

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

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Л. Сер
«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 25000 кВт з розробкою паливного насоса високого типу. Прототип: 6ДКРН 90/230.

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-22з

А.О. **Золотар О.Л.**
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ,

к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

А. Поз **Познанський А.С.**
(підпис)

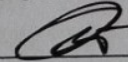
Первомайськ - 2026 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми



(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Золотару Олексію Леонідовичу

1. Тема роботи: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 25000 кВт з розробкою паливного насоса високого типу. Прототип: 6ДКРН 90/230». Керівник роботи к.т.н, доцент Познанський А.С.
Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року № 6.
2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 року.
3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ДКРН 90/230 потужністю 25000 кВт.
4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).
Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.
5. Перелік презентаційних матеріалів.
1. Поперечний переріз двигуна 6ДКРН 90/230. 2. Діаграми динаміки. 3. Паливний насос високого тиску. 4. Перепускний клапан.

6. Консультанти роботи

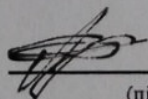
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

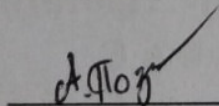
Студент



(підпис)

Золотар О.Л.

Керівник
роботи



(підпис)

к.т.н, доцент Познанський А.С.

АНОТАЦІЯ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 2-тактного дизельного двигуна 6ДКРН 90/230 потужністю 25000 кВт при 104 хв^{-1} колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

В конструкторському розділі дипломного проекту проаналізовані можливі шляхи вдосконалення паливної системи високого тиску, а також проведені розрахунки основних елементів паливного насосу, які забезпечують високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

В роботі розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна в цілому.

Дипломний проект виконано українською мовою на 59 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: турбокомпресор, двигун внутрішнього згоряння, індикаторна діаграма, робочий цикл, тепловий баланс.

ABSTRACT

The diploma project presents a thermodynamic cycle calculation for a six-cylinder, two-stroke crosshead diesel engine 90/230 with turbocharging, rated at 25,000 kW at 104 rpm. Based on the calculation results, the main parameters of the working cycle were determined, and a theoretical indicator diagram along with dynamics diagrams were constructed.

The design section of the diploma project analyses possible ways to improve the high-pressure fuel system, and includes calculations of the main fuel pump components that ensure high economic and operational performance of the engine.

The project also develops occupational health and safety measures and addresses environmental protection issues, the implementation of which ensures reliable and safe operation of the engine as a whole.

The diploma project is written in Ukrainian and comprises 59 pages of the calculation and explanatory note. Ten literary sources were used. The graphical part is presented on 4 drawings in A1 format.

Keywords: turbocharger, internal combustion engine, indicator diagram, operating cycle, heat balance.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1. Технічна характеристика двигуна	8
1.2. Опис конструкції двигуна	9
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	13
2.1. Розрахунок робочого процесу двигуна	13
2.2. Розрахунок індикаторної діаграми	21
2.3. Розрахунок теплового балансу двигуна	23
2.4. Динамічний розрахунок двигуна	25
2.5. Удосконалення паливного насосу високого тиску двигуна	
6ДКРН90/230	30
3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	47
3.1. Розробка заходів з охорони праці	47
3.2. Охорона навколишнього середовища	48
ВИСНОВКИ	53
ЛІТЕРАТУРА	54
ДОДАТКИ	55
1. Поперечний переріз двигуна 6ДКРН 90/230 Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Паливний насос високого тиску Ф-А1	
4. Перепускний клапан Ф-А1	

ВСТУП

Згідно із завданням кафедри необхідно виконати проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 25000 кВт. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 6ДКРН90/230 (6K90MC), який виробляється фірмою MAN B&W. В якості робочого циклу був обраний дизельний цикл з газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники ДВЗ.

В даний час, коли значно зросли і продовжують підвищуватися ціни на рідкі нафтопродукти, для судновласників першочерговим завданням є використання більш сучасних двигунів або пошук засобів які б дозволили підвищити економічність. Особлива увага приділяється паливним системам високого тиску. Від роботи цих систем в значній мірі залежать показники потужності, економічності та експлуатації [1].

Для організації якісного процесу згорання палива паливна система високого тиску повинна забезпечувати [10]:

- ◆ вприскування точно дозованої циклової подачі палива;
- ◆ задані фази і характеристику вприскування, що сприяють процесу згорання палива на будь-якому експлуатаційному режимі дизеля;
- ◆ якісний розпил палива на усіх експлуатаційних режимах дизеля включаючи малі навантаження і холостий хід.

Окремої уваги заслуговує питання регулювання паливної апаратури залежно від експлуатаційного режиму роботи двигуна. При роботі на часткових навантаженнях, маневруванні або холостому ході якість розпилу палива і стабільність подачі набувають особливого значення, оскільки саме в цих режимах найчастіше виникають проблеми з неповним згоранням, підвищеним димовиділенням та нагароутворенням на деталях циліндро-поршневої групи. Тому в даному проекті передбачено детальний розгляд конструкції та розрахунок основних параметрів паливного насоса високого тиску і форсунки з урахуванням усіх експлуатаційних вимог до двигуна потужністю 25000 кВт.

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Дизельний двигун 6ДКРН90/230 (рис. 1.1) – це двохтактний, шестициліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованими циліндрами. Основні характеристики двигуна 6ДКРН90/230 наведено в табл. 1.1 [2].

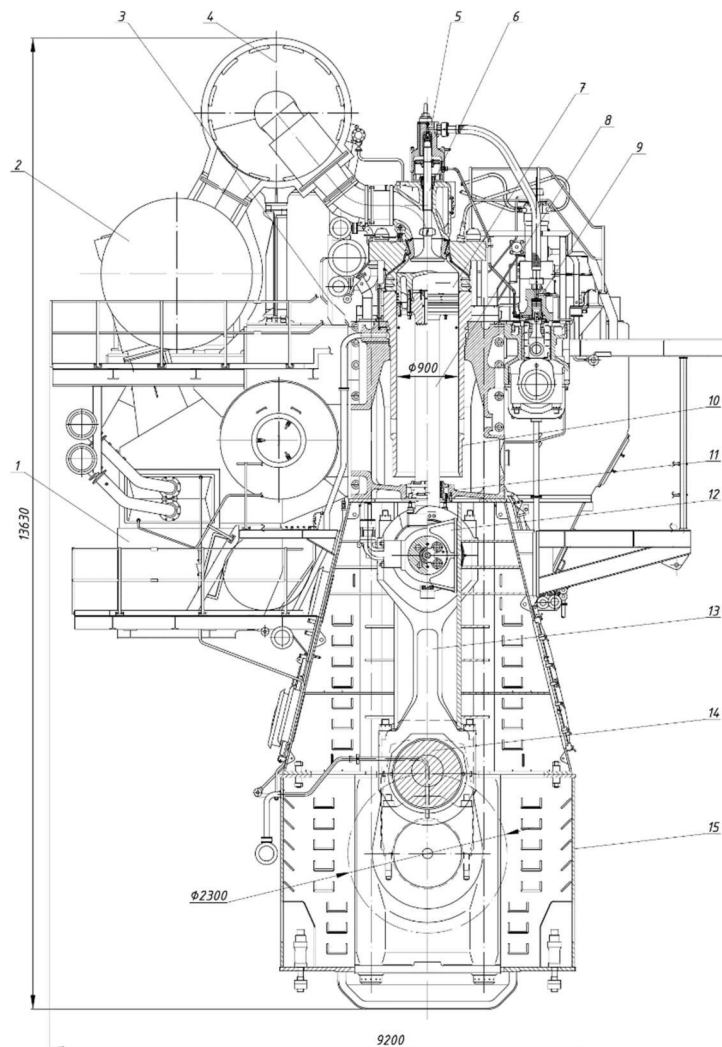


Рис. 1.1. Поперечний розріз двигуна 6ДКРН90/230: 1 – ОП; 2 – турбокомпресор; 3 – ПНВТ; 4 – впускний ресивер; 5 – охолоджувач приводу випускного клапана; 6 – випускний клапан; 7 – поршень; 8 – шток поршня; 9 – модулятор приводу клапана; 10 – втулка циліндра; 11 – сорочка циліндра; 12 – крейцкопф; 13 – шатун; 14 – колінчастий вал; 15 – фундаментна рама

Таблиця 1.1. Основні характеристики двигуна 6ДКРН90/230

Потужність, кВт	25000
Число циліндрів	6
Діаметр циліндрів, мм	900
Хід поршня, мм	2300
Витрата палива, г/кВт·год	179
Витрата масла, г/кВт·год	0,22
Частота обертання, хв ⁻¹	104
ККД двигуна, %	46,9

1.2. Опис конструкції двигуна

Фундаментна рама (рис. 1.2) двигуна спрощеної коробчатої 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).

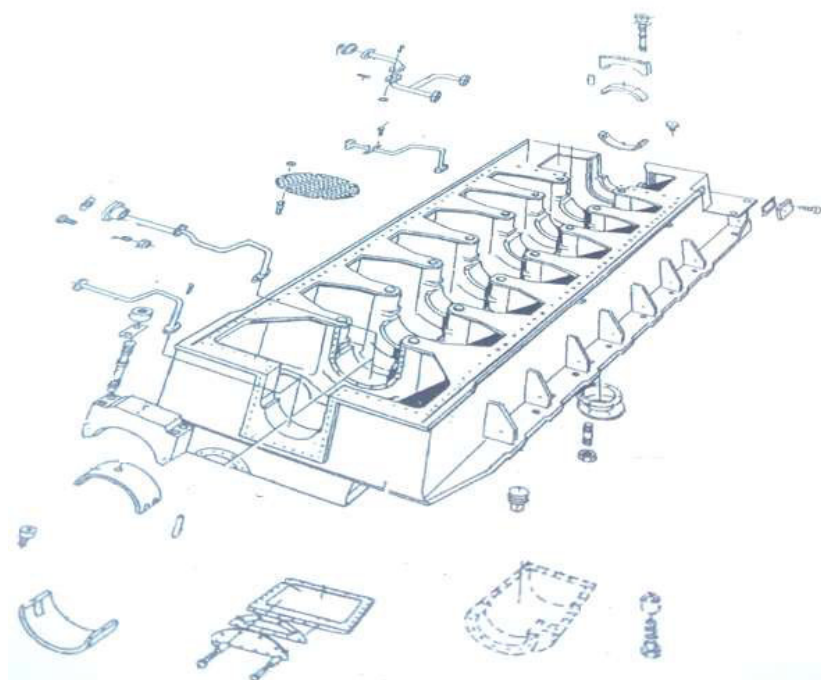


Рис. 1.2. Фундаментна рама

Втулка циліндра 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.

Кришка циліндра 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.

Поршень має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю. У поршні розміщені 4 компресійних кільця, в спідниці - два красномідних прирабочних паска.

Крейцкопф (рис. 1.3) двосторонній, з чотирма повзунами, залитими білим металом. Поперечина сталева кована зі просвердленими каналами для проходу масла. До поперечини кріпиться різьбовим з'єднанням під'ятник штока поршня, коліно телескопа підведення змащення і зливна труба масла охолодження поршня.

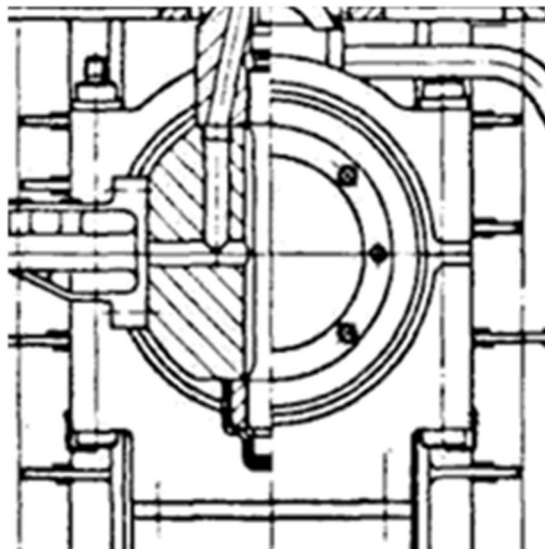


Рис. 1.3. Крейцкопф

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.

