

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

4ЧН 10,8/12,5 (MAN D0834)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



І. М. Головчіц

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет	Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра	Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
	(шифр і назва)
Освітня програма	Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Головчіц Іван Михайлович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок автомобільного двигуна 4ЧН 10,8/12,5 (MAN D0834)*

2. Керівник роботи _____, *д.т.н., проф. Тимошевський Б. Г.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “_____” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип - 4ЧН 10,8/12,5 (MAN D0834),
потужність двигуна – 137 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2400 хв⁻¹;
паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Опис конструкції двигуна 4ЧН 10,8/12,5; Розрахунок робочого циклу двигуна 4ЧН 10,8/12,5; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект агрегату наддуву для двигуна типу 4ЧН 10,8/12,5; Розрахунок систем двигуна 4ЧН 10,8/12,5; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки;
Турбокомпресор ТКР-11; Принципові схеми систем двигуна 4ЧН10,8/12,5

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		
5	Оформлення 5 розділу		
6	Оформлення 6 розділу		

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/І. М. Головціц/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/Б. Г. Тимошевський/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку автомобільного двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 137 кВт та 2400 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 4ЧН 10,8/12,5 (MAN D0834).

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також спроектований агрегат наддуву. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи. Наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 61 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: дизель, паливо, компресор, система змащення.

The qualification work shows the results of calculation of a automotive internal combustion engine, 137 kW and 2400 rpm. Engine 4ЧН 10,8/12,5 (MAN D0834) was selected as a base engine.

The calculations of engine operating cycle, dynamic loads and turbocharger have been performed. The main engine systems and their elements have been calculated. Measures to ensure occupational safety and health are given.

The qualification work is executed in Ukrainian language on 61 pages of explanatory note. 8 sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A1.

Key words: diesel engine, fuel, compressor, oil system.

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 4ЧН 10,8/12,5.....	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 4ЧН 10,8/12,5.....	11
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	20
Розділ 4. Проект агрегату наддуву для двигуна типу 4ЧН 10,8/12,5.....	26
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 4ЧН 10,8/12,5.....	38
5.1 Паливна система.....	38
5.2 Система змащення.....	41
5.3 Система охолодження.....	45
5.4 Система газообміну.....	46
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	51
Висновки.....	56
Список використаної літератури.....	57
Додаток А. Поперечний переріз двигуна	58
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	59
Додаток В. Турбокомпресор ТКР-11.....	60
Додаток Г. Принципові схеми систем двигуна 4ЧН 10,8/12,5.....	61

ВСТУП

Дана робота пов'язана з розглядом сучасного автомобільного двигуна, який використовується на автомобілях. Широке поширення цих двигунів визначає актуальність докладного вивчення їх у ході спеціальної підготовки бакалавра. Практично всі двигуни мають резерв збільшення потужності, який в даній роботі реалізується введенням збільшеного наддуву. Такий двигун має більш широкі можливості для свого застосування, оскільки дозволяє забезпечити більш широкий спектр транспортних послуг з відповідним екіпажем.

Для реалізації завдання підвищення потужності виконується розрахунок циклу під цю потужність, а параметри циклу використовуються в розрахунку компресора з підвищеним тиском наддуву. Розрахунок компресора виконаний в 4 частини моєї роботи.

Двигун з підвищеним тиском наддуву має бути з більш високою питомою економічністю. Якщо підвищена потужність затребувана, то це веде до економічній переваги споживача відповідної продукції. У даній роботі передбачається саме така можливість використання проектного двигуна.

					<i>КРБ.142.2227ст.24.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 4ЧН 10,8/12,5

На рис. 1.1 надано поперечний перетин двигуна. На підставі цього перетину розглянемо основні елементи його конструкції. Основна конструкція двигуна складається з остову, деталей руху і розподільчого механізму.

Остов складається з блок-картеру і кришки циліндрів.

Знизу блок-картер закривається легким з'ємним піддоном. Циліндри двигуна виконано змінними сухими гільзами (SLIP-FIT) зі спеціального відцентрового лиття, що володіє високою міцністю до зносу. Блок-картер з сірого чавуну і представляє разом з блоком циліндрів одне ціле. Завдяки поєднанню трубок циліндра в поздовжньому напрямку методом лиття, а також за рахунок структури з міцної формою і використання спеціальної різьби для головки циліндрів, забезпечується хороша округлість циліндричних трубок. А це є важливою передумовою для тривалої і безперебійної експлуатації при досягненні високої економічності.

6 просвердлених каналів для охолоджуючої рідини, розташовані між циліндрами, забезпечують хороше відведення тепла, а також рівномірний розподіл температури по поверхні циліндрів. Ребра нових проміжних пластин з алюмінію дозволяє забезпечити високу міцність і меншу генерацію шуму.

Механізм руху

Механізм руху є тронковий, центральний, кривошипно-шатунний.

Колінчастий вал

Колінчастий вал з противагами виконаний методом штампування у вигляді однієї деталі. Колінчастий вал 6-циліндрового двигуна має сім підшипників в опорі. Шейки корінного і шатунного підшипників піддані загартуванню індуктивним методом. Можливе здійснення чотирьох кратного додаткового шліфування без додаткового загартування. Осьові підшипники встановлені між циліндрами 3 і 4.

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

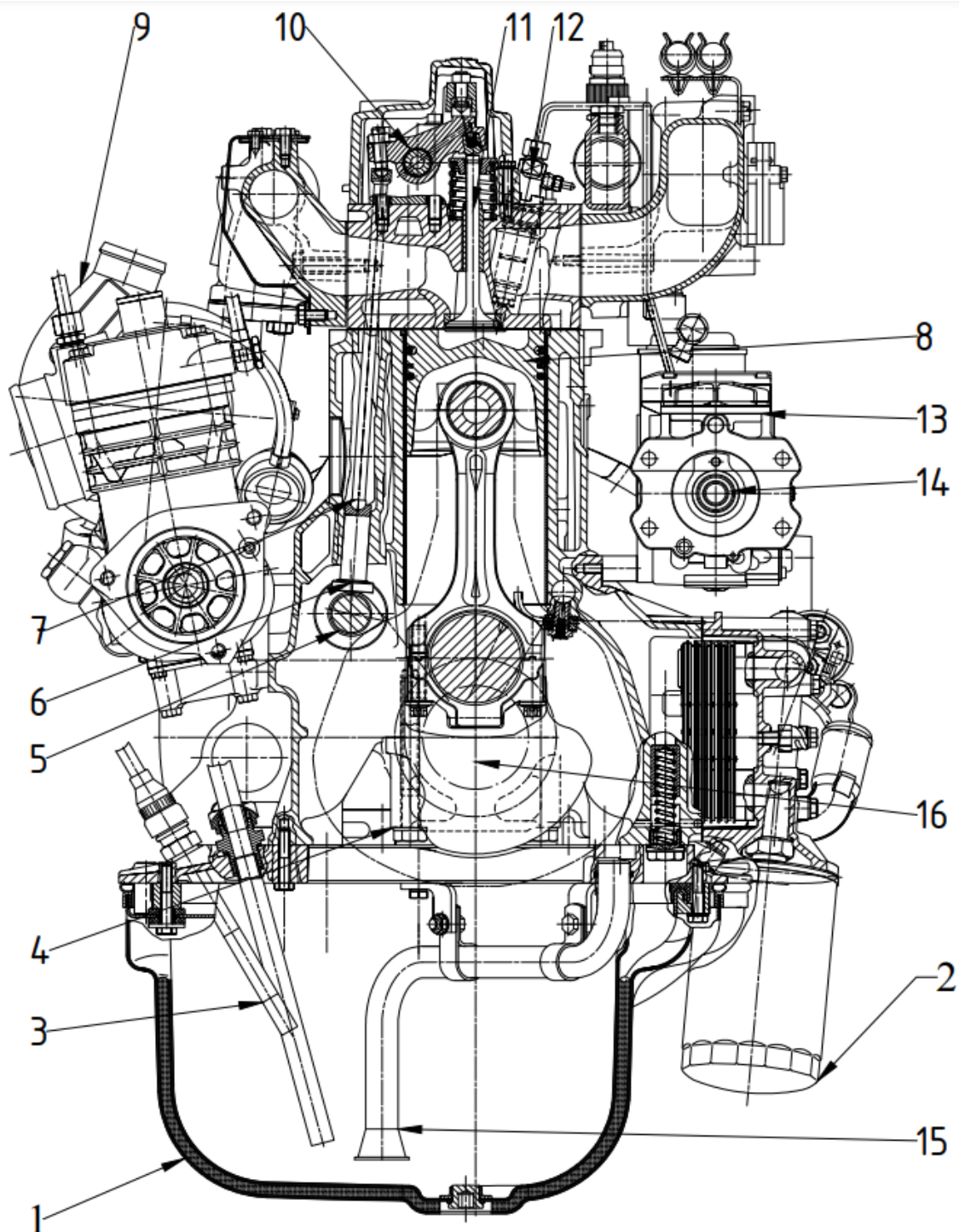


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна D-0834/36:

1 – піддон; 2 – фільтр масляний; 3 – вимірювач рівня масла; 4 – кришка підшипника; 5 – розподільний вал; 6 – штовхач; 7 – штанга штовхача; 8 – поршень; 9 – турбонагнітач; 10 – коромисло; 11 – клапан випускний; 12 – форсунка; 13 – ПНВТ; 14 – паливopідкачуючий насос; 15 – масло приймач; 16 – вал колінчастий.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ

Аркуш

6

На передньому кінці колінчастого вала за допомогою 6 високоміцних болтів з внутрішнім шестигранником закріплений гумовий гаситель крутильних коливань з прокладкою зі спеціальної гуми. Завдяки цьому зменшується негативний вплив крутильних коливань і навантаження на колінчастий вал.

