (наприклад в чистому гасі) і продути його насухо стисненим повітрям. Перевірити плунжер на наявність зносу і ризок. Очистити втулку і продути її насухо стисненим повітрям. Перевірити втулку на наявність зносу і ризок;

3) перед установкою ущільнювальних кілець на втулку всі нові кільця повинні бути прогріті в гарячій воді до 100 °С, не менше п'яти хвилин;

4) при установці кілець ущільнювачів на нижньому кінці втулки першим потрібно встановлювати внутрішнє кільце ущільнювача. Встановити направляючий стержень у втулку і помістити великий конус на втулці. Помістити ущільнююче підпружинне кільце на конус пружиною вгору (рис. 3.9).

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

За допомогою штовхача заштовхати кільце ущільнювача в канавку;

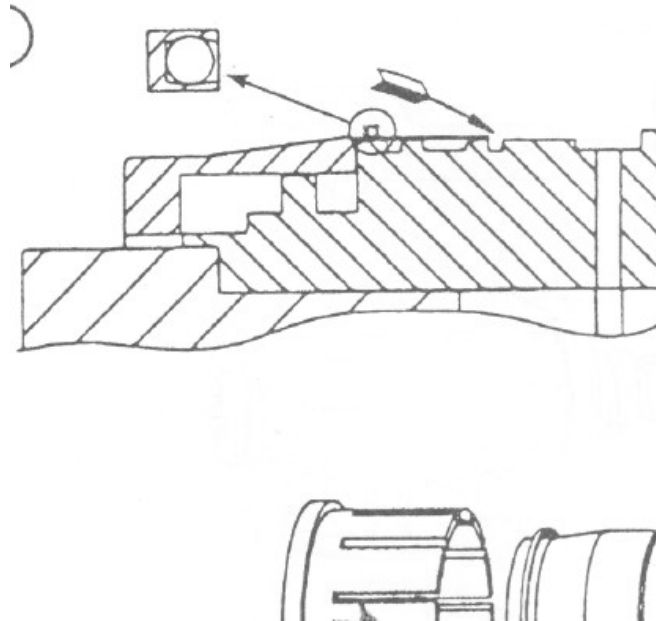


Рис. 3.9 – Установка внутреннего уплотняющего кольца

5) при монтажі ущільнюючого кільця в зовнішній канавці помістити проставлення всередину конуса, щоб встановити правильну відстань до канавки, і повторити описану вище операцію. Після установки кільця ущільнювачів стиснути їх «оправкою», яка стискає кільця ущільнювачів зверху.

6) встановити направляючий стрижень і конус на верхню частину втулки і встановити ущільнююче кільце таким же чином, як описано вище. Переконалися, що пружина звернена вниз;

7) змастити плунжер дисульфідом молібдену (MoS_2). Завести (обережно) плунжер під втулку і притиснути його до днища.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Розробка заходів з охорони праці

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

Пари палива та мастила

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						66
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації окси-ду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

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

Пожежна безпека

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

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших 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 можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці [8]. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Вібрація

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						68
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки . Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Небезпека позначається "попереджувальним знаком", супроводжуванім "попередженням", наприклад словами "НЕБЕЗПЕЧНО", "ОБЕРЕЖНО" або "ПОПЕРЕДЖЕННЯ".

4.2 Охорона навколишнього середовища

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

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

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва [9].

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

У третю групу входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в сердечно – судинній системі. Вони також викликають

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

захворювання слизуватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

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

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

У *п'ятю групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизуватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		72

містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						73
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

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

Диоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так називаного парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						74
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

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

Розрізняють три основних типи смогу:

- *смог крижани (аляскинського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель тумана і пари опалювальних систем;
- *просто смог (лондонського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель тумана;
- *смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий)* – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

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

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами).

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						75
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Особливо рослини чуттєві до оксидів сірки, оксидам азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						76
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В дипломному проєкті було виконано розрахунок робочого циклу 2-х тактного дизельного двигуна 6ДКРН 60/202,2 потужністю 11482 кВт при 123 об/хв колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

В конструкторському розділі дипломної роботи окрім розрахунку робочого циклу виконано розрахунок паливовпорскуючої апаратури.