Розподільний вал (рис. 1.4) приводиться дворядним чотирьохдюймовим ланцюгом. Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів - таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від сил інерції другого порядку. Від розподільчого валу приводиться валик лубрикатора циліндричної мастила і регулятор частоти обертання.

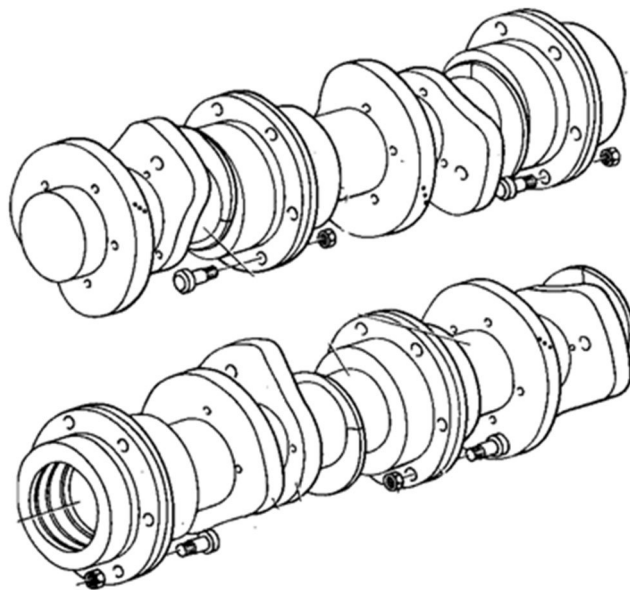


Рис. 1.4. Розподільний вал

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).

Випускний клапан має чавунний литий корпус шпиндель 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.

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. 1.5) двигуна сталеві з'єднанні, складаються з двох частин, стягують воєдино блок, станину і фундаментну раму. Гайки анкерних болтів затягуються гідравлічно на 90 МПа.

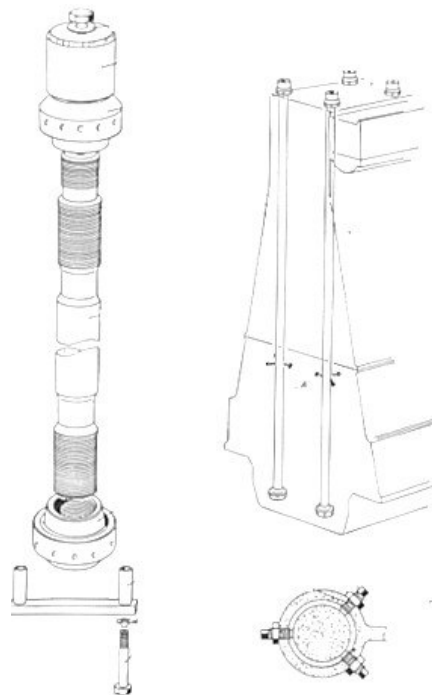


Рис. 1.5. Анкерні болти

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1. Розрахунок робочого процесу двигуна

В даному 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 [3]. На його основі можливо:

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

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні. Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі Matcad [5].

Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К.

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

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

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,845$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,05$.

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 проєктованого. Для МОД ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,92$; $\xi_b = 0,90 - 0,98$. Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,12$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

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

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу: $C = 0,87$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг - кількість водню;

$S = 0$ кг - кількість сірки;

$O = 0,004$ кг - кількість кисню.

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

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,375}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,9} \right] = 440,807$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 440,807 - 0,8 \times (440,807 - 293) = 322,561$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{322,561 + 10 + 0,05 \times 600}{1 + 0,05} = 345,297$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,375 - 0,005 = 0,37$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,93 \times P_s = 0,97 \times 0,37 = 0,344$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = \frac{14}{14 - 1} \times \frac{0,344}{0,37} \times \frac{322,561}{345,297} \times \frac{1}{1 + 0,05} \times (1 - 0,06) = 0,838$$

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_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого валу n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку: $n_1 = 1,363$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,344 \times 14^{1,363} = 12,547$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 345,297 \times 14^{1,363-1} = 899,297$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,845}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,407$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,407} = 1,022$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,022 + 0,05}{1 + 0,05} = 1,021$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,92}{0,95} = 0,968$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,022 - 1}{1 + 0,05} \right) \times 0,968 = 1,02$$

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1600$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо: $T_z = 1629$ К

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,12 \times 12,547 = 14,052$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,02}{1,12} \times \frac{1629}{899,297} = 1,651$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,651} = 8,482$$

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 прийmemo:

$$n_2 = 1,297$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1629 \times \frac{1}{8,482^{1,297-1}} = 863$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{14,052}{8,482^{1,297}} = 0,878$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$= \frac{12,547}{14 - 1} \times \left[1,12 \times (1,651 - 1) + \frac{1,12 \times 1,651}{1,297 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,482^{1,298-1}} \right) - \frac{1}{1,363 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{14^{1,363-1}} \right) \right] = 1,887$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 1,887 \times 0,99 \times (1 - 0,06) = 1,756$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,37 \times 0,838}{2,845 \times 0,495 \times 322,561 \times 1,756} = 0,168$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,168 \times 42700} = 0,501$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,756 \times 0,935 = 1,642$$

Ефективний ККД двигуна $\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,501 \times 0,935 = 0,469$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,168}{0,935} = 0,1799$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,9^2 \times 2,3 \times 1 \times 1,642 \times 104 \times 6 = 25006,3$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{25006,3 - 25000}{25006,3} = 0,025\%$$

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

Визначення дійсного Пк компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_n \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,9^2}{4} \right) \times 2,3 \times \left(\frac{0,37 \times 10^6}{287 \times 322,561} \right) \times 0,838 \times 6 \times 1 \times \left(\frac{104}{60} \right) \times 1,05 = 53,49$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 53,49 + 0,1799 \times \frac{25006,3}{3600} = 54,738$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,859 \times 0,37 = 0,322$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 863 \times \left(\frac{0,325}{0,878} \right)^{\frac{1,297-1}{1,297}} = 685,763$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$
$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,845 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,848 \times 0,495) = 1,44$$

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

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

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,44 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,44 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,845 - 1) \times 0,495}{1,44 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,848 \times 0,495}{1,44 \times 259,8}} = 287,578$$

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 685,763) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 685,763} = 1,383$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,383}{1,383 - 1} \right) \times 287,578 \times 685,763 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,325}{0,1013} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}}} \right] \times 0,93 \times 0,8 \times 54,74}{53,49 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,9}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,706$$

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,706 \times 0,1013 = 0,3754$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,3754 - 0,375}{0,3754} = 0,105\%$$

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.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами [4]:

– 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 для побудови індикаторної діаграми наведені в табл. 2.2. Індикаторна діаграма представлена на рис. 2.1.

Таблиця 2.1. Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,363
Показник політропи розширення n_2	1,297
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,547
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	14,052
Ступінь попереднього розширення ρ	1,651
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.2. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V _c	P _{ст}	P _{розп}
1,00	14,05	
1,00	12,55	14,05
1,65	6,34	14,05
2,27	4,11	9,31
2,89	2,96	6,81
3,50	2,27	5,30
4,12	1,82	4,29
4,74	1,51	3,58
5,36	1,27	3,05
5,97	1,10	2,65
6,59	0,96	2,33
7,21	0,85	2,08
7,83	0,76	1,87
8,44	0,69	1,69
9,06	0,62	1,54
9,68	0,57	1,42
10,30	0,52	1,31
10,91	0,48	1,21
11,53	0,45	1,13
12,15	0,42	1,06
12,77	0,39	0,99
13,38	0,37	0,93
14,00	0,34	0,88
14,00		0,34

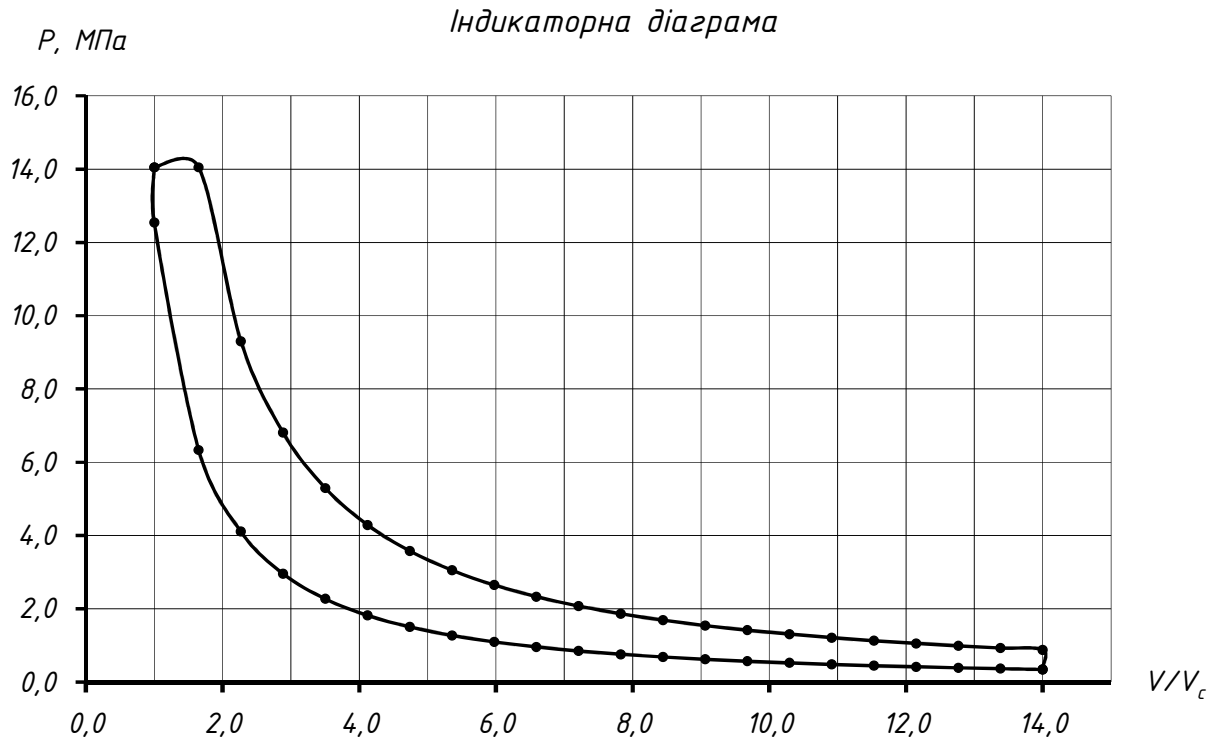


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма

2.3. Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

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

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

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

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

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

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

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

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі [6]:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{25000}{0,469} = 53304,9 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C p_{\Gamma} (T_{3T} - T_o) = 54,74 \cdot 1038,43 \cdot (538,54 - 293) = 13951,84 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майєра:

$$C p_{\Gamma} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,383}{1,383 - 1} \cdot 287,578 = 1038,43 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} = 685,76 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,344}{0,1013}} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}} = 501,74 \text{ К}$$

$$T_{3T} = T_T - \eta_{ad} (T_T - T_{3T}^{ad}) = 685,76 - 0,8 \cdot (685,76 - 501,74) = 538,54 \text{ К}$$

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

$$Q_w = \frac{0,98 Q_{\Sigma} - Q_{\Gamma} - Ne}{1,2} = \frac{0,98 \cdot 53304,9 - 13951,84 - 25000}{1,2} = 11072,47 \text{ кВт}$$

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

$$Q_M \approx 0,2 Q_w \approx 0,2 \cdot 11072,47 = 2214,5 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma} = 0,02 \cdot 53304,9 = 1066,1 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_w + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = 13951,84 + 11072,47 + 2214,5 + 1066,1 + 25000 = 53304,9 \text{ кВт}.$$