Підшипники валу

Виконання N1 і N2 шатунний і корінний підшипник, а також отвір штовхача в серійному виконанні мають два розміри. для кожного наступного етапу обробки передбачена маркування, що наноситься фарбою, а для кожного наступного етапу монтажу на типову табличку і колінчастий вал повинні наноситися відповідні позначення

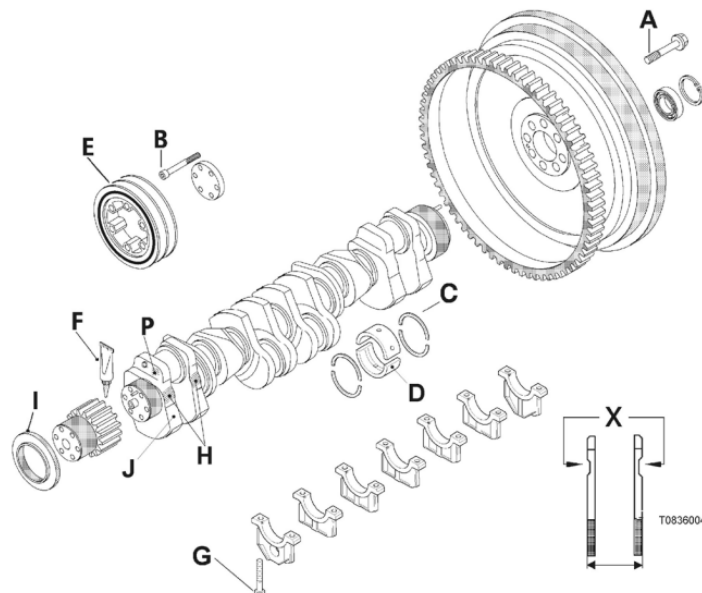


Рисунок 1.2 – Колінчастий вал

Шатуни

Шатун, вдосконалений по довжині і ваговим характеристикам, виконаний методом штампування. кришка і штанга закріплені за допомогою пазів і пружин. Розглянемо рис 1.3. Різниця у вазі шатуна на один комплект досягає макс. 50г. Довжина шатуна розмір G = 196 мм (Euro 3). Гільза поршневого пальця після запресовування піддається тонкої обточуванні. "В" Попередня затягування гвинта шатунного підшипника: 50 Нм. Кришки шатуна

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

пронумеровані разом з основою стрижня шатуна. "А" (XX). Підшипник володіє плівкою, нанесеною методом іонно-плазмового напилення

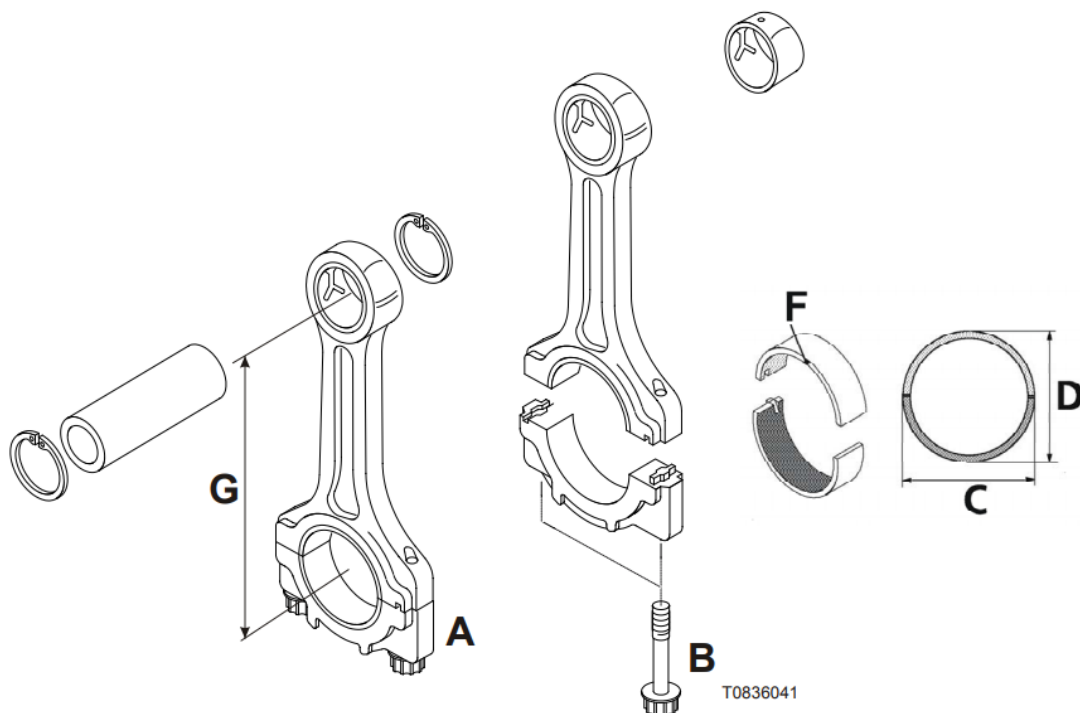


Рисунок 1.3 – Шатун

- Позначення верхнього вкладиша підшипника - маркування червоною фарбою або TOP "F" (загартована опорна поверхня)
- Позначення нижнього вкладиша підшипника BOTTOM

Поршень

Поршні виготовлені з алюмінієвого сплаву методом лиття і несуть 3 поршневих кільця, при цьому саме верхнє кільце ущільнювача знаходиться в упрочняючій вставці. Друге кільце - це комбіноване ущільнюваче маслорозподільного кільця, а третє виконує функцію тільки маслорозподільного кільця. Камера згоряння, що знаходиться виключно в поршні, охолоджується знизу маслом, що надходять з розпилювачів. Поршні можна вийняти разом з шатуном у напрямку вгору.

Механізм

газорозподілу.

Розподільні вали, виготовлені методом кування, розміщуються в блок-картері

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

з боку випуску. У 6-циліндрових двигунах є опор на підшипниках, кожна, з яких має виконання з втулками з свинцювата бронзи. У розподільному валу двигуна Euro 3 перший підшипник має конічну сферичну форму.

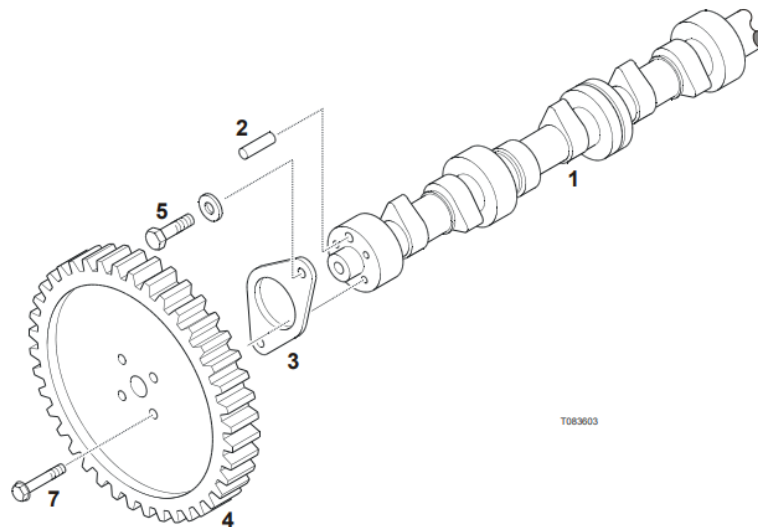


Рисунок 1.4 – Розподільчий вал:

- 1 – розподільчий вал; 2 – направляючий штифт; 3 – Упорний диск;
4 – шестерня розподільного вала; 5 – гвинт з буртиком очкового фланця 23Нм;
6 – Гвинт з буртиком шестерні розподільного валу 65Нм

У вкладках підшипника розподільного вала шліца повинна показувати в сторону вентилятора. Мазильні отвори повинні накриватися отворами підведення масла в корпусі.