В технологічному розділі дипломної роботи розроблено технологічний процес регулювання паливного насосу високого тиску.

В роботі розглянуто основні вимоги до експлуатації двигуна, розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						77
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

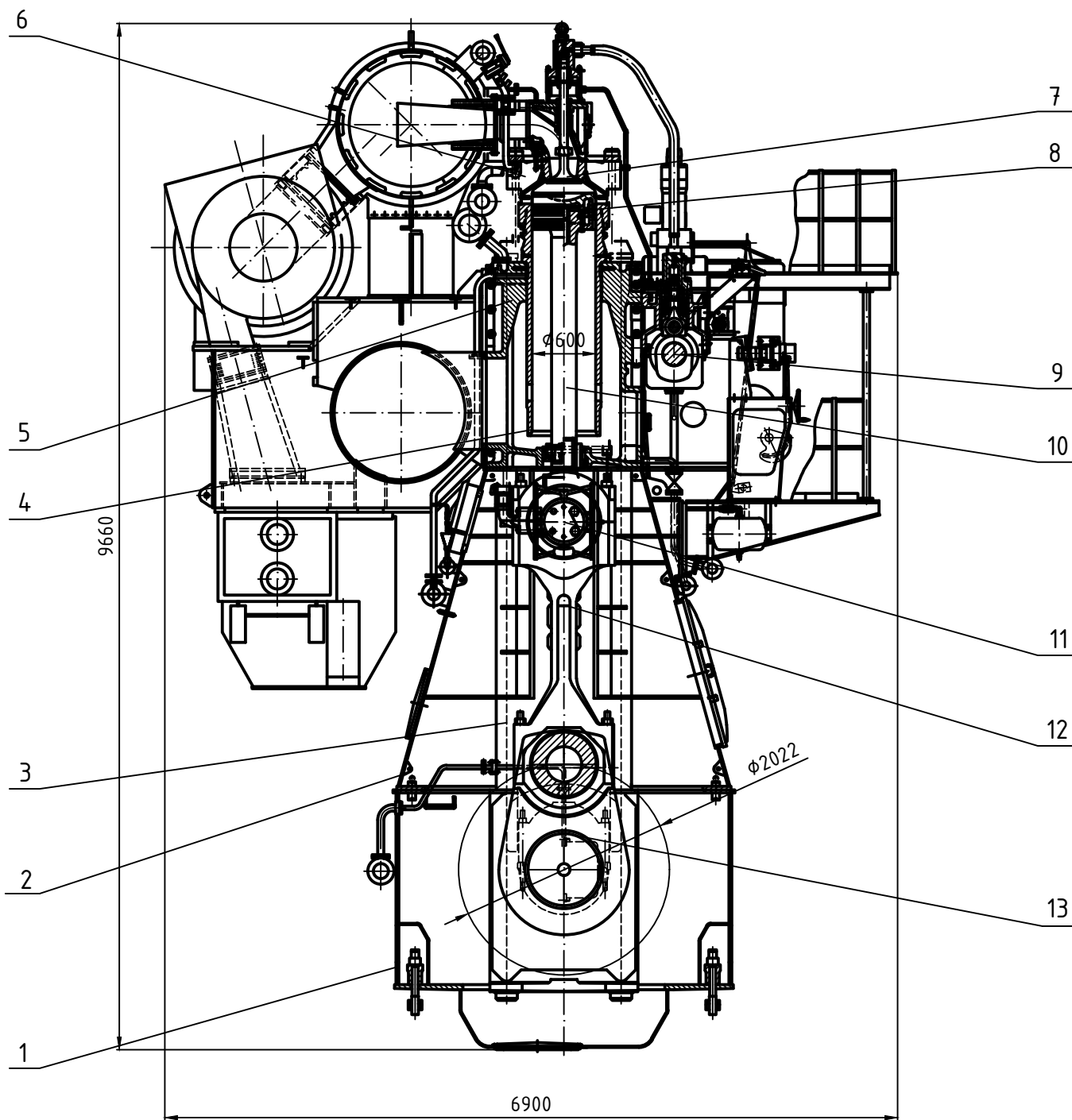
ЛІТЕРАТУРА

1. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: підр. Миколаїв: Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
2. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
3. Bilousov I., Bulgakov M., Savchuk V. Modern Marine Internal Combustion Engines. Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping, Springer, Cham., 2020. XIII, 385 p., <https://doi.org/10.1007/978-3-030-49749-1>.
4. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник /В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
5. Двигуни внутрішнього згоряння [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
6. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
7. Лабораторний практикум. Методичні вказівки щодо виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теорія ДВЗ». Коваленко І.М., Доценко С.М. Малютін П.В. Первомайськ ППІ, 2007.
8. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газодизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В.- Первомайськ ППІ НУК, 2013. – 52с.
9. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми бензинового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В.- Первомайськ ППІ НУК, 2013. – 52с.
10. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». // Доценко С.М.– Первомайськ: ПФ НУК, 2021 - 50 с.

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						78
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 142.44.24.10.ПЗ	Аркуш
						79
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Потужність, кВт 11482

Частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹ 123

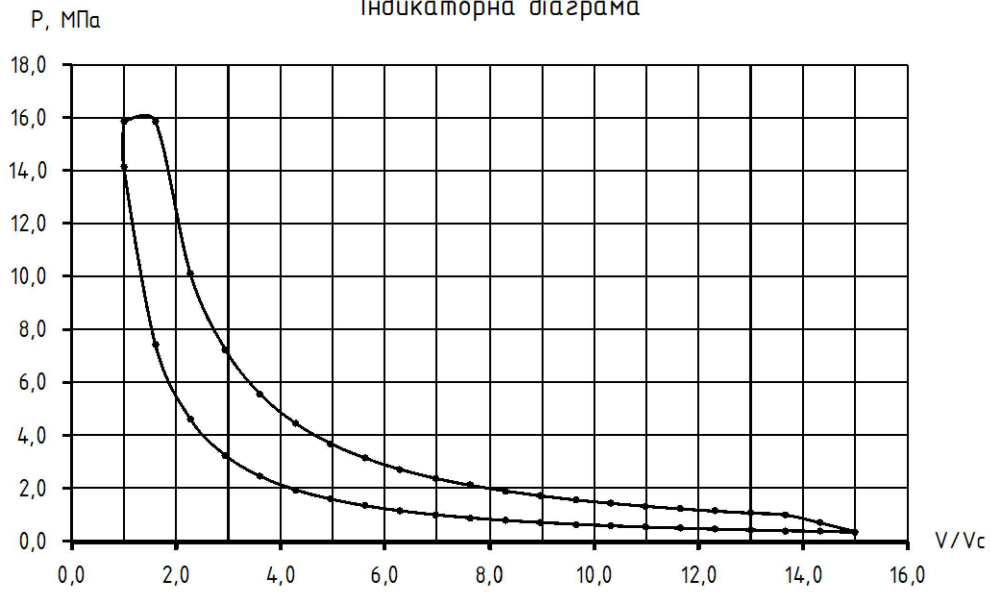
Середній ефективний тиск, МПа 1,63

Питома ефективна витрата важкого палива, кг/(кВтхгод) 0,179

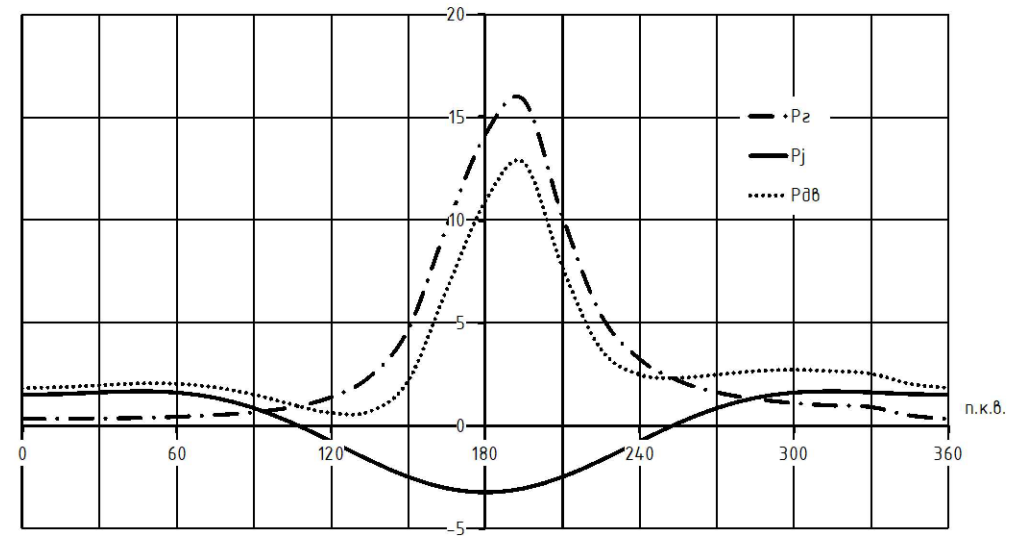
Поз.	Найменування	Кіл	Примітки
1	Фундаментна рама	1	
2	Станина	1	
3	Анкерний зв'язок	24	
4	Втулка циліндра	6	
5	Блок циліндрів	6	
6	Кришка циліндрів	6	
7	Випускний клапан	6	
8	Поршень	6	
9	Розподільчий вал	1	
10	Шток поршня	6	
11	Крейцкопфне з'єднання	6	
12	Шатун	6	
13	Колінчастий вал	1	

ПННІ НУК 142.44.24.10.01				Лист	Маса	Масштаб
Поперечний переріз двигуна 6ДКРН 60/202,2				1		1:20
Зм. Конт.	№ докид.	Підпис	Відає	Лист		
Резерв	Масштаб	Масштаб	Масштаб	Лист		
Виробник	Виробник	Виробник	Виробник	Лист		
Н. монт.	Виробник	Виробник	Виробник	Лист		
Виробник	Виробник	Виробник	Виробник	Лист		