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

2.4. Динамічний розрахунок двигуна

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

$$P_{\text{руш}} = P_{\Gamma} + P_j.$$

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

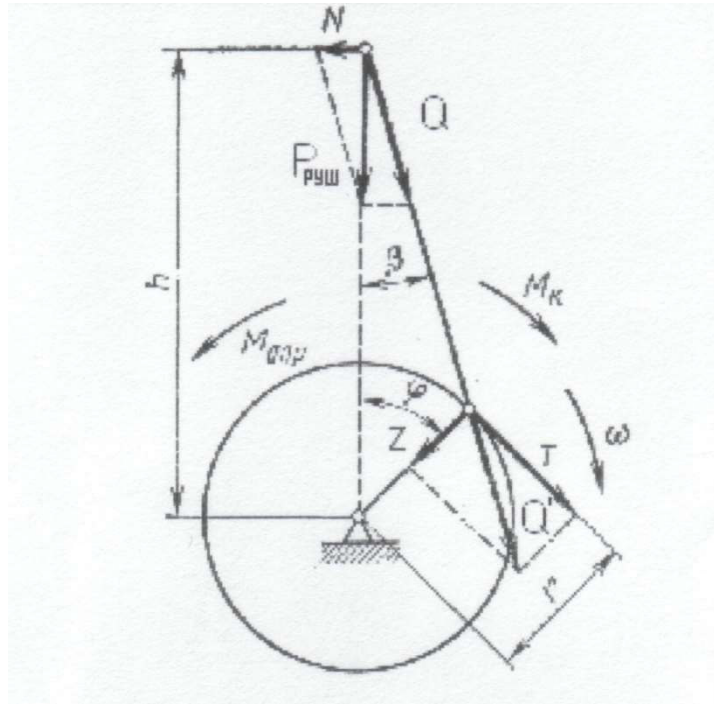


Рис. 2.2. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

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 оберткових масдіє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

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

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

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

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

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

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

Дотична сила визначається формулою:

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

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

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

У табл. 2.3 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми *Excel* і представлений в табл. 2.4. 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_{cpE} – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.3. Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,9
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	104
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	14,052
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,344
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,375
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,4

продовження табл. 2.3

Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,364
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	8000
Радіус кривошипа	м	r	1,15
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n_1	1,363
Показник політропи розширення		n_2	1,297
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,651

Таблиця 2.4. Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,344	1,090	1,434	0,000	-1,434	0,000
15	0,349	1,116	1,464	-0,138	-1,450	-0,245
30	0,364	1,173	1,537	-0,283	-1,472	-0,524
45	0,393	1,212	1,606	-0,423	-1,434	-0,837
60	0,443	1,169	1,612	-0,526	-1,261	-1,133
75	0,524	0,984	1,508	-0,553	-0,925	-1,313
90	0,660	0,624	1,284	-0,489	-0,489	-1,284
105	0,899	0,097	0,995	-0,365	-0,095	-1,056
120	1,349	-0,545	0,804	-0,262	0,175	-0,827
135	2,280	-1,212	1,068	-0,281	0,556	-0,954
150	4,376	-1,797	2,579	-0,475	1,996	-1,701
165	8,772	-2,196	6,575	-0,621	6,191	-2,302
180	12,553	-2,338	10,214	0,000	10,214	0,000
195	14,052	-2,196	11,856	1,120	11,162	4,151
210	9,878	-1,797	8,081	1,487	6,255	5,328
225	5,312	-1,212	4,100	1,079	2,136	3,662
240	3,224	-0,545	2,678	0,873	0,583	2,756

продовження табл. 2.4

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
255	2,190	0,097	2,287	0,839	-0,218	2,426
270	1,632	0,624	2,256	0,859	-0,859	2,256
285	1,310	0,984	2,294	0,842	-1,407	1,998
300	1,116	1,169	2,285	0,745	-1,788	1,607
315	0,998	1,212	2,210	0,582	-1,974	1,151
330	0,927	1,173	2,100	0,386	-2,012	0,715
345	0,523	1,116	1,639	0,155	-1,623	0,275
360	0,344	1,090	1,434	0,000	-1,434	0,000

Таблиця 2.5. Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ°	T _E						T _E	T _{сpE}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	-1,133	-0,827	0,000	2,756	1,607	2,40	3,54
15	-0,245	-1,313	-0,954	4,151	2,426	1,151	5,22	3,54
30	-0,524	-1,284	-1,701	5,328	2,256	0,715	4,79	3,54
45	-0,837	-1,056	-2,302	3,662	1,998	0,275	1,74	3,54
60	-1,133	-0,827	0,000	2,756	1,607	0,000	2,40	3,54

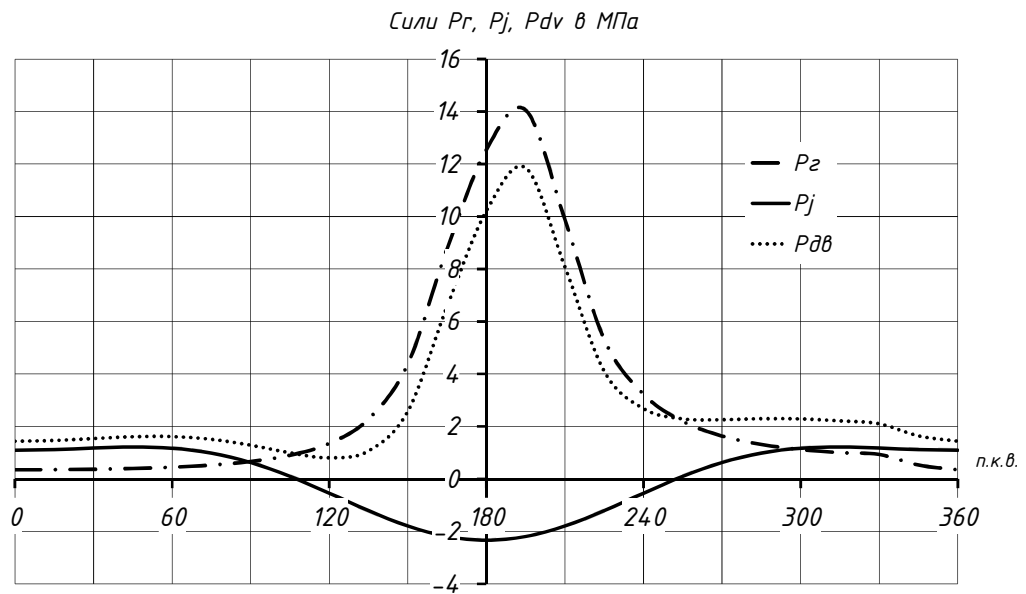


Рис. 2.3. Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

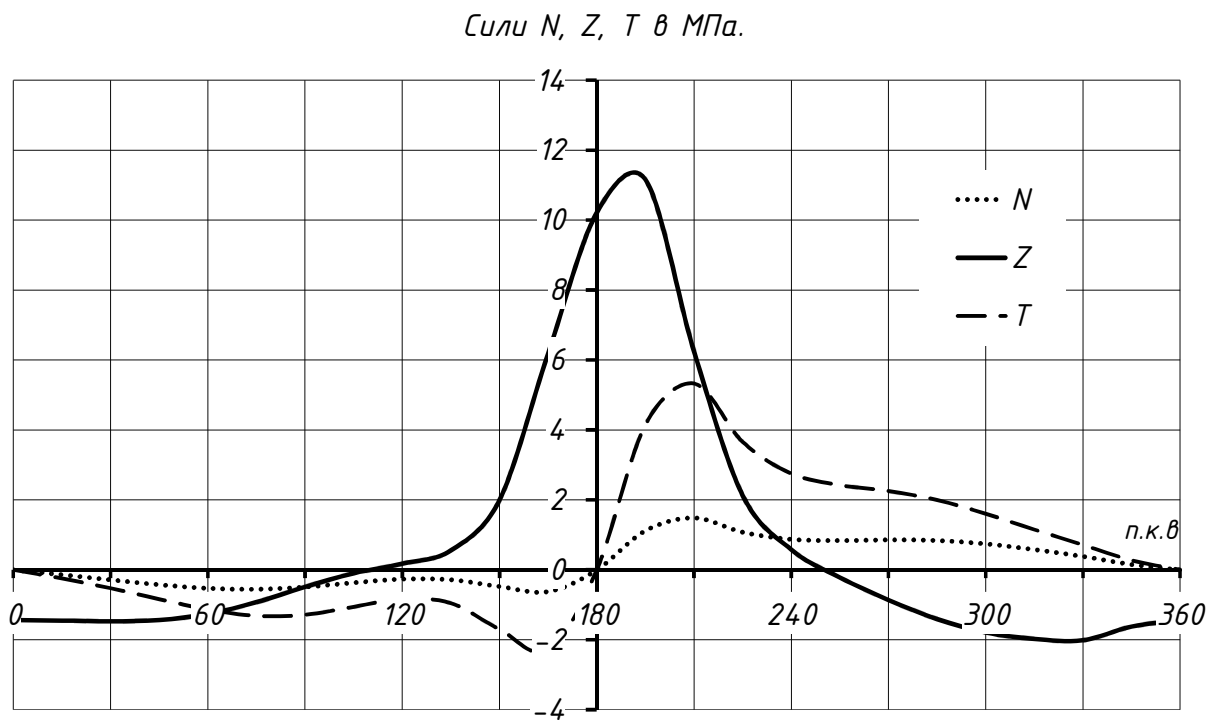


Рис. 2.4. Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

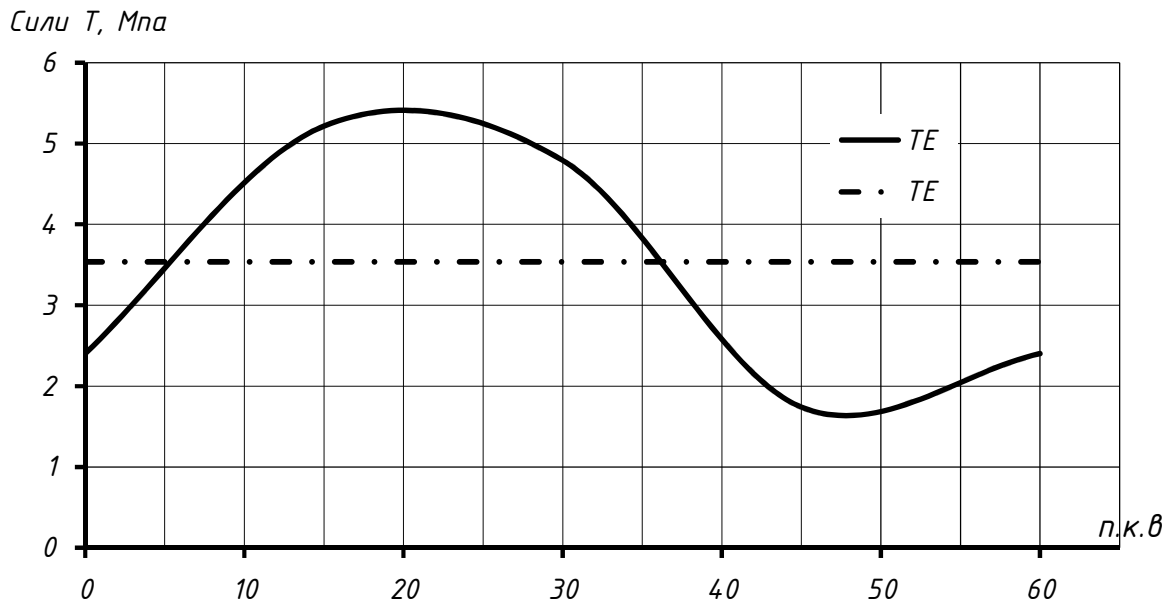


Рис. 2.5. Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

2.5. Удосконалення паливного насоса високого тиску двигуна 6ДКРН90/230

Вимоги та тенденції розвитку паливних систем високого тиску

Для організації якісного процесу згорання палива паливна система високого тиску повинна забезпечувати [8]:

- ♦ вприскування точно дозованої циклової подачі палива;
- ♦ задані фази і характеристику вприскування, що сприяють процесу згорання палива на будь-якому експлуатаційному режимі дизеля;
- ♦ якісний розпил палива на усіх експлуатаційних режимах дизеля включаючи малі навантаження і холостий хід;
- ♦ чітке відсічення подачі палива;
- ♦ відношення номінальної циклової подачі палива до мінімально стійкою не менше 10 - 20;
- ♦ швидкісні характеристики, при яких можливі висока економічність і стійка робота дизеля на усіх режимах.