Передавальний механізм від розподільного валу до клапанів складається з штовхача, штанги і коромисла з гвинтом для регулювання зазору. Штанги з дюралюмінію із сталевими загартованими наконечниками розташовані в тонкостінних кожухах - трубах, які ущільнені по кінцях кільцями з маслостійкої гуми. По цих трубах в піддон зливається масло, що витікає з підшипників коромисел. Чавунні направляючі штовхачів клапанів виготовлені у вигляді окремих втулок і встановлені в приливах верхньої плити картера.

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

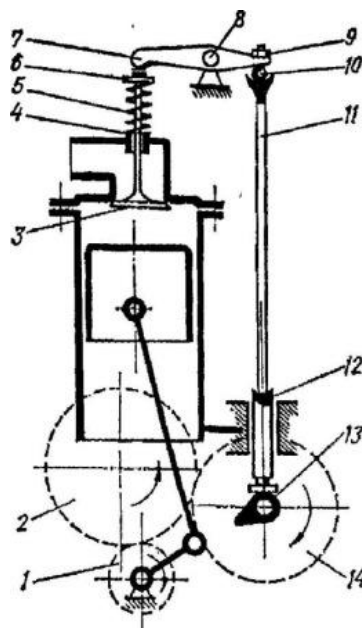


Рисунок 1.4 – Схема клапанного механізму газорозподілу:

1 – шестерня колінчастого вала; 2 – проміжна шестерня; 3 – клапан;
 4 – направляюча втулка; 5 – пружина; 6 – упорна тарілка; 7 – коромисло;
 8 – вісь коромисла; 9 – контргайка; 10 – регулюючий гвинт; 11 – штанга;
 12 – голка штанги; 13 – кулачок розподільного вала; 14 – шестерня
 розподільного вала

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 4ЧН 10,8/12,5

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів через зміну кількості робочого тіла, його складу і фізичних властивостей. У розрахунковому циклі хімічна енергія, що міститься в паливі, звільняється не миттєво через кінцеву швидкість згоряння та дисоціацію продуктів. Під час процесу розширення відбувається догоряння палива і відновлення дисоційованих газів, що супроводжується викидом тепла.

У розрахунковому циклі робоче тіло не можна розглядати як ідеальний газ з постійними теплоємностями, оскільки температура і склад газів у циліндрі значно змінюються. Важливими аспектами розрахункового циклу є теплові й аеродинамічні втрати, а також додаткові ефекти, такі як догоряння і відновлення хімічної енергії, які не враховуються в ідеальних моделях.

Паралельно з розрахунковим циклом важливо вивчати реальний цикл, що відбувається у працюючому двигуні і не може бути точно описаним через недосконалість розрахункових методик і складність процесів. Чим точніша і досконаліша методика теплового розрахунку, тим ближче розрахунковий цикл наближається до реального.

У роботі використовується класична методика теплового розрахунку, яка була розроблена В. І. Гріневецьким і подальше удосконалена Є. К. Мазінгом. Цей метод теплового розрахунку базується на загальновідомих принципах термодинаміки і термохімії і достатньо добре відображає сутність теплових процесів у робочому циліндрі, що робить його ефективним інженерним аналітичним інструментом для дослідження теплових явищ у двигуні.

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 303$ К (погіршені умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\epsilon = 15 \dots 18$. Приймаємо $\epsilon = 15$.

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 P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,055$.

Показник адіабати повітря $k_a = 1,41$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{\text{м.т}} = 0,98$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{\text{м.ад}} = 0,72$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У ВОД $\gamma_r = 0,02 - 0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

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 призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД $\xi_z = 0,75 - 0,94$; $\xi_b = 0,86 - 0,98$ [5]. Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$ [1]. Приймаємо $\lambda = 1,4$.

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

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_x . Для двигунів такого типу T_x знаходиться у межах 700...900 К. Приймаємо $T_x = 800$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на дизельному пальному. Масовий склад пального:

Вуглець – C = 0,87 кг;

Водень – H = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – O = 0,004 кг.

Нижча теплота згоряння палива $Q_{н.д}$. Для дизельного пального приймаємо $Q_{н.д} = 42700$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z. Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу. $Z = 0,5$.

Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 303 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,25}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,842} \right] = 409,09$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 409,09 - 0,95 \times (409,09 - 303) = 308,305$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{308,305 + 20 + 0,04 \times 800}{1 + 0,04} = 346,447$$

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,25 - 0,004 = 0,246$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,955 \times 0,246 = 0,235$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,235}{0,246} \times \frac{308,305}{346,447} \times \frac{1}{1 + 0,04} \times (1 - 0) = 0,876$$

Розрахунок процесу стиску

$$n_l = 1,362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,235 \times 15^{1,362} = 9,383$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 346,447 \times 15^{1,362 - 1} = 922,476$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,055}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,016$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,016} = 1,0311$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0299 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,0299$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_{z_z}}{\xi_{z_b}} = \frac{0,85}{0,88} = 0,966$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0311 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,968 = 1,029$$

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_{z,z}}{\xi_{b,b}} = \frac{0,85}{0,88} = 0,966$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_v}{\alpha \times I_0} + [c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v' + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{p,c}'' \times T_z$$

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

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

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

$$C = \frac{\xi_z \times Q_v}{\alpha \times I_0} + [(19,26 + 0,003 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0031 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_{z,0} = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1937$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,4 \times 9,383 = 13,136$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,029}{1,4} \times \frac{1937}{922,476} = 1,543$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,543} = 9,72$$

$$n_2 = 1,276$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1937 \times \frac{1}{9,72^{1,276-1}} = 1034,0$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{13,136}{9,72^{1,276}} = 0,722$$

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{\rho_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\rho_1 - 1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{9,383}{15 - 1} \times \left[1,4 \times (1,543 - 1) + \frac{1,4 \times 1,543}{1,276 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,72^{1,276 - 1}} \right) - \frac{1}{1,362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,362 - 1}} \right) \right] = 1,798$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P_i' \times \zeta \times (1 - \phi_n) = 1,798 \times 0,98 \times (1 - 0) = 1,762$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,246 \times 0,876}{2,055 \times 0,495 \times 308,305 \times 1,762} = 0,169$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,169 \times 42700} = 0,5$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,762 \times 0,85 = 1,498$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,5 \times 0,85 = 0,425$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,169}{0,85} = 0,1985$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,108^2 \times 0,125 \times 0,5 \times 1,498 \times$$
$$2400 \times 4 = 137,345$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N_e'}{N_n} \times 100\% = \frac{137,345 - 137}{137,345} = 0,251\%$$

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

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Індикаторна діаграма двигуна

Розрахункову індикаторну діаграму створюють на основі даних, отриманих під час розрахунку робочого циклу. Ця діаграма використовується як вхідні дані для динамічних і міцнісних розрахунків двигуна. Важливо зауважити, що побудова діаграми виконується аналітичним методом, оскільки графічні методи можуть призвести до значних похибок.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюються за наступними формулами:

– процес стиску:

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

– процес розширення:

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

де $v/v_c = \varepsilon_x$ – поточне значення ступеня стиснення.

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,276
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	9,383
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	13,136
Ступінь попереднього розширення ρ	1,543
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	13,14	
1,00	9,38	13,14
1,54	5,20	13,14
2,22	3,17	8,28
2,89	2,21	5,90
3,56	1,66	4,52
4,23	1,31	3,62
4,91	1,08	3,00
5,58	0,90	2,55
6,25	0,77	2,20
6,93	0,67	1,93
7,60	0,59	1,72
8,27	0,53	1,54
8,94	0,47	1,40
9,62	0,43	1,27
10,29	0,39	1,17
10,96	0,36	1,08
11,64	0,33	1,00
12,31	0,31	0,93
12,98	0,29	0,87
13,65	0,27	0,81
14,33	0,25	0,76
15,00	0,23	0,72
15,00		0,23