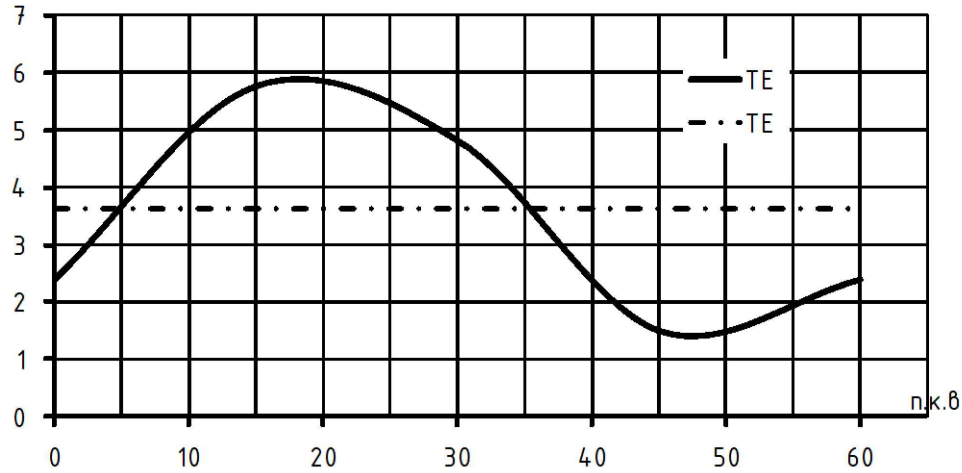
Індикаторна діаграма



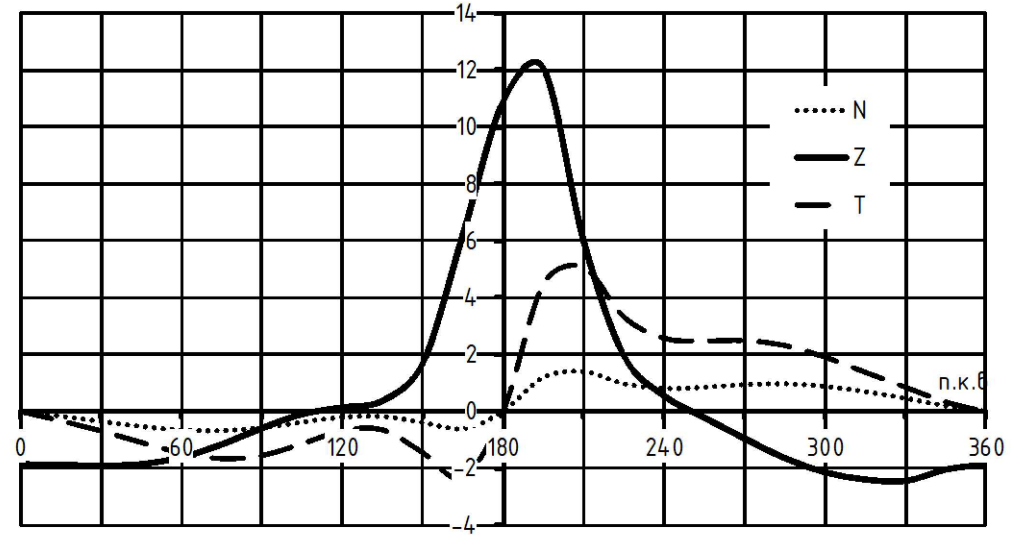
Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