Крім того, необхідно виключити підвприскування палива і нестабільну роботу форсунки. В умовах експлуатації дизелів паливна система високого тиску повинна забезпечувати:

- ◆ однакові умови вприскування і розпилення палива в усіх циліндрах дизеля, оскільки різні значення циклової подачі приводять до перевантаження одних і недовантаженню інших циліндрів, а неоднакові кути початку вприскування палива обумовлюють різні значення максимального тиску згорання і температури випускних газів після циліндрів;
- ◆ стабільні параметри процесу вприскування палива протягом тривалої експлуатації;
- ◆ надійну роботу в експлуатації, простоту в обслуговуванні і регулюванні, а також можливість роботи на різних сортах палива;
- ◆ можливість видалення повітря з паливної системи високого тиску перед пуском дизеля;
- ◆ відведення витоків палива з розпилювача форсунки у витратну цистерну або до паливопідкачуючого насоса;
- ◆ відведення з ПНВТ витоків палива через плунжерну пару і штовхальники клапанів, щоб уникнути розрідження паливом масла в картерах насоса і двигуна;
- ◆ змазування поверхонь деталей паливної апаратури, що труться;
- ◆ можливість безперервного відведення бульбашок повітря і пари палива з порожнини насосів МОД і СОД, що працюють на важких сортах палива (це покращує умови наповнення насоса і забезпечує більш рівномірні і стабільні циклові подачі палива по усіх ПНВТ дизеля);
- ◆ можливість виключення подачі палива окремими насосами МОД і СОД без зупинки дизеля у разі виходу з ладу відповідного циліндра (ця вимога має велике значення для дизелів, негайна зупинка яких за умовами експлуатації буває неприпустимою);

- ♦ рівномірне прогрівання плунжерних пар і розпилювачів форсунок МОД і СОД при переведенні дизеля на важке паливо, що необхідно для виключення заклинювання прецизійних пар;

- ♦ високий моторесурс паливної апаратури : ресурс плунжерних пар має бути не менше 5000-6000 годин для ВОД і 10000-20000 для МОД, а ресурс розпилювачів відповідно до 2500-5000 годин і 10000-15000 годин.

При конструюванні ПА слід забезпечити:

- ♦ малу масу і габаритні розміри (особливо для ВОД);
- ♦ уніфікацію конструкції і широкий діапазон типорозмірного ряду насосів і форсунок;

- ♦ високу технологічність ПА у виробництві.

Основною системою впорскування палива є система, що складається з ПНВТ, паливопроводу високого тиску і закритої форсунки.

Для підвищення якості і надійності паливної системи необхідно:

- ♦ поліпшити очищення палива, що поступає до насосів високого тиску, від механічних домішок і води;

- ♦ усунути попадання палива в картер насоса, що можливо при виконанні дренажного каналу у втулці плунжера і подачі масла в нижню внутрішню частину втулки;

- ♦ зменшити деформацію деталей (по можливості слід виконувати їх підвісного типу);

- ♦ підвищити якість виконання прецизійних поверхонь;

- ♦ підвищити якість виконання відповідальних різьбових з'єднань, а також ввести регламентоване затягування шпильок;

- ♦ підвищити запаси міцності і збільшити жорсткість деталей (ковпачків форсунок, корпусів розпилювачів і нагнітальних клапанів, втулок плунжерів, штовхальників насоса, корпусів насоса та ін.), що сприймають високі тиски;

- ♦ ввести обробку "холодом" деталей після їх загартування, що усуває зміну геометричних параметрів деталей в процесі експлуатації;

- ◆ застосовувати заходи, що виключають явища кавітацій в системі і ерозійні руйнування деталей;
- ◆ підвищити якість ущільнень по торцевих і діаметральних поверхнях деталей, що сполучаються, за рахунок використання гнучких, у тому числі і армованих ущільнень;
- ◆ поліпшити експлуатаційні показники (регулювання ПНВТ і форсунок на заводах слід проводити на режимах відповідних повній потужності дизеля і мінімальній частоті обертання валу на неодруженому ходу);
- ◆ перевіряти гідравлічний опір деталей і комплектувати насоси і форсунки з однаковою подачею по групах.

Постійне вдосконалення дизелів обумовлює розвиток паливної апаратури (ПА). Основні напрями вдосконалення ПА наступні.

1. Головним типом паливної системи високого тиску дизеля залишається система, що складається з ПНВТ з механічним приводом від кулачкової шайби і закритої форсунки, сполучених між собою паливопроводом високого тиску.

У двотактних дизелях з клапано - щілинною схемою газообміну і розташуванням клапана в центрі кришки циліндра, ПНВТ подає паливо в дві, а іноді в три форсунки, встановлені на одному циліндрі.

Насос-форсунки, що відрізняються компактністю, встановлюють в основному у ВОД. У автотракторних дизелях використовують розподільні паливні насоси.

2. Для МОД використовують паливні насоси золотникові і рідко клапанні, для СОД і ВОД - тільки золотникові. Практично на усіх дизелях встановлені закриті форсунки з пружинним замиканням голки.

3. Для МОД застосовується паливна апаратура, характерна для конкретної фірми. У ВОД в більшості випадків встановлюється уніфікована паливна апаратура, при цьому з тенденцією повної уніфікації. У СОД з високою циліндровою потужністю часто застосовується індивідуальна для кожної фірми паливна апаратура, але широке поширення отримує і уніфікована паливна

апаратура. Така паливна апаратура може встановлюватися в дизелях з циліндровою потужністю до 1100-1500 кВт і більш.

4. МОД і СОД мають паливні насоси, автономні для кожного циліндра, у ВОД - рядні на групу циліндрів або на увесь двигун.

5. Паливну апаратуру МОД і СОД з великою циліндровою потужністю конструюють для впрыскування низькосортного в'язкого палива за умови забезпечення міцності деталей при тиску палива до 80 - 250 МПа в циклових подачах до 150 г і більш.

6. Для дизелів, високофорсованих по середньому ефективному тиску, велике значення має надійне управління процесом уприскування палива. Воно може бути забезпечене кулачковими шайбами із спеціальним профілем різними конструкціями плунжерних пар і інших вузлів паливної апаратури, а також застосуванням паливних насосів з двома плунжерами в кожному або форсунок з електронним управлінням.

7. У МОД і СОД широко поширені паливні системи, в яких нагнітальний клапан встановлюють або у форсунки, або безпосередньо в ній. Такі системи дозволяють усунути підвпрыскування і ерозійний знос деталей внутрішньої порожнини розпилювача, а також забезпечити коригування циклової подачі палива.

8. У дизелях повністю відмовилися від регулювання ПНВТ тільки по початку подачі, зазвичай застосовують насоси з регулюванням по кінцю подачі і рідше - із змішаним регулюванням.

9. Велика увага приділяється підвищенню надійності роботи паливної апаратури і її ресурсу. Серед основних заходів щодо вдосконалення конструкції паливної апаратури необхідно відмітити наступне: забезпечення рівномірного прогрівання втулки плунжера ПНВТ при роботі дизеля на важкому паливі, ліквідація ерозійного зносу деталей насоса і форсунки, застосування втулки плунжера підвісного типу, інтенсифікація охолодження розпилювачів, усунення попадання палива через плунжерну пару в картер насоса виготовлення

паливопроводів високого тиску шляхом свердління прутка, а також підвищення якості матеріалу і виготовлення деталей паливної апаратури.

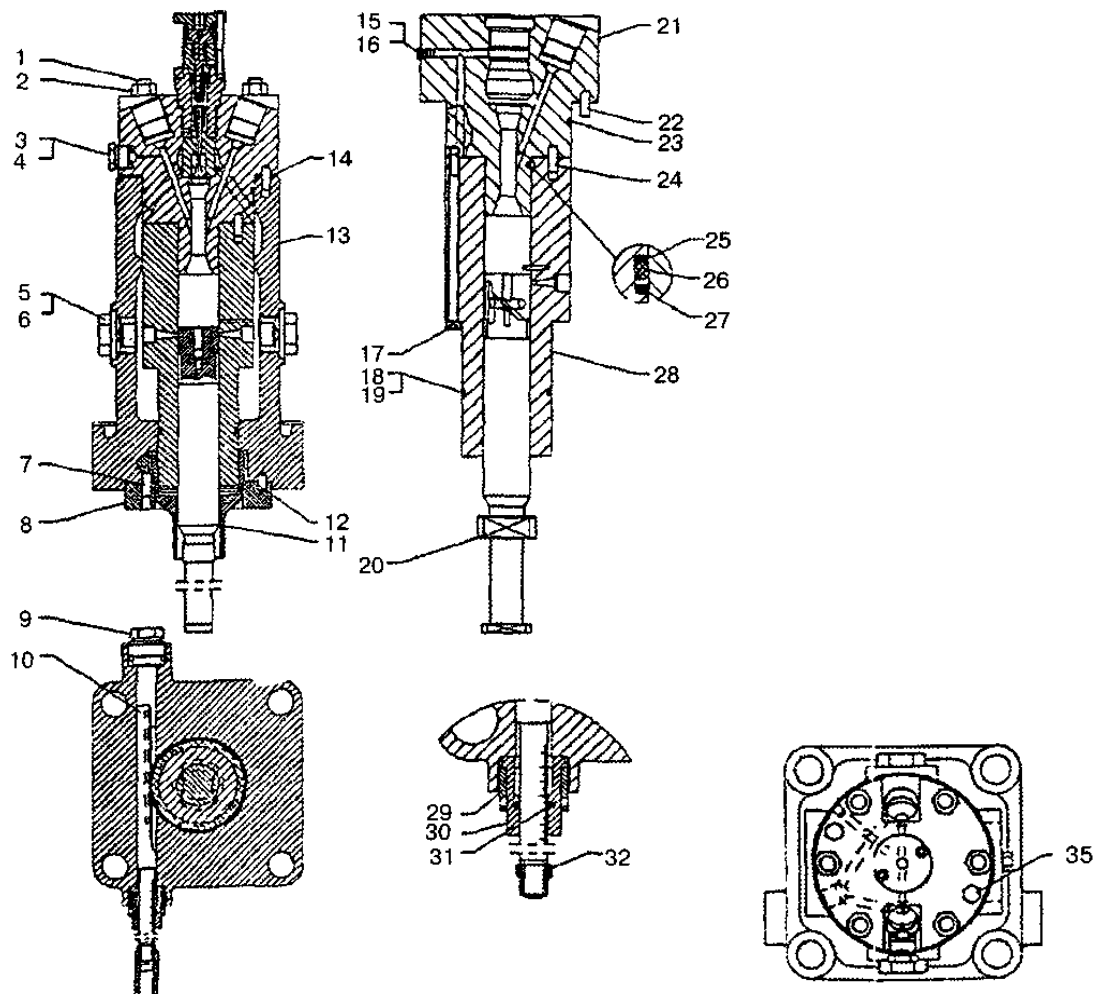
10. Застосування акумуляторної системи уприскування палива з електронним управлінням.

В даному дипломному проекті паливний насос високого тиску проектується на базі насосу двигуна – прототипу 6ДКРН 90/230 з подальшим розрахунком плунжерної пари та всмоктуючого клапану.

Опис ПНВТ двигуна 6ДКРН 90/230

Пропонується використовувати паливний насос високого тиску двигуна 6ДКРН 90/230 "зонтичного" типу індивідуальний для кожного циліндра і встановлений на корпусі штовхальника над відповідною циліндру секцією розподільного валу (рис.2.6).

Квадратна основа корпусу паливного насоса має канавку для збору палива, яке потім відводиться через дренажну трубку.