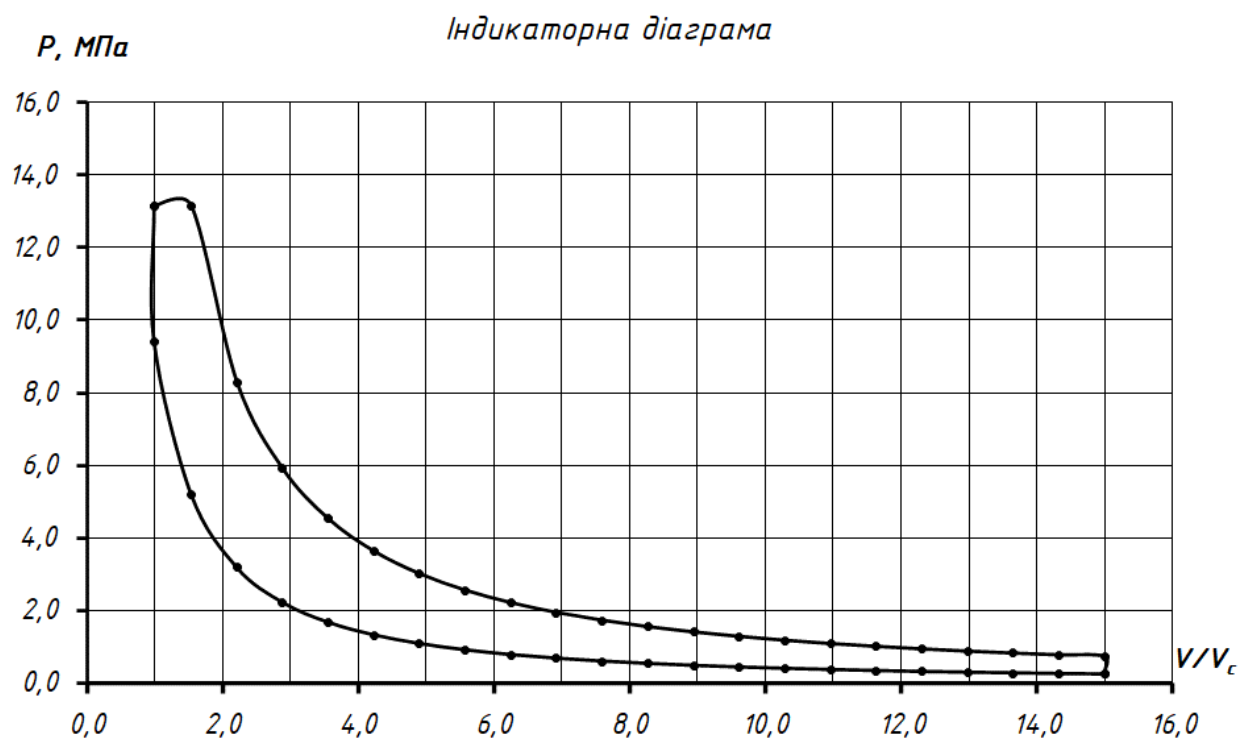


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

Діаграми динаміки створюються для визначення сил, які діють на колінчастий вал двигуна на будь-якому куті його обертання. Ці діаграми використовуються для аналізу міцності основних деталей колінчастого валу та для оцінки його врівноваженості. Побудова діаграм базується на розрахунках робочого циклу і враховує зміну сил під час обертання колінчастого валу. Сили, що враховуються в діаграмах, включають: P_T – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, $P_{дв}$ – рушійна сила, N – нормальна сила, що притискує поршень до втулки, Q – силу, що тисне вздовж шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу (див. рис. 3.1).

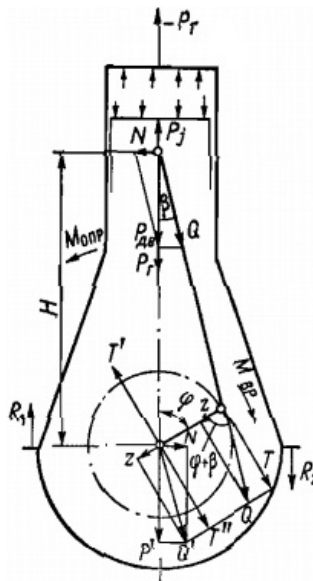


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

У таблиці 3.1. представлені вихідні дані для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок представлений в таблиці 3.2, 3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.2 – 3.4.

					<i>КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На рис. 3.2. 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. 3.3. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 3.4 T_E – сумарні дотичні сили, T^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,108
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	2400
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	13,136
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,235
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,25
Тиск залишкових газів	МПа	P_Γ	0,3
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,319
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	4
Радіус кривошипа	м	r	0,0625
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,362
Показник політропи розширення		n_2	1,276
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,543
Кількість циліндрів		i	4

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,2500	-2,2725	-2,0225	0,0000	-2,0225	0,0000
10	0,2500	-2,2132	-1,9632	-0,1089	-1,9145	-0,4481
20	0,2500	-2,0400	-1,7900	-0,1961	-1,6150	-0,7965
30	0,2500	-1,7669	-1,5169	-0,2440	-1,1917	-0,9698
40	0,2500	-1,4153	-1,1653	-0,2423	-0,7369	-0,9347
50	0,2500	-1,0120	-0,7620	-0,1900	-0,3443	-0,7059
60	0,2500	-0,5867	-0,3367	-0,0954	-0,0857	-0,3393

70	0,2500	-0,1682	0,0818	0,0253	0,0042	0,0855
80	0,2500	0,2173	0,4673	0,1518	-0,0684	0,4865
90	0,2500	0,5496	0,7996	0,2641	-0,2641	0,7996
100	0,2500	0,8156	1,0656	0,3462	-0,5260	0,9893
110	0,2500	1,0103	1,2603	0,3895	-0,7971	1,0511
120	0,2500	1,1363	1,3863	0,3930	-1,0335	1,0040
130	0,2500	1,2029	1,4529	0,3623	-1,2114	0,8801
140	0,2500	1,2244	1,4744	0,3066	-1,3265	0,7128
150	0,2500	1,2173	1,4673	0,2360	-1,3887	0,5292
160	0,2500	1,1980	1,4480	0,1586	-1,4149	0,3462
170	0,2500	1,1803	1,4303	0,0793	-1,4223	0,1703
180	0,2350	1,1733	1,4083	0,0000	-1,4083	0,0000
190	0,2366	1,1803	1,4168	-0,0786	-1,4089	-0,1687
200	0,2414	1,1980	1,4393	-0,1577	-1,4065	-0,3441
210	0,2498	1,2173	1,4671	-0,2360	-1,3885	-0,5292
220	0,2626	1,2244	1,4870	-0,3093	-1,3379	-0,7189
230	0,2810	1,2029	1,4839	-0,3700	-1,2373	-0,8989
240	0,3067	1,1363	1,4429	-0,4091	-1,0757	-1,0451
250	0,3423	1,0103	1,3526	-0,4181	-0,8555	-1,1281
260	0,3922	0,8156	1,2078	-0,3924	-0,5962	-1,1213
270	0,4630	0,5496	1,0126	-0,3345	-0,3345	-1,0126
280	0,5660	0,2173	0,7832	-0,2545	-0,1146	-0,8155
290	0,7202	-0,1682	0,5519	-0,1706	0,0285	-0,5770
300	0,9600	-0,5867	0,3734	-0,1059	0,0950	-0,3763
310	1,3499	-1,0120	0,3379	-0,0843	0,1527	-0,3130
320	2,0131	-1,4153	0,5978	-0,1243	0,3780	-0,4795
330	3,1768	-1,7669	1,4099	-0,2268	1,1076	-0,9014
340	5,1597	-2,0400	3,1196	-0,3417	2,8146	-1,3881
350	7,8595	-2,2132	5,6463	-0,3131	5,5061	-1,2888
360	9,3952	-2,2725	7,1226	0,0000	7,1226	0,0000
370	13,1360	-2,2132	10,9228	0,6057	10,6517	2,4932
380	13,0308	-2,0400	10,9907	1,2039	9,9161	4,8904
390	8,2725	-1,7669	6,5056	1,0465	5,1107	4,1591
400	5,3953	-1,4153	3,9801	0,8277	2,5169	3,1924
410	3,7105	-1,0120	2,6985	0,6729	1,2191	2,4997
420	2,6962	-0,5867	2,1095	0,5981	0,5368	2,1259
430	2,0596	-0,1682	1,8913	0,5846	0,0976	1,9772
440	1,6434	0,2173	1,8607	0,6046	-0,2723	1,9374
450	1,3617	0,5496	1,9113	0,6313	-0,6313	1,9113
460	1,1655	0,8156	1,9812	0,6437	-0,9780	1,8393
470	1,0261	1,0103	2,0364	0,6294	-1,2879	1,6983
480	0,9256	1,1363	2,0618	0,5846	-1,5372	1,4933
490	0,8528	1,2029	2,0557	0,5126	-1,7141	1,2453