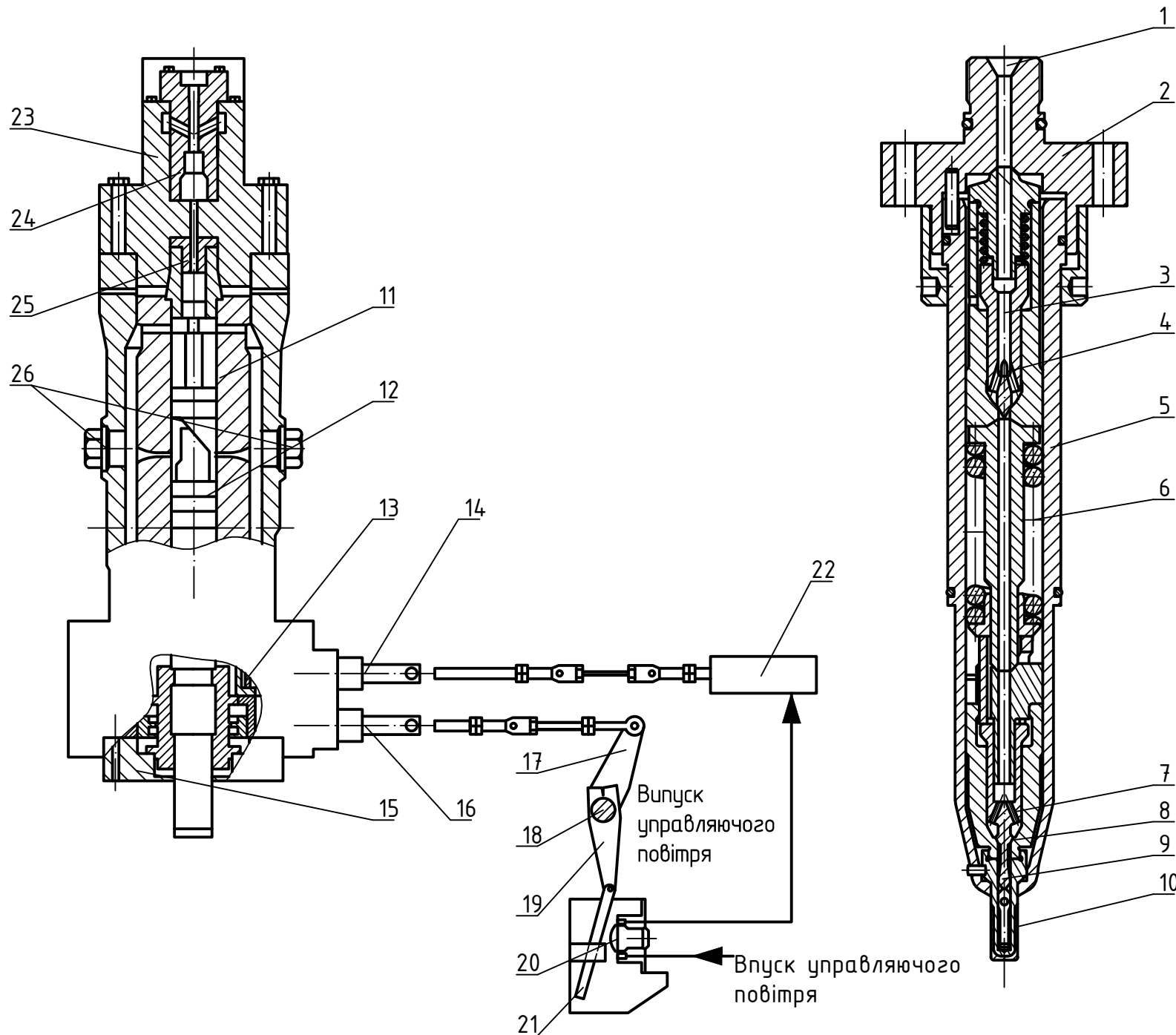


Сили T, Мпа



Сили N, Z, T в МПа.