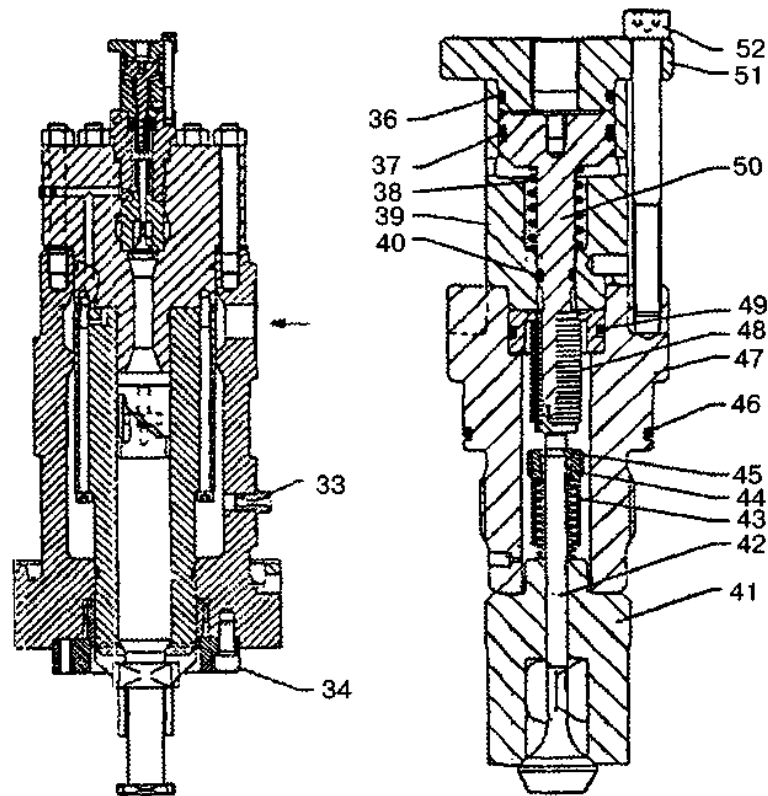


Рис. 2.6. Паливний насос дизеля 6ДКРН 90/230: 1 - шпилька, 2 - гайка, 3 - пробка; 4 - прокладка; 5 – пробка; 6 - прокладка; 7 - штифт, 8 - кришка; 9 - пробка; 10 - рейка плунжера; 11 - втулка поворотна; 12 - штифт; 13 - корпус насоса, 14 - прокладка; 15 - прокладка; 16 - пробка; 17 - гвинт; 18 - кільце ущільнююче; 19 - кільце; 20 - плунжер; 21 - кришка; 22 - штифт; 23 - кільце ущільнююче; 24 - штифт; 25 - кільце опорне; 26 - кільце ущільнююче; 27 - кільце опорне; 28 - втулка плунжера; 29 - втулка; 30 - втулка; 31 - шнур; 32 - гайка; 33 - дросель; 34 - гвинт; 35 - болт; 36 - кільце; 37 - манжета; 38 - пружина; 39 - втулка напрямна; 40 - манжета; 41 - корпус всмоктуючого клапана; 42 - шпindelь всмоктуючого клапана; 43 - пружина; 44 - втулка; 45 - кільце конічне; 46 - кільце ущільнююче; 47 - корпус перепускного клапана; 48 - демпфер перепускного клапана; 49 - кільце ущільнююче; 50 - поршень перепускного клапана; 51 - фланець; 52 – гвинт

У основі є зубчаста рейка 10 палива, якою регулюється кількість палива, що подається насосом в циліндр двигуна через поворотну втулку 11.

Верхня частина корпусу насоса 13 закривається верхньою кришкою 21, яка включає перепускний і всмоктуючий клапани. Кришка кріпиться до корпусу шпильками 1 і гайками 2, встановленими на корпусі насоса. Штифт 24 забезпечує правильне розташування деталей.

Між кришкою і корпусом встановлюються прокладка 14. Змінюючи число прокладок, можна регулювати тиск газів в камері згорання.

Паливо поступає через фланцеве з'єднання на передній стороні корпусу насоса. На фланці задньої сторони корпусу або в трубі подачі палива вбудований демпфер, який нейтралізує удар що виникає при відкритті відсічних отворів у кінці кожного поступального ходу.

Демпфер (рис. 2.7) складається з циліндра і плунжера, навантаженого пружинами, який переміщається назад при вступі палива з камери подачі в простір навколо втулки насоса.

У корпусі насоса навпроти відсічних отворів втулки встановлено дві гвинтові пробки 5. Струмені палива, що виходять з відсічних отворів у кінці ходу подачі, ударяються в ці пробки, які можна замінити після того, як вони будуть пошкоджені ерозією.

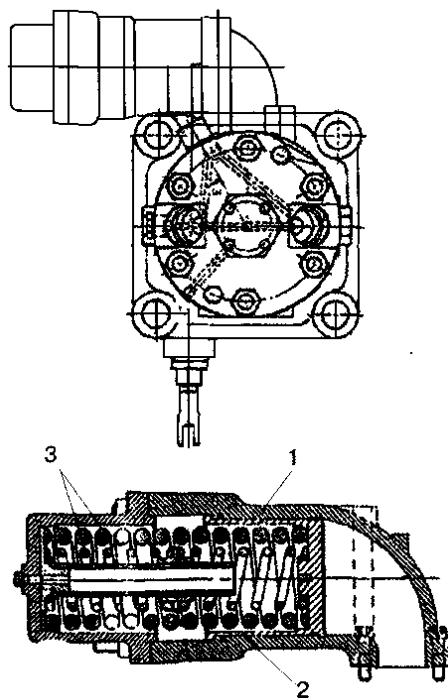


Рис. 2.7. Демпфер: 1 - циліндр; 2 - плунжер; 3 - пружини

Плунжер насоса встановлений усередині втулки 28 і відшліфований з високою точністю, щоб утворити маслонепроникне ущільнення. Втулка і плунжер насоса складають єдиний комплект, і їх не слід замінювати окремо.

При переміщенні плунжера у втулці, відсічні отвори у втулці відкриваються і закриваються. Ця операція, разом з поворотом плунжера, здійснюється регулюючим приводом і забезпечує зміну кількості палива двигуна, що впорскується в циліндр.

Плунжер насоса має направляючий блок, який переміщається в канавці шпони поворотної втулки. Плунжер нижньою частиною спирається на упорний диск штикового замку в шийці штовхальника. Проміжок, рівний приблизно 0,1 мм, між основою плунжера і штовхальником забезпечує можливість повороту плунжера в штовхальнику.

Поворотна втулка має зубчастий вінець для зачеплення із зубчастою рейкою в основі корпусу насоса. Зубчастий вінець і зубчаста рейка маркуються рисками, за допомогою яких ці деталі можуть бути точно встановлені по відношенню один до одного після демонтажу. Зубчаста рейка пов'язана з регулюючим приводом двигуна через пружинне з'єднання. Внаслідок цього при заїданні плунжера насоса привід для управління іншими паливними насосами не блокується.

Перепускний клапан встановлений на верхній кришці насоса. Клапан складається з поршня 50, який сполучений з пневматичною (електричною) системою двигуна. У разі спрацьовування системи захисту або системи сигналізації палива (додатковий варіант) або коли діє сигнал СТОП, стисле повітря прямує до верхньої частини поршня, примушуючи поршень разом із стержнем переміщатися вниз і відкривати всмоктуючий клапан і тим самим відбувається перепускання палива до форсунки.

За весь час роботи перепускного клапана паливо повертається в корпус насоса через свердління в корпусі насоса, і вприскування палива не відбувається.

Паливо подається до насоса по трубці на передній стороні корпусу від циркуляційного насоса, що приводиться електродвигуном.

Тиск підтримується постійним за допомогою перепускного клапана, який розташовується між паливною магістраллю подачі палива до насосів і трубопроводів зворотного потоку. Паливний насос і форсунки сконструйовані з урахуванням циркуляції підігрітого палива, що підтримує насос і форсунки в нагрітому стані під час стоянки двигуна і між впрысками палива.

Впрыскування палива. Під час ходу всмоктування пружинний всмоктуючий клапан відкривається і камера заповнюється паливом. Як тільки плунжер перекриє відсічні отвори при ході вгору у втулці, починається впрыскування палива через форсунки.

Упрыскування триває до тих пір, поки відсічні отвори не відкривються косими відсічними кромками плунжера, після чого паливо проходить через отвори у верхній частині плунжера і відсічні отвори втулки.

Привід паливного насоса. Корпус штовхальника, в якого входять паливний насос, привід випускного клапана і індикаторний привід, об'єднується з відсіком приводів (рис. 2.8).

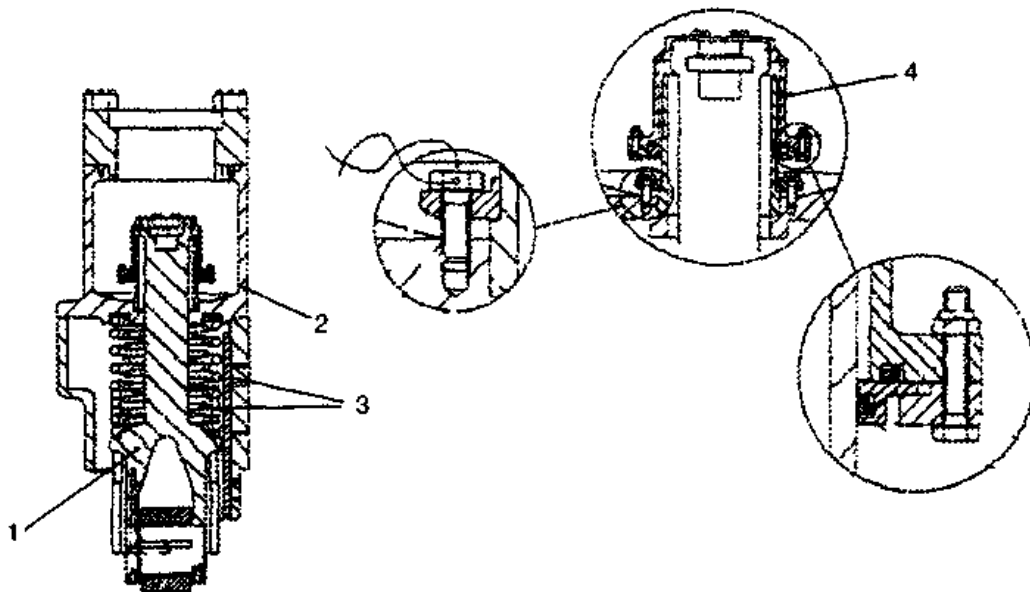


Рис. 2.8. Привід паливного насоса високого тиску: 1 - штовхач; 2 - корпус штовхальника; 3 - спіральні пружини; 4 - зонтичне ущільнення від палива

На реверсивних двигунах штовхальник кожного паливного насоса включає реверсивну ланку кутового переміщення.

Паливний насос приводиться від кулачка розподільного валу. Рух передається через штовхальник на плунжер у втулці корпусу паливного насоса, який трубами високого тиску сполучений з форсунками, встановленими на кришці циліндра. Штовхальник притискається вниз двома спіральними пружинами, розташованими між штовхальником і основою насоса, таким чином, ролик штовхальника йде за профілем кулачка розподільного валу. Корпус насоса кріпиться до корпусу розподільного валу двома шпильками і гайками.

Різьбова частина шпильок виконана подовженою, що полегшує поступове послаблення пружини штовхальника при розбиранні вузла.

Плунжер спирається на упор в шийці штовхальника і закріплюється до штовхальника штиковим замком. Сам штовхальник захищений від провертання за допомогою направляючого блоку, встановленого у втулці корпусу.

Верхня частина шийки штовхальника знаходиться усередині корпусу насоса і оснащена кришкою, яка встановлюється на пристрій ущільнювача.

Ця кришка разом з втулкою ущільнювача, яка встановлена в корпусі насоса, утворює лабіринтове ущільнення для запобігання попаданню палива в систему мастила.

Спеціальне пристосування, яке піднімає ролик штовхальника окремо від паливного кулачка, передбачено постачанням. Пристосування має бути встановлене на верхній кришці насоса, коли буде знятий перепускний клапан.

Реверсивний механізм. Реверсування досягається шляхом переміщення ролика в приводному механізмі паливного насоса кожного циліндра. Ланка, що сполучає штовхальник і ролик, забезпечена реверсивним важелем, а осьовий стержень встановлюється на верхньому кінці реверсивного важеля. Осьовий стержень переміщається в тій, що реверсивній напрямляє, сполучений з пневмоциліндром. Ланка сама закривається, як в положенні ВПЕРЕД, так і НАЗАД без дії зовнішніх сил. Кожен циліндр реверсує окремо, а реверсивний механізм запускається за допомогою стислого повітря.