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

500	0,8005	1,2244	2,0249	0,4211	-1,8219	0,9790
510	0,7639	1,2173	1,9811	0,3187	-1,8751	0,7146
520	0,7396	1,1980	1,9376	0,2122	-1,8933	0,4633
530	0,7258	1,1803	1,9061	0,1057	-1,8955	0,2269
540	0,7213	1,1733	1,8946	0,0000	-1,8946	0,0000
550	0,7000	1,1803	1,8803	-0,1043	-1,8698	-0,2238
560	0,6000	1,1980	1,7980	-0,1969	-1,7569	-0,4299
570	0,5000	1,2173	1,7173	-0,2763	-1,6253	-0,6194
580	0,3000	1,2244	1,5244	-0,3170	-1,3715	-0,7370
590	0,3000	1,2029	1,5029	-0,3748	-1,2531	-0,9104
600	0,3000	1,1363	1,4363	-0,4072	-1,0708	-1,0402
610	0,3000	1,0103	1,3103	-0,4050	-0,8287	-1,0928
620	0,3000	0,8156	1,1156	-0,3625	-0,5507	-1,0357
630	0,3000	0,5496	0,8496	-0,2806	-0,2806	-0,8496
640	0,3000	0,2173	0,5173	-0,1681	-0,0757	-0,5386
650	0,3000	-0,1682	0,1318	-0,0407	0,0068	-0,1377
660	0,3000	-0,5867	-0,2867	0,0813	-0,0729	0,2889
670	0,3000	-1,0120	-0,7120	0,1775	-0,3217	0,6596
680	0,3000	-1,4153	-1,1153	0,2319	-0,7053	0,8946
690	0,3000	-1,7669	-1,4669	0,2360	-1,1524	0,9378
700	0,3000	-2,0400	-1,7400	0,1906	-1,5699	0,7742
710	0,3000	-2,2132	-1,9132	0,1061	-1,8657	0,4367
720	0,2500	-2,2725	-2,0225	0,0000	-2,0225	0,0000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ°	T _Е				T _Е	T _{ср}
	Номер циліндра					
	1	2	3	4		
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,110
10	-0,448	-0,169	2,493	-0,224	1,653	1,110
20	-0,796	-0,344	4,890	-0,430	3,320	1,110
30	-0,970	-0,529	4,159	-0,619	2,041	1,110
40	-0,935	-0,719	3,192	-0,737	0,802	1,110
50	-0,706	-0,899	2,500	-0,910	-0,016	1,110
60	-0,339	-1,045	2,126	-1,040	-0,299	1,110
70	0,085	-1,128	1,977	-1,093	-0,158	1,110
80	0,487	-1,121	1,937	-1,036	0,267	1,110
90	0,800	-1,013	1,911	-0,850	0,849	1,110
100	0,989	-0,816	1,839	-0,539	1,474	1,110
110	1,051	-0,577	1,698	-0,138	2,035	1,110
120	1,004	-0,376	1,493	0,289	2,410	1,110
130	0,880	-0,313	1,245	0,660	2,472	1,110
140	0,713	-0,480	0,979	0,895	2,107	1,110
150	0,529	-0,901	0,715	0,938	1,280	1,110
160	0,346	-1,388	0,463	0,774	0,196	1,110
170	0,170	-1,289	0,227	0,437	-0,455	1,110
180	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,110