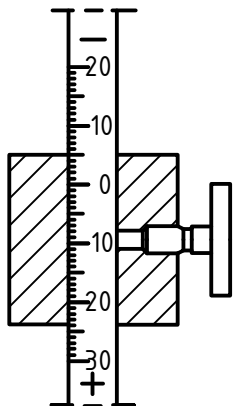
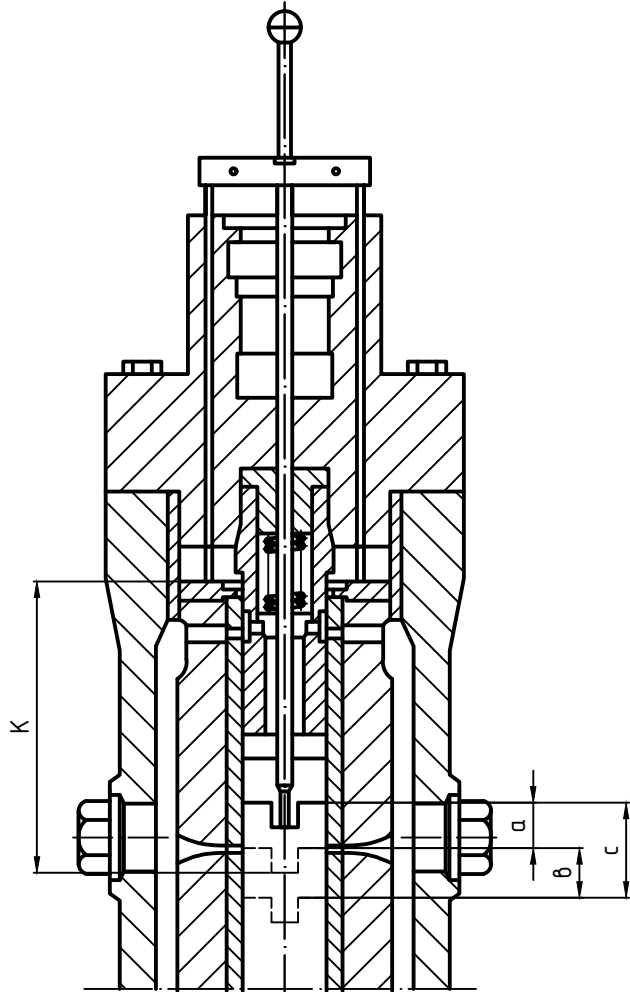