Паливні труби високого тиску. Усі труби високого тиску (рис. 2.9) в системі обладнані гнучкими рукавами, армованими сталевим дротом або захисною зовнішньою трубою. Простір між трубою і захисним шлангом через свердління у фланцях сполучений з дренажним отвором в кришці насоса.

Сигналізація витіку палива. Кожен паливний насос за допомогою відповідної трубки сполучений із загальним зливним баком, в якому встановлено реле рівня. Зливний бак обладнаний перепускним клапаном, в нижній частині якого є маленька зливна трубка, звідки невеликі витіки виводяться назовні, не діючи на реле рівня.

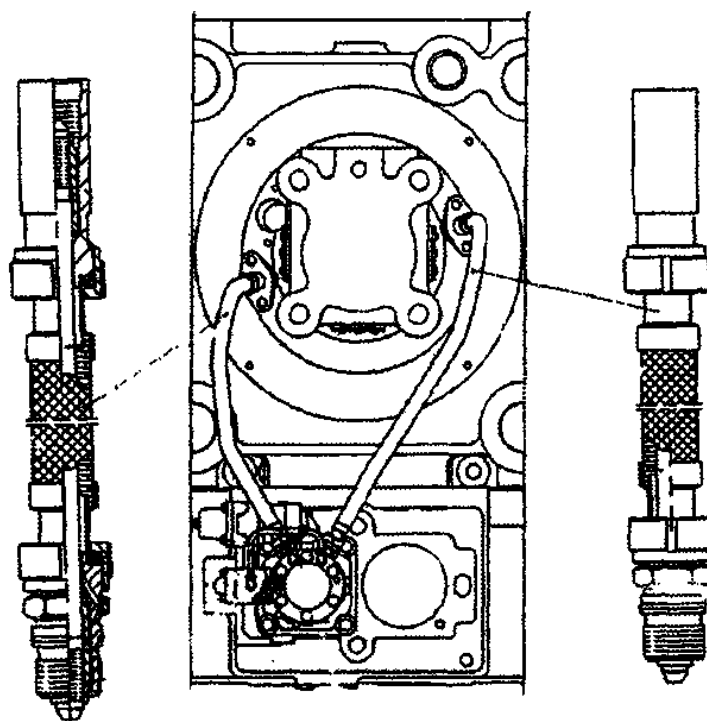


Рис. 2.9. Паливні труби високого тиску

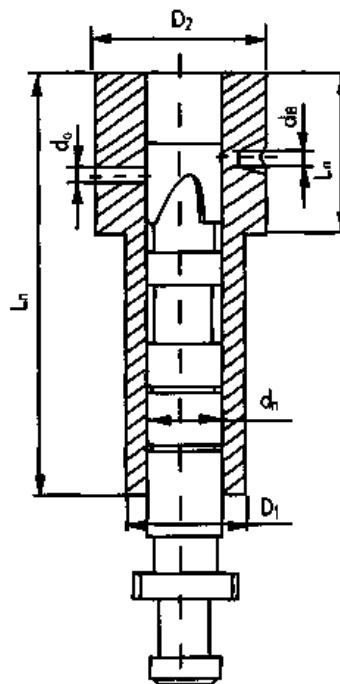
У разі тріщин в трубопроводах або при великих витіках в системі прохідного перерізу згаданої трубки недостатньо для відведення збільшеної кількості палива, і рівень палива в зливному баку стає достатнім для роботи перепускного клапану. Збільшений рівень палива призводить до подачі сигналу від реле рівня.

Розрахунок плунжерної пари та всмоктуючого клапану

До плунжерних пар ПНВТ (рис. 2.10) пред'являють наступні вимоги:

- Зменшення деформації плунжерної пари досягається

- ◆ при виконанні на плунжері або втулці стінок в місцях дії негативних деформацій.



42

Зменшення витоків палива між плунжером і втулкою забезпечується при відведенні палива через похилий канал у втулці, сполучений з кільцевою канавкою, що виконується на плунжері або втулці нижче за золотникову частину.

Працездатність плунжерної пари і якість ущільнення підвищуються, якщо нижче за дренажну канавку виконати другу канавку, в яку під тиском подається відфільтроване масло.

Зниження руйнувань кавітацій золотникової частини плунжера і району отворів втулки здійснюється:

- ◆ максимально можливим зменшенням діаметру відсічного вікна;
- ◆ дрібною вибіркою, що утворює відсічну кромку на плунжері;
- ◆ отвором, висвердленим у втулці і сполучаючи район розрідження у вікні з порожниною всмоктування;
- ◆ застосуванням ступінчастих відсічних вікон.

Для того, щоб створити надійне ущільнення торцевих поверхонь втулки і корпусу нагнітального клапана слід втулку плунжера виконувати спільно з корпусом клапана і штуцером без роз'ємів.

Розрахунок циклової подачі палива на номінальному режимі:

$$g_{\text{ц}} = \frac{N_E \cdot g_e}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T \cdot i \cdot i_H \cdot z_d} = \frac{25000 \cdot 179,9}{60 \cdot 104 \cdot 0,885 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 1} = 135,29 \text{ см}^3$$

де $g_e = 179,9$ г/кВт*год – питома ефективна витрата палива; $N_E = 25000$ кВт – ефективна потужність двигуна; $n_K = 104$ хв⁻¹ - частота обертання колінчастого валу; 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; $\rho = 0,885$ г/см³ – густина палива.

Максимальна циклова подача:

$$g_{\text{ц max}} = K_I \cdot g_{\text{ц}}$$

де K_I – коефіцієнт, який враховує перевантаження дизеля і витік палива з надплунжерного об'єму внаслідок зносу плунжерної пари: $K_I = 1.25 \dots 1.35$;

Приймаємо $K_l = 1,3$; g_u – циклова подача палива, $\text{см}^3 / \text{цикл}$;

$$g_{u \max} = 1,3 \cdot 135,29 = 175,88 \text{ см}^3/\text{цикл};$$

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

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

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 $K_2 = 4$

$$V_{\Pi} = 4 \cdot 175,88 = 703,52 \text{ см}^3;$$

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

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

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

Діаметр плунжера:

$$d_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{1,4 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 703,52}{1,4 \cdot 3,14}} = 8,61 \text{ см};$$

приймаємо по ГОСТ $d_{\Pi} = 9 \text{ см}$;

Хід плунжера:

$$S_{\Pi} = 1,4 \cdot d_{\Pi} = 1,4 \cdot 9 = 12,6 \text{ см};$$

приймаю по ГОСТ $S_{\Pi} = 16 \text{ см}$.

Геометричний активний хід плунжера:

$$S_{ак} = \frac{4 \cdot g_u}{\pi \cdot d_{\Pi}^2 \cdot \rho \cdot \eta_H} = \frac{4 \cdot 135,29}{3,14 \cdot 9^2 \cdot 0,85 \cdot 0,6} = 4,2 \text{ см}$$

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

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

Геометрична тривалість нагнітання:

$$\phi_{ВП}^* = \frac{\phi_{ВП} \cdot Z_d}{1,2 + 0,47 \cdot 10^{-3} \cdot (n_k \cdot p_e - 100)} = \frac{25 \cdot 1}{1,2 + 0,47 \cdot 10^{-3} \cdot (104 \cdot 5 - 100)} = 16^\circ$$

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

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

$Z_d = 1$ - коефіцієнт тактності дизеля;

$n_k = 104 \text{ мин}^{-1}$ - частота обертання кулачкового валу;

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

Середня швидкість плунжера в період геометричного активного ходу:

$$C_{cp} = \frac{6 \cdot n_k \cdot S_{ak}}{\phi_{ВП}^*} = \frac{6 \cdot 104 \cdot 4,2}{16} = 163,8 \text{ см / с}$$

Діаметр всмоктуючого клапана :

$$d_e = d_{II} \cdot \sqrt{\frac{C_{cp}}{u_e \cdot n_{ex}}} = 8,4 \cdot \sqrt{\frac{1,8}{20 \cdot 1}} = 2,5 \text{ см}$$

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

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

$n_{ex} = 1$ - число наповнювальних отворів.

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

Діаметр відсічного отвору плунжерної пари :

$$d_o = d_e \cdot a_{om} = 2,5 \cdot 0,6 = 1,5 \text{ см}$$

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_{II} в золотниковому ПНВТ слід врахувати, що хід плунжера не має бути менше

$$S_{\partial} = a_x \cdot S_{ak} + d_{\partial} + 0,5 \cdot d_o = 1,4 \cdot 4,2 + 2,5 + 0,5 \cdot 1,5 = 9,13 \text{ см}$$

де S_{∂} - мінімально допустимий хід плунжера, см;

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

d_B и d_o - діаметри відповідно всмоктуючого клапану і відсічного отворів плунжерної пари, см.

Умова виконується.

Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску:

$$d_n \geq \sqrt{\frac{7,65 \cdot g_u \cdot n}{u_{cp} \cdot \phi_{en}}} = \sqrt{\frac{7,65 \cdot 135,29 \cdot 104}{5000 \cdot 25}} = 0,93 \text{ см}$$

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

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

3.1. 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.

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення

Рівень шуму вироблений двигуном 6ДКРН 90/230 визначається по формулі:

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

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 104 \text{ хв}^{-1}$; n – робоча частота обертання, $n = 104 \text{ хв}^{-1}$; Ne – номінальна потужність двигуна, $Ne = 25000 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(104 + 25000^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{104}{104}\right) \right] = 79,64$$

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

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

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

Рівень вібрації для двигуна 6ДКРН 90/230 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} \right) + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 500000$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{104 \cdot 25000^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 25000}{500000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{500000}{25000}} \right) + 30 \lg \left(\frac{104}{104} \right) = 75,35 \text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

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

3.2. Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів [9].

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

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

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

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 (вуглероду 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 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.

Діоксид 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 названого парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання

кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

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

Розрізняють три основних типи смогу:

- смог крижаний (аляскинського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель 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) фізіологічні – поведінкові ознаки.

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

ВИСНОВКИ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 2-тактного дизельного двигуна 6ДКРН 90/230 потужністю 25000 кВт при 104 хв^{-1} колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