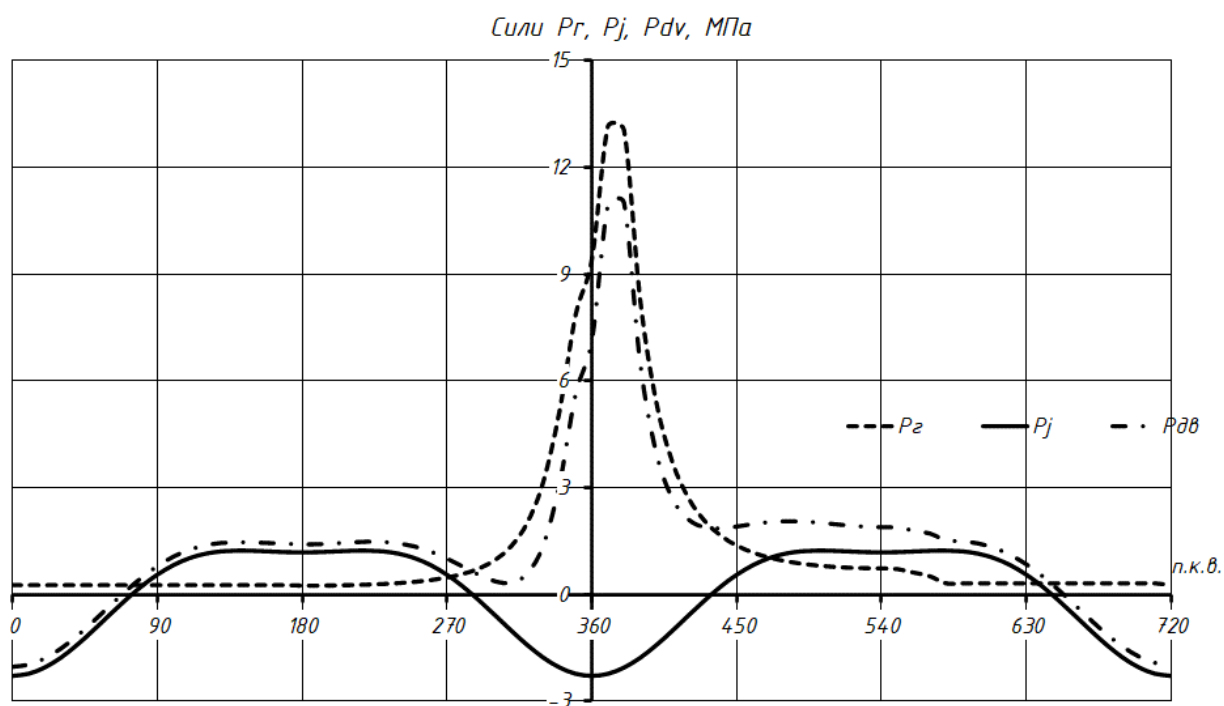


Рисунок 3.2 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

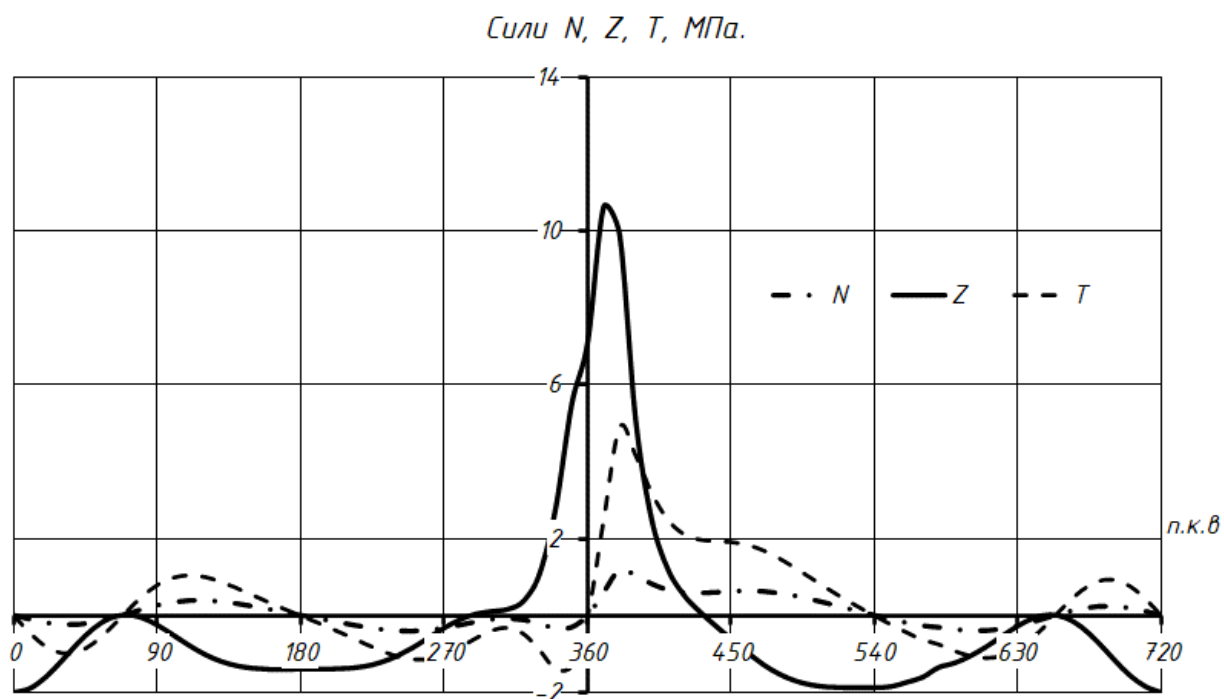


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

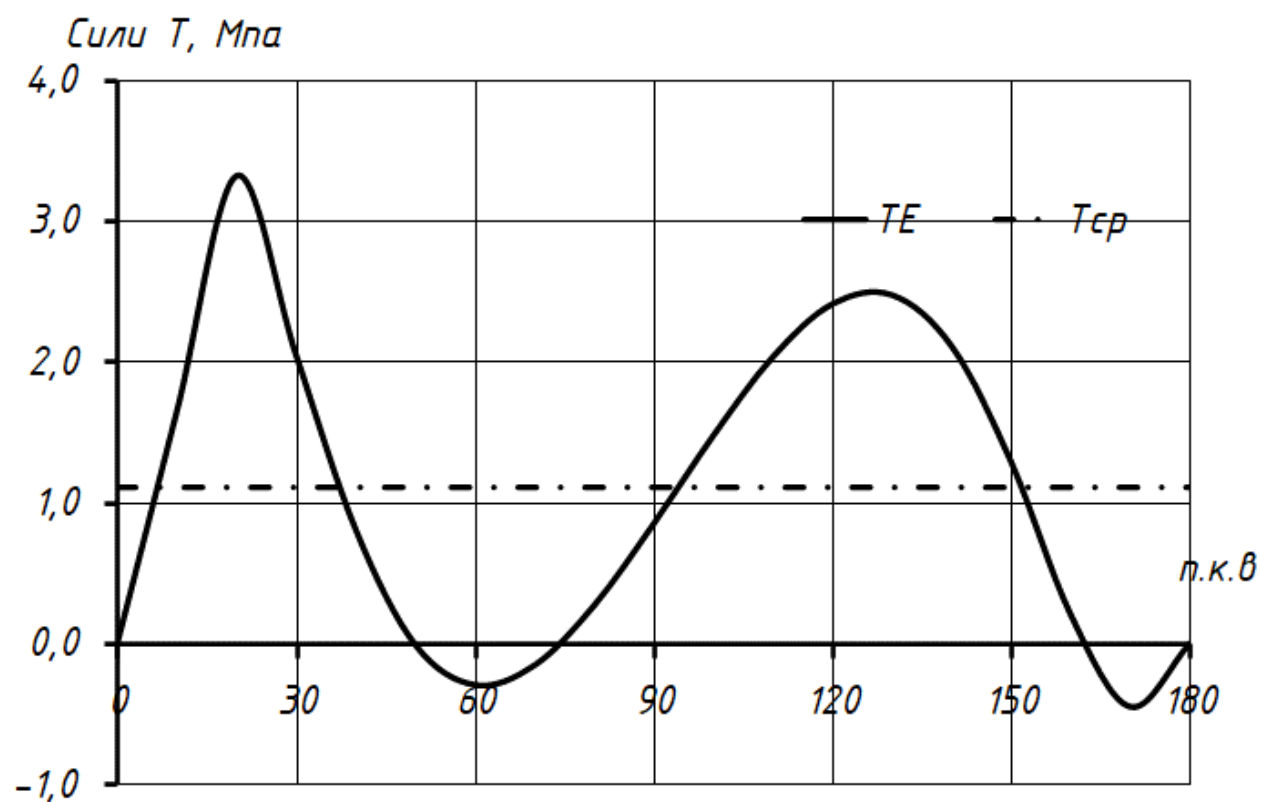


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 10,8/12,5

Вибір типорозміру турбокомпресора

На основі значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску аналізується можливість вибору оптимального турбокомпресора, використовуючи характеристики різних типів і розмірів турбокомпресорів. В основі цього аналізу лежать поля, що охоплюють розходи та зони ефективного застосування різних типорозмірних рядів турбокомпресорів. Вісь абсцис у таких полях може вимірюватися як за масовим, так і за об'ємним розходом повітря.

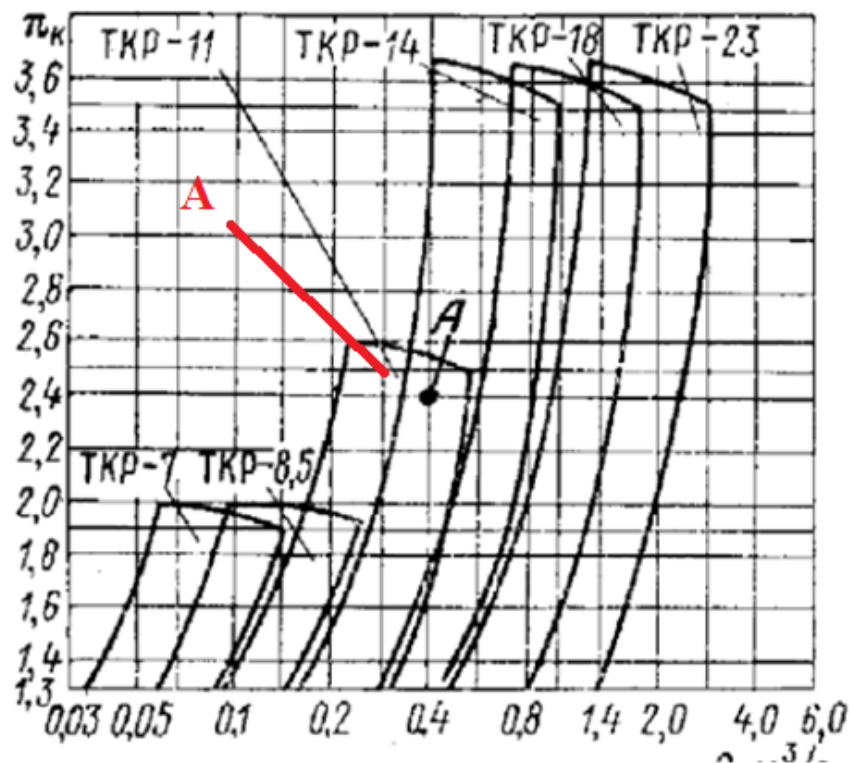


Рисунок 4.1 – Області застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів, таких як ТК, визначаються в залежності від значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску.

На основі значень ПК та G (Q) визначається положення точки у полі розходів (точка А на рис. 4.1). Типорозмір турбокомпресора визначається згідно з позначенням на цій діаграмі (косокутний чотирикутник на рис. 4.1), в межах якого знаходиться вказана точка. Позначення "ТК" вказує на те, що турбокомпресор має осьову турбіну, а цифри показують значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D2) у сантиметрах з приблизною точністю 6%. Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір.

Отже, вибравши типорозмір, наприклад, ТКР-11, ми отримуємо оптимальне значення зовнішнього діаметру колеса компресора для подальших розрахунків розходу повітря та ступеня підвищення тиску.

Попередні визначення колової швидкості

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
		1,25	Коефіцієнт напору компресора
L_{ad} , Дж/кг		92451,7	Адіабатна робота компресорної ступені
u_2 , м/с		384,61	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
		0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
C_a , м/с		40	Швидкість повітря на вході
C_p , Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря
C_1 , м/с		115,4	Швидкість повітря перед колесом компресора
T_a , К		318	Температура після глушника
T_1 , К		312,2	Температура повітря перед колесом
P_a , Па		98000	Тиск після глушника
n_1		1,37	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
P_1 , Па		91513,4	Тиск повітря перед колесом

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
D_2 , м		0,11	Зовнішній діаметр колеса компресора
D_o , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,035	Діаметр втулки колеса компресора
$\alpha_{ТВ}$		0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
$\Phi_{2г}$		0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
z_k		12	Число лопаток робочого колеса компресора
ρ_1		1,0214	Густина повітря перед входом в колесо
f_1		0,0020	Площа на вході в колесо
D_H		0,0613	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
a		0,557	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
D_1		0,0499	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
μ		0,8199	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
T_2 , К		386,87	Температура повітря за колесом компресора
η_2		0,9	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
		3,10	Комплекс
P_2 , Па		177774,58	Тиск повітря за колесом компресора
β_{11}		33,5	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
i_1		2	Кут атаки вхідної кромки ОСА
β_{1s}		35,5	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
δ_1 , м		0,001	Товщина лопаті на вхід в колесо
τ_1		0,934	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
w , м/с		123,53	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
β_{11}^1		35,3	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
β_{1H}		30,0	Кут входу потоку на діаметрі D_H
β_{10}		45,3	Кут входу потоку на діаметрі D_o
w_{1H}^1 , м/с		247,3	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H

w_1 , м/с		213,7	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
λ_{hw}		0,76	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
C_{2u} , м/с		315,32	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
C_{2r} , м/с		134,61	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
C_2 , м/с		342,85	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
α_2		23,12	Кут потоку повітря на виході з колеса
M_{C2}		0,867	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
ρ_2 , кг/м ³		1,601	Густина повітря на виході з колеса
b_2 , м		0,003	Ширина колеса на виході
w_2 , м/с		151,40	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
$\hat{w}$		0,71	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
D_3 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,13	Діаметр на виході з БЛД
y		0,75	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
b_3 , м		0,002	Ширина БЛД на виході
Π_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
k_{n3}		2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
n_3		1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
w_3 , м/с	320	240,12	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
T_3 , К		382,81	Температура потоку повітря за БЛД
P_3 , Па		70423,36	Тиск повітря за БЛД
ρ_3 , кг/м ³		1,551	Густина повітря на виході з колеса
$\lambda_{БЛД}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
α_3		30,43	Кут виходу потоку повітря з БЛД
C_3 , м/с		240,12	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
M_{C3}		0,61	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
D_4 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,18	Діаметр на виході з ЛД
b_4 , м		0,005	Ширина дифузору на виході
i_3		0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
α_{3n}		30,43	Кут установки лопатки ЛД на вході
$\Delta\alpha$		15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
α_{4n}		45,43	Кут установки лопатки ЛД на виході
K_a		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
α_4		36,71	Кут виходу потоку з ЛД
η_k		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
		2,92	Комплекс
		1,92	Комплекс
t_4 , К	420	409,49	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
C_4 , м/с		63,50	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
T_4 , К		409,49	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
z_d	13,17,19,23,29,31,35	31	Число лопаток дифузору
z_k/z_d		0,39	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
δ_3 , м		0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
δ_4 , м		0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
τ_3		0,550	Коефіцієнт захаращення на вході в ЛД
		0,923	Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД
f		3,22	Дифузорність ЛД
α_{CP}		37,93	Середній кут установки лопатки в ЛД
δ		7,24	Кут розкриття еквівалентного дифузору
P_4 , Па		207517,81	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
		0,038	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
R_L , м		0,272	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
R_L , м		0,219	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
ρ_4 , кг/м ³		1,766	Густина повітря за ЛД

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
C_5 , м/с		62,23	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
		0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
	Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці		
η_5		0,000	ККД завитки
		0,000	Комплекс показника політропи у завитці
P_5 , Па		206806,97	Тиск повітря за завиткою
		0,034	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
T_5 , К		409,56	Температура потоку повітря на виході з завитки
f_5 , м ²		0,0018	Площа завитки на виході
D_5 , м		0,0477	Діаметр виходу завитки

8. Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
$\eta_{ад}$		0,842	Адіабатний ККД компресора
η_m	Обирається за довідником	0,970	Механічний ККД компресора
N_K , кВт		30,98	Потужність приводу компресора
$n_{тк}$, об/хв		66777	Частота обертів ротора турбокомпресора

Опис турбокомпресора

За прототип конструкції обрано турбокомпресор, зображений на рис. 4.2.