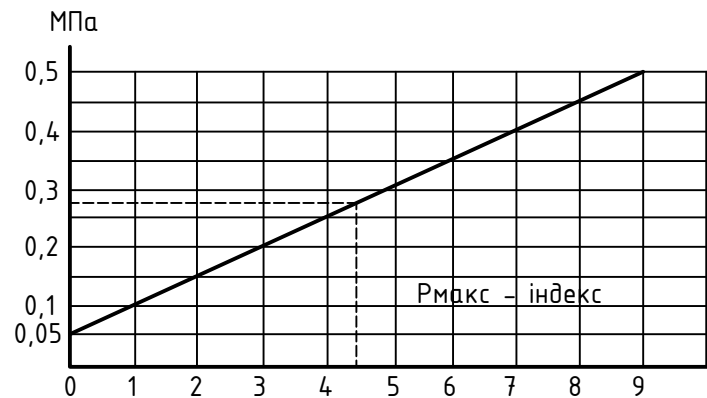
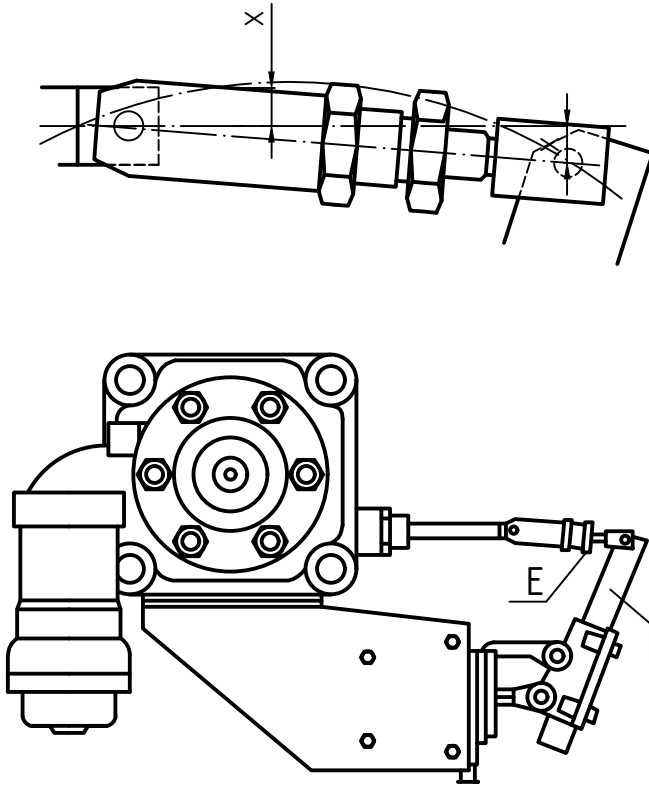
Поз.	Наименование	Кол.	Примечания
1	Входный отвір для палива	1	
2	Фланець	1	
3	Паливний канал	1	
4	Незворотний клапан	1	
5	Корпус	1	
6	Закриваюча пружина	1	
7	Голка	1	
8	Сідло	1	
9	Передій перекриваючий стрижень	1	
10	Розпилювач	1	
11	Втулка плунжера	1	
12	Плунжер	1	
13	Поворотна втулка	1	
14	Рейка регулювання моменту впорскування	1	
15	Поворотна зубчаста втулка	1	
16	Рейка встановлення кількості палива	1	
17	Важіль	1	
18	Вал	1	
19	Важіль управляючого клапана	1	
20	Управляючий клапан	1	
21	Шарнірна тяга	1	
22	Сервоциліндр	1	
23	Кришка ПНВТ	1	
24	Перепускний клапан	1	
25	Всмоктуючий клапан	1	
26	Пробка	2	

ПННІ НУК 142.44.24.10.03				Паливопоскобна апаратура				Лист	Листів
Вс	Лит	№ докум	Підпис	Печат	Вс	Лит	№ докум	Підпис	Печат
Розроб	Лит	В.В.			Вс	Лит	В.В.		
Перевір	Лит	В.В.			Вс	Лит	В.В.		
Н. м.	Лит	В.В.			Вс	Лит	В.В.		
Замов	Лит	В.В.			Вс	Лит	В.В.		

Перевірка випередження паливного насоса



Регулювання випередження паливного насоса



Регулювання клапана управління