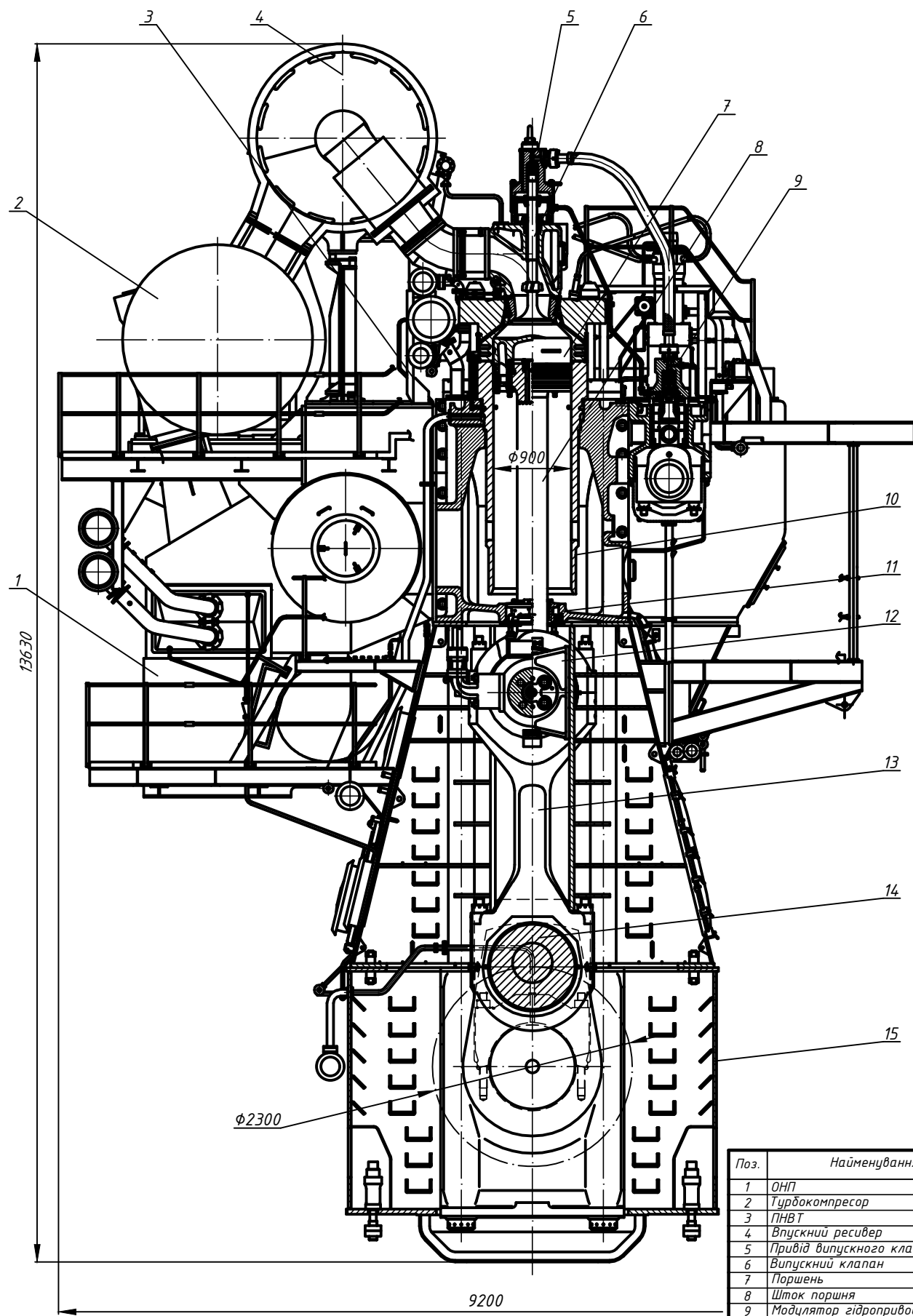
В конструкторському розділі дипломного проекту проаналізовані можливі шляхи вдосконалення паливної системи високого тиску, а також проведені розрахунки основних елементів паливного насосу, які забезпечують високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

В роботі розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна в цілому.

ЛІТЕРАТУРА

1. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.
2. Bilousov I.V. Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions / I.V. Bilousov, M.P. Bulgakov – Astroprint, Odesa, 2024 – 512 p. ISBN 978-617-7797-54-7.
3. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
4. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: 2015. - 332с.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
6. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
7. Двигуни внутрішнього згорання [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
8. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с. 9. Кучерявий В. П. Загальна екологія. Ч. 2 : підручник / В. П. Кучерявий. – Львів: Новий Світ-2000, 2025. – 340 с.
9. Heywood .B. Internal Combustion Engine fundamentals. Second Edition. Mc raw-Hill Education. New ork, Chicago, San rancisco, Athens, London, Madrid, Mexico, City Milan, New Delhi, Singapore, Toronto. – 2018. – 1721 p.
10. Тимошевський Б. Г., Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи технічної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згорання : навч. посіб. – Миколаїв : Торубара В. В., 2024. – 302 с.
11. Бойко Р.П. Системи та агрегати суднових дизельних двигунів. – Миколаїв: НУК ім. адм. Макарова, 2019. – 208 с.
12. Шостак В. П., Кісарова А. І. Системи суднових дизельних установок : навч. наоч. посібник. – Миколаїв : НУК, 2021. – 128 с.
13. Попик П. С., Топчій С. І. Системи подачі палива сучасних дизельних двигунів : навч. посіб. – Ніжин, 2021. – 205 с.
14. Іванченко С. Г. Загальна будова двигуна внутрішнього згорання : навч. посіб. [Електронний ресурс]. – 2025. – Режим доступу: <https://urok.osvita.ua/>.
15. Білоусов І. В., Булгаков М. Р. Двигуни внутрішнього згорання сучасних морських суден : підручник. – Одеса : Астропринт, 2024. – 512 с. – ISBN 978-617-7797-54-7.

ДОДАТКИ



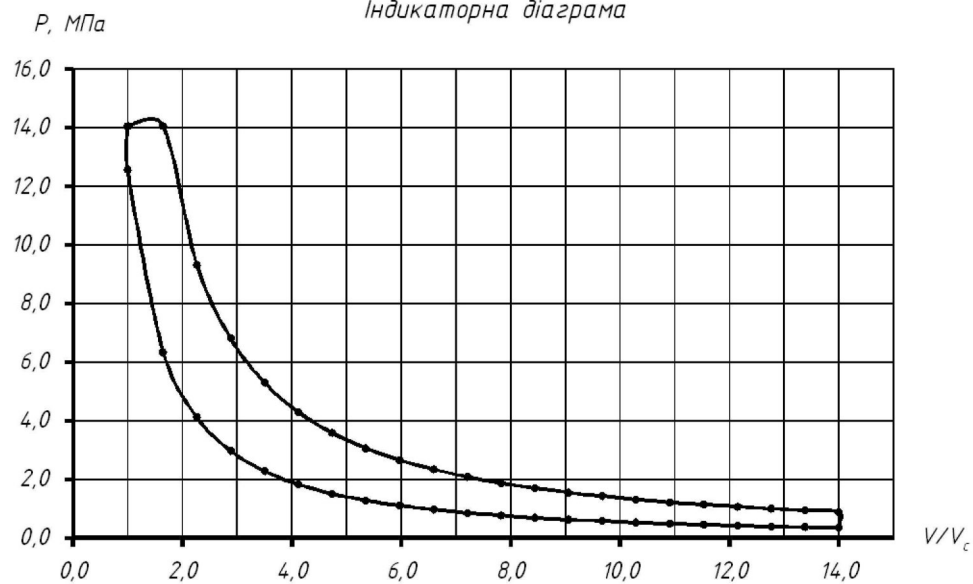
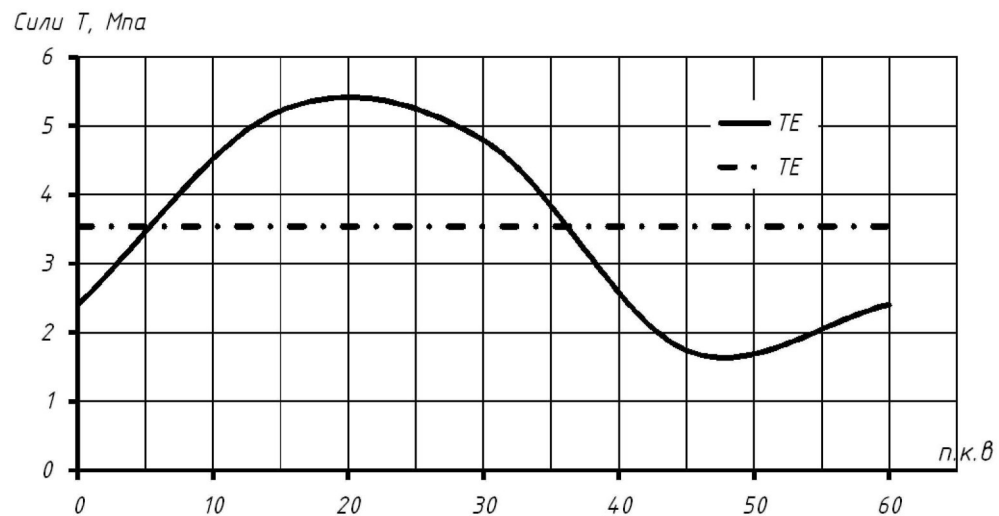
Потужність, кВт 25000
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} 104
Середній ефективний тиск, МПа 1,642
Питома ефективна витрата рідкого палива, кг/кВтхгод 0,179

Поз.	Найменування	Кіл	Примітка
1	ОНП	1	
2	Турбокомпресор	1	
3	ПНВТ	6	
4	Впускний ресивер	1	
5	Привід випускного клапана	6	
6	Випускний клапан	6	
7	Поршень	6	
8	Шток поршня	6	
9	Модулятор гідроприводу клапана	6	
10	Втулка циліндра	6	
11	Сорочка циліндра	6	
12	Крейцкопф	6	
13	Шатун	6	
14	Колінчастий вал	1	
15	Фундаментна рама	1	

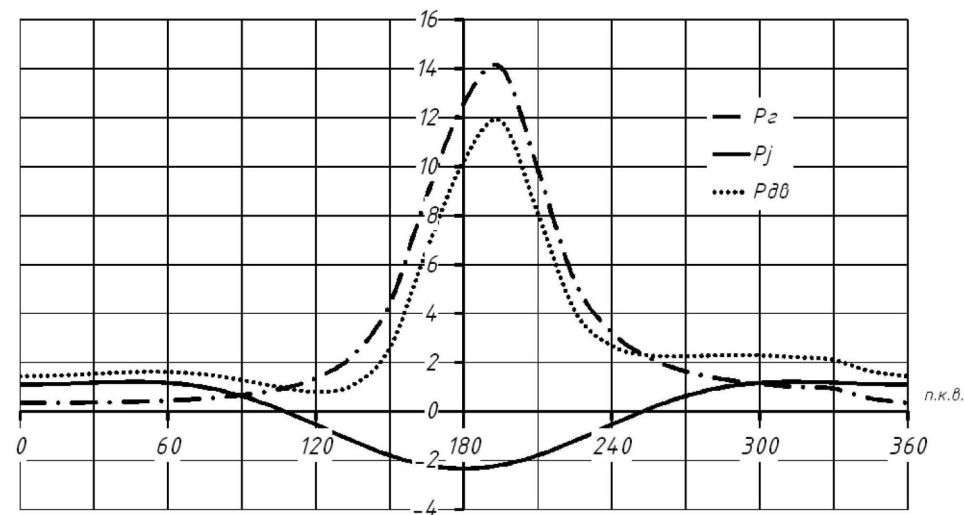
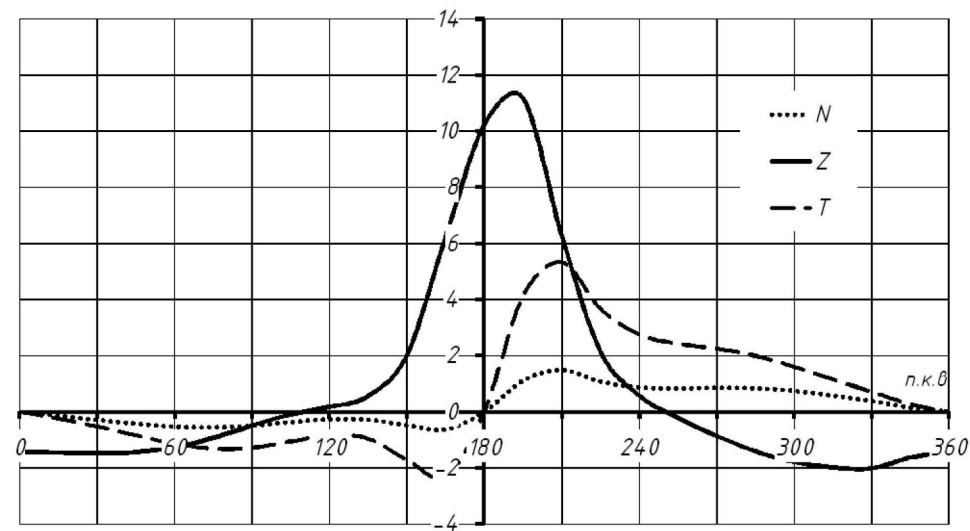
				ПНН НУК 14.2.41.26.18.01.		
				Двигун 6ДКРН90/230 у розрізі		
Зм	Віст	№ докум.	Підпис	Лист	Лист	Лист
Складові	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі
Контракт	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі
Підпис	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі
Деталі	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі	Деталі