Спроекований турбокомпресор маркується як ТКР-11. І в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та степеня підвищення тиску. Він має радіальну турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

За загальною схемою компоновки турбокомпресор належить до машин з консольним розташуванням колес.

Остов турбокомпресора ТКР-11 складається з трьох корпусів – це корпус компресора 1 (див. рисунок 4.2), корпус підшипників 2 та корпус турбіни 3.

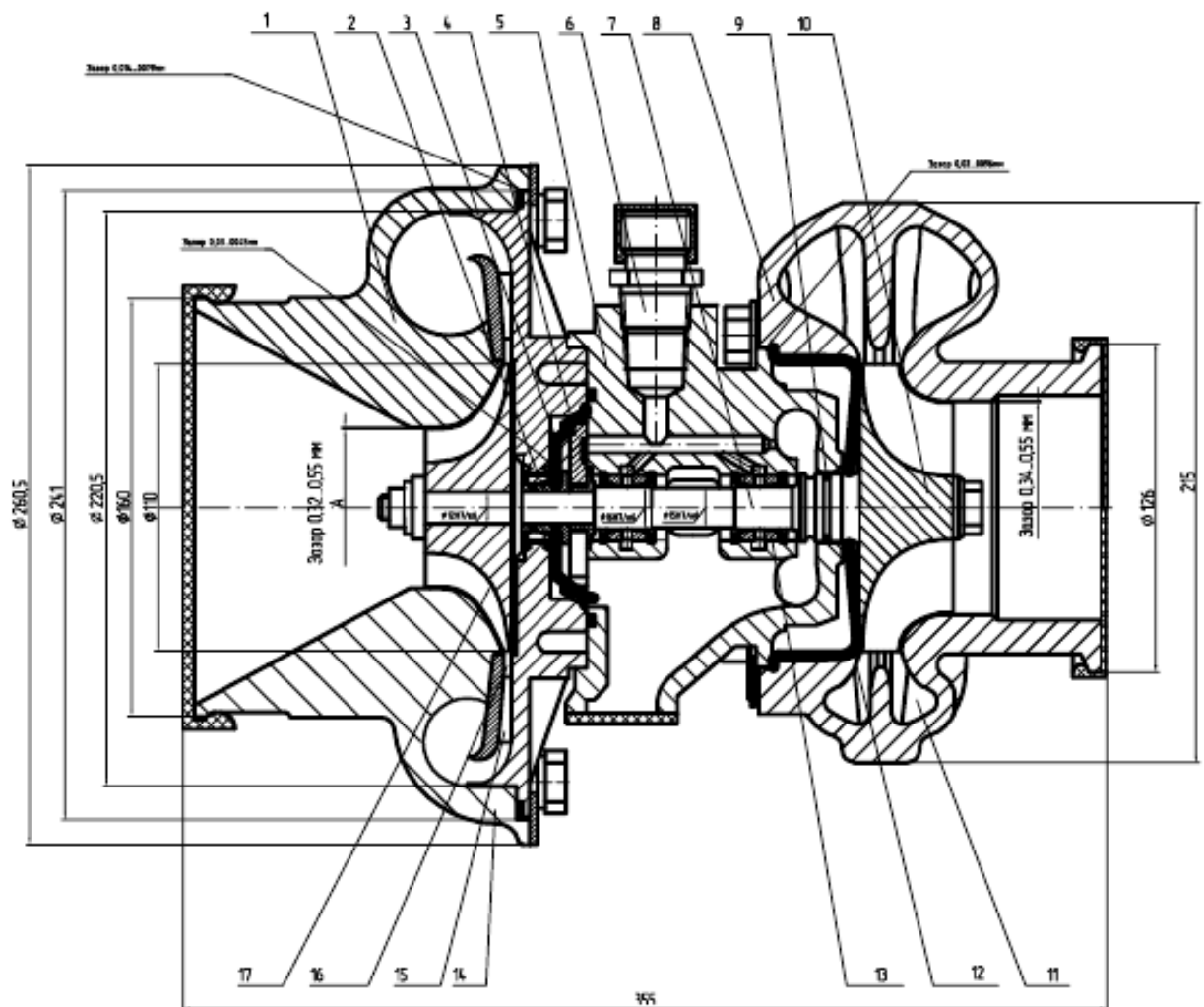


Рисунок 4.2 – Турбокомпресор ТКР 11

Корпус компресора 1 використовується для формування його проточної частини, включаючи передню частину каналу колеса, створення каналів безлопаткового дифузору, лопаткового дифузору та завитки-повітрозбірника. Всі корпусні деталі компресора виготовлені з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Корпус підшипників 5 служить для розміщення в ньому підшипників і з'єднання корпуса турбіни з корпусом компресора.

Корпус турбіни 8 використовується для створення робочого тракту турбіни, включаючи зовнішню оболонку проточної частини. У ньому розташовується нерухомий сопловий апарат турбіни і газоприймальна завитка, до якої приєднуються випускні трубопроводи двигуна. Корпус турбіни виготовлений з ливарної сталі.

Корпуси компресора, турбіни та підшипників з'єднуються між собою болтами через колові розточки корпусів для забезпечення центрування всіх осьових отворів відносно вісі обертання ротору.

Ротор є рухомою частиною турбокомпресора і складається з валу, а також приєднаних до нього коліс компресора 17 і турбіни 10. Ротор є жорстким, барабанного типу, кованим з нержавіючої сталі 2Х13 і не має пустот. На роторі виконані канавки для встановлення ущільнюючих кілець 9 з боку компресорного і турбінного колес.

Колесо компресора 17 з'єднується з ротором 7 на посадці з натягом. Його нагрівають і насаджують на ротор для забезпечення більшої надійності, а також закріплюють гайкою. Колесо має напіввідкритий тип з радіальними лопатками на виході (радіальна зірка) і осьовим входом повітря з обертовим скеровуючим апаратом, утвореним з осьових частин лопаток. Воно виготовлене з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни 10 з осьовим типом з'єднано з ротором за допомогою зварювання. Лопатки колеса разом з диском виконані литтям і не роз'ємні. У зв'язку з підвищенням температури газів перед турбіною рекомендується

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

замінити матеріал робочих лопаток колеса турбіни зі сталі ЄІ69 на жароміцний сплав, наприклад, ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ.

Підшипники:

Опорні підшипники: ротор підтримується на двох підшипниках ковзання, розташованих у розточці корпусу підшипників турбокомпресора. Ці двошарові підшипники призначені для амортизації високочастотних коливань ротору і складаються з циліндричних втулок з шістьма радіальними отворами. Вони виготовлені з бронзи Бр ОФ 7-0,2 відповідно до стандарту ДЕСТ 10025-78. Аксіальне переміщення втулок усувається завдяки пружним стопорним кільцям, що встановлені в корпусі по обидва боки кожного підшипника з невеликим зазором. Масло подається до підшипників у радіальному напрямку через отвори в корпусі і розподіляється по поверхні підшипників за допомогою серповидних виточок, розташованих у корпусі на місцях подачі масла. Після роботи масло виводиться з підшипників у порожнину корпусу і відводиться через отвір у його нижній частині.

Упорний підшипник складається з упорної п'яти та гребінцевих виступів на двох втулках, які насаджені на вал ротору з боку компресорного колеса. Упорна п'ята є $\frac{3}{4}$ кільцем для зручності збирання турбокомпресора і має спеціальний рельєф на обох поверхнях для створення шару ковзання під час роботи. Рельєф виконаний у вигляді спеціальних подушок зі скосами і отворами для подачі масла на поверхню. Крім того, у п'ятій виготовлена канавка для прийому масла з магістралі і отвори для насадження на штифти під час зборки. П'яту утримується на місці завдяки пружині і ущільнюючому екрану, які притискають її до корпусу підшипників компресора. Гребінці на втулках охоплюють п'яту з обох боків, при цьому відстань між ними трохи більша, ніж товщина п'яти, що запобігає заклинюванню внаслідок підвищення температури. Цей підшипник здатний протистояти осьовому навантаженню однаково ефективно в обох напрямках.