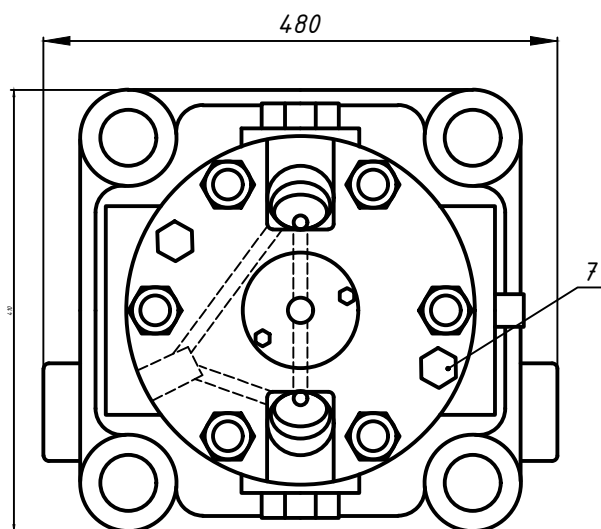
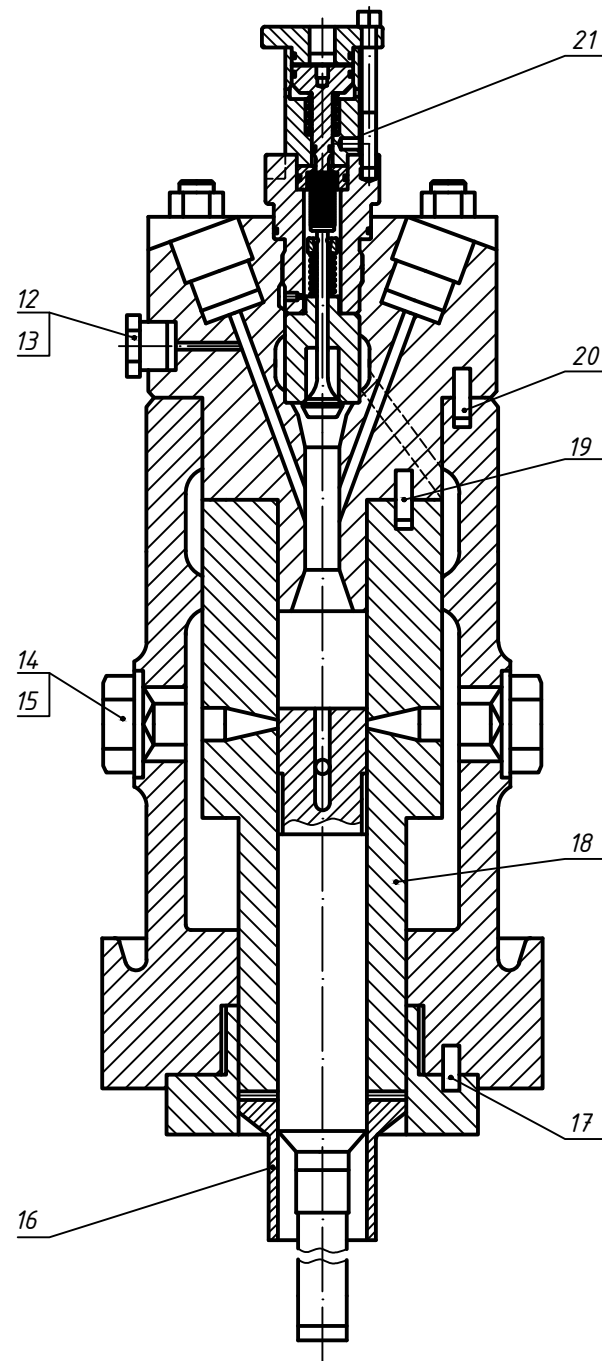
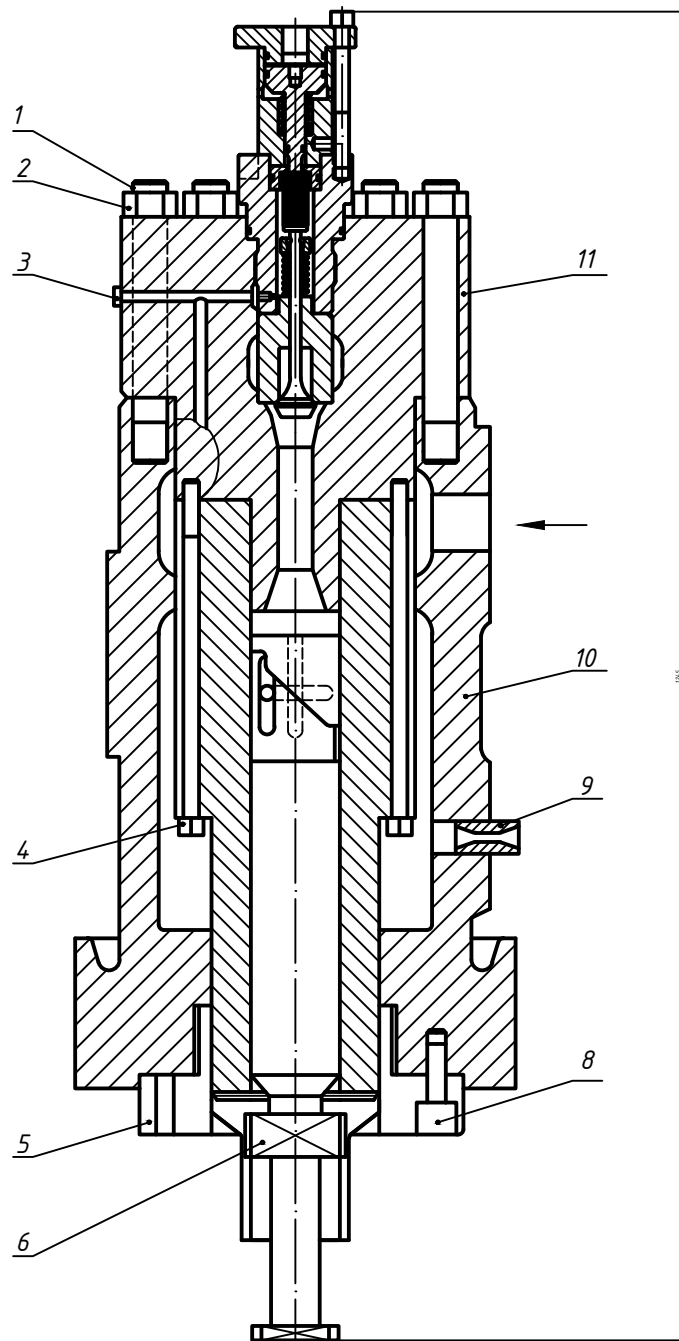
Індикаторна діаграма

Індикаторна діаграма

Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Зміна сил від кута повороту колінчастого валу

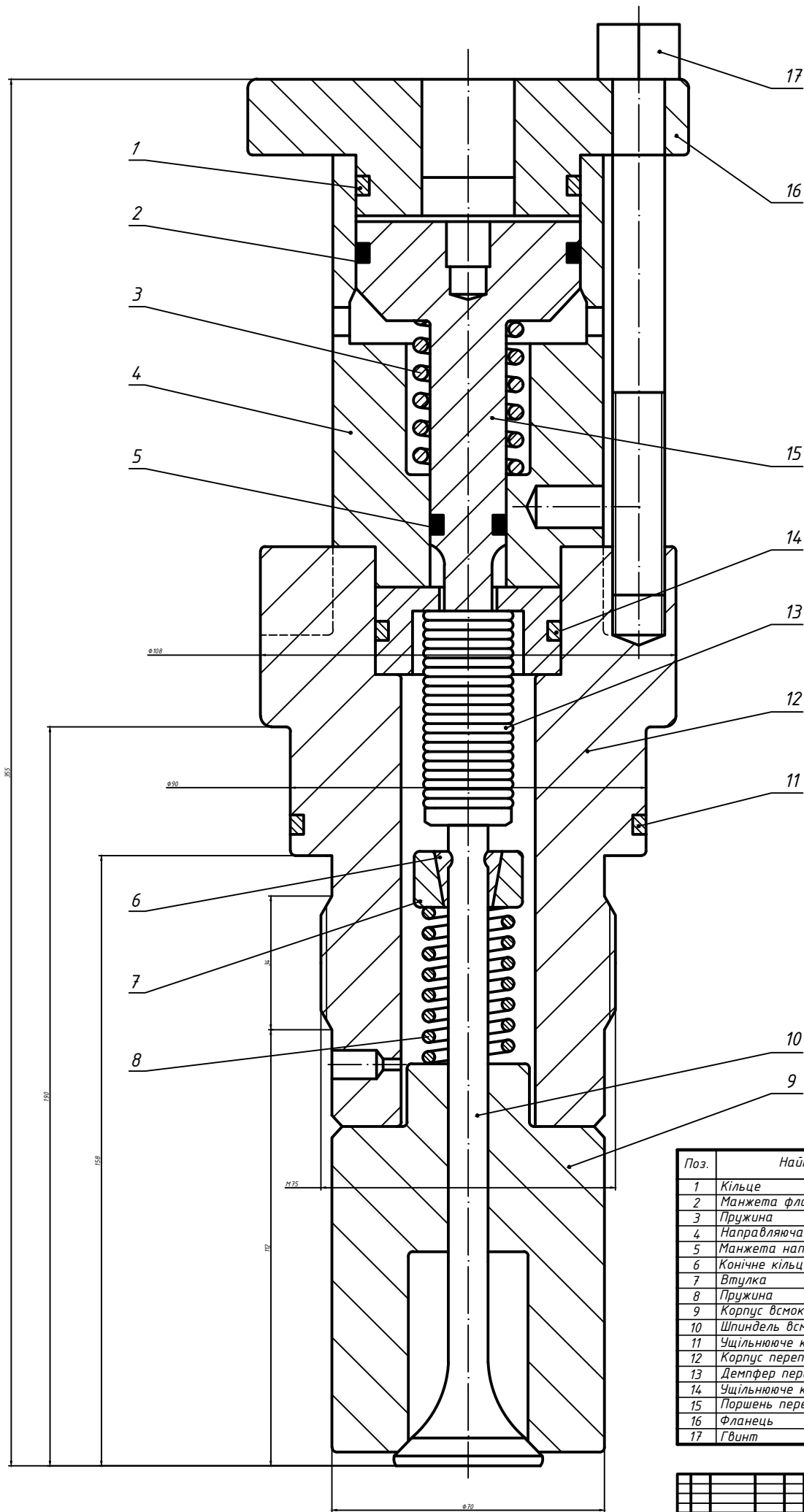
Сили $P_g, P_j, P_{d\theta}$ в МПаСили N, Z, T в МПа.



Діаметр плунжера, мм 90
Хід плунжера, мм 160
Циклова подача палива, см³ 176

Поз.	Найменування	Кіл	Примітка
1	Шпилька	6	
2	Гайка	6	
3	Пробка	1	
4	Гвинт втулки плунжера	2	
5	Нижня кришка	1	
6	Плунжер	1	
7	Болт кріплення корпусу	2	
8	Гвинт нижньої кришки	2	
9	Дросель	1	
10	Корпус насоса	1	
11	Верхня кришка	1	
12	Пробка верхньої кришки	1	
13	Прокладка пробки верхньої кришки	1	
14	Пробка корпусу	1	
15	Прокладка пробки корпусу	1	
16	Поворотна втулка	1	
17	Штифт нижньої кришки	2	
18	Втулка плунжера	1	
19	Штифт корпусу	1	
20	Штифт верхньої кришки	1	
21	Перепускний клапан	1	

				ПНН НУК 14.2.41.26.18.03.		
Знак	Лист	№ докум.	Підпис	Лист	Лист	Лист
Складено	Затверд.	Д.П.		Паливний насос високого тиску		
Корисний	Використ.	Д.П.		1:2,5		
Прийнято	Використ.	Д.П.		Лист		
Затверджено	Використ.	Д.П.		41-ЕМ-223		



Поз.	Найменування	Кіл	Примітка
1	Кільце	1	
2	Манжета фланця	1	
3	Пружина	1	
4	Направляюча втулка	1	
5	Манжета направляючої втулки	1	
6	Конічне кільце	1	
7	Втулка	1	
8	Пружина	1	
9	Корпус всмоктуючого клапану	1	
10	Шпindelь всмоктуючого клапану	1	
11	Ущільнююче кільце	1	
12	Корпус перепускного клапану	1	
13	Демпфер перепускного клапану	1	
14	Ущільнююче кільце	1	
15	Поршень перепускного клапану	1	
16	Фланець	1	
17	Гвинт	2	