Вузли ущільнення:

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У турбокомпресорі використовуються лише два контактних ущільнення у вигляді ущільнюючих кілець на боці турбіни і компресора. Ці кільця запобігають проникненню дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни. На менших турбокомпресорах не використовується більше одного кільця з одного боку, щоб уникнути негативного впливу на механічний ККД.

Системи змащення:

Масло для підшипників турбокомпресора подається з системи змащення двигуна через штуцер 6, розташований на корпусі підшипників. Через спеціальні канали, також вбудовані у корпусі підшипників, масло доставляється безпосередньо до підшипників. Після використання, спінене масло стікає вниз по стінках корпусу, де його зливає циркуляційний насос для подальшого використання.

Робочий процес турбокомпресора:

Під час роботи турбокомпресора газу з двигуна внутрішнього згоряння надходять до соплового апарату турбіни, де статична енергія газів частково перетворюється на кінетичну енергію. Потім газу проходять через робоче колесо, де вони передають свою енергію робочим лопаткам, що приводить до обертання ротору з високою швидкістю. Після робочого колеса газу виходять у випускний трубопровід дизельної установки через газовідвідний корпус і фланець.

Колесо компресора, що обертається завдяки енергії турбіни, контролює вплив лопаток на повітря, яке знаходиться між їх просторами. Під впливом лопаток повітря обертається по колу, внаслідок чого виникає відцентрова сила, що спонукає повітря рухатися від центра обертання по радіусу. Окружна і радіальна компоненти руху забезпечують спіральний рух часток повітря в колесі, під час якого вони набувають кінетичну енергію і виходять на зовнішньому діаметрі колеса. Вихід часток повітря призводить до зниження тиску на вході в колесо, створюючи різницю між тиском навколишнього

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

повітря і тиском у колесі, що сприяє постійному надходженню нового повітря до нього.

Таким чином, за колесом у потоці повітря присутня як кінетична енергія (пов'язана з високою швидкістю, часто надзвуковою), так і потенційна енергія (пов'язана з підвищеним статичним тиском). Після колеса повітря проникає в щілинний дифузор, структура якого складається зі стінок, що спочатку вузькі у поздовжньому перетині і можуть трохи розширюватися. Рух часток повітря у цьому каналі відбувається майже по логарифмічній спіралі, проходячи від менших до більших поперечних перетинів, що призводить до зниження їх швидкості і підвищення тиску.

Основне призначення цього дифузора - зниження швидкості повітря до рівня дозвукових значень. Це необхідно для уникнення стрибків ущільнення на лопатках лопаткового дифузора, що може значно знизити ККД компресора або викликати його помпаж. Додатково, дифузор вирівнює епюри швидкостей перед лопатками, що є важливим аспектом при їх стаціонарному розміщенні. Після безлопаткового дифузора повітря потрапляє до лопаткового, який спрямовує траєкторію руху часток по більш крутій траєкторії порівняно з безлопатковим простором, забезпечуючи збільшення дифузорності каналу за зменшення його довжини.

При належному виборі кутів входу та виходу лопаток, такий лопатковий дифузор може підвищувати ефективність компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, що мають лише безлопатковий дифузор. На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (p_k) і допустиму швидкість, яка є бажаною для входу у повітряний ресивер двигуна. При проектуванні компресора важливо уникати значних втрат енергії потоку через завитцю, оскільки вона має відносно низький ККД як елемент, який перетворює енергію. Тому завитка виготовлена у вигляді спіралі з зростанням площі перетину в напрямку руху повітря (починаючи з язика або розподільного ребра). Така конструкція зменшує

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

можливе радіальне зусилля на колесі шляхом створення практично симетричного відносно осі обертання потоку в завитці. Це забезпечує майже рівний тиск повітря по колу згідно з законом збереження енергії.

					<i>КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						37
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН10,8/12,5

5.1 Паливна система

Паливна система двигуна паливом призначена для розміщення запасу палива на автомобілі, очистки, розпилення палива і рівномірного розподілу його по циліндрах відповідно до порядку роботи двигуна.

Схема паливної системи дизеля зображена на рисунку 5.1.1.

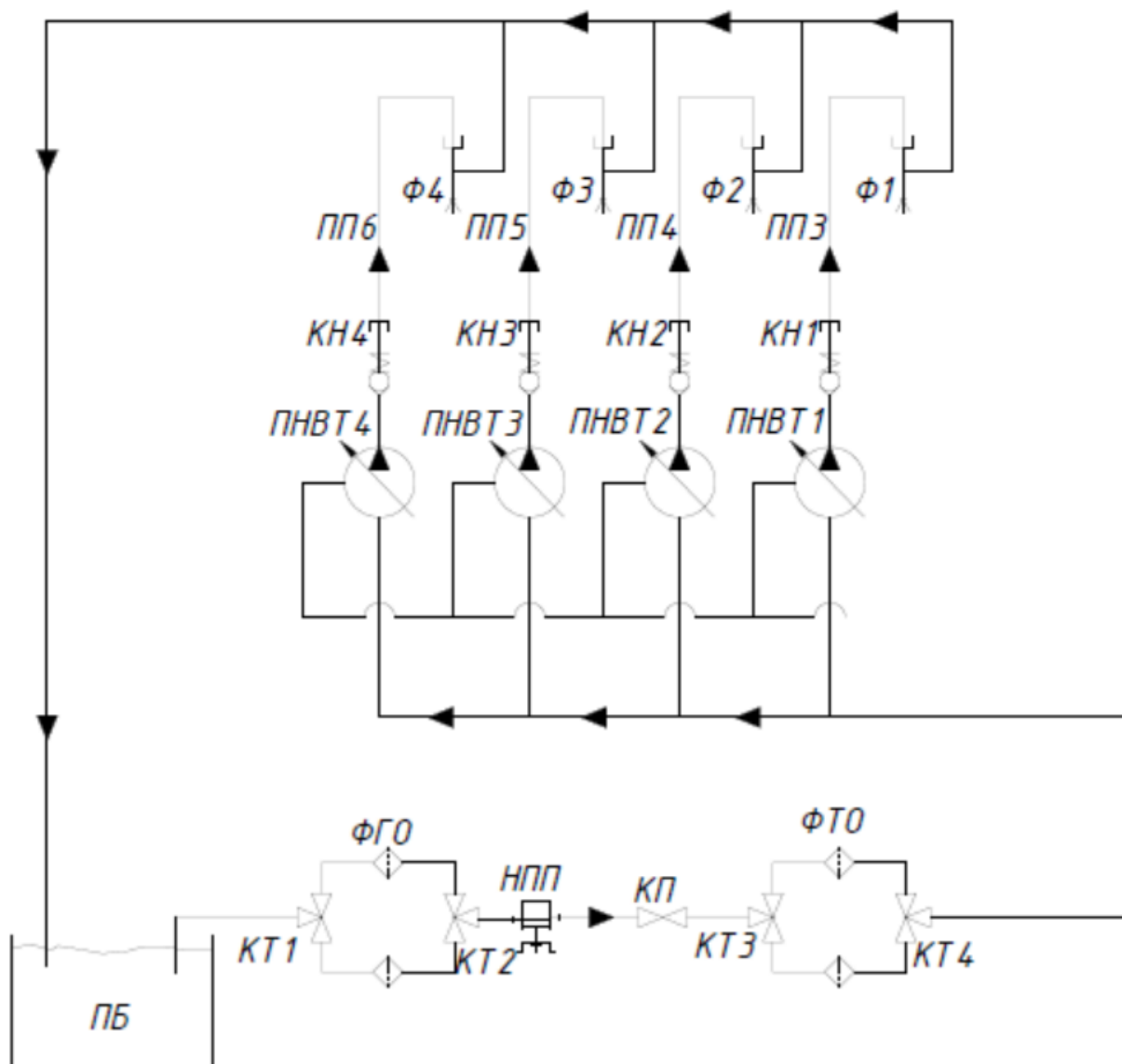


Рисунок 5.1.1 – Схема паливної системи дизеля

ПБ – паливний бак; КТ1-КТ4 – клапан трьохходовий; ФГО – фільтр грубого очищення палива; НПП – насос паливопідкачувальний; КП – клапан прохідний; ФТО – фільтр тонкого очищення палива; ПНВТ1-ПНВТ4 – паливний насос високого тиску; КН1-КН4 – клапан нагнітальний; ПП1-ПП4 – паливопровід високого тиску; Ф1-Ф4 – форсунка; МК- Магнітний клапан; ФСР - Факельна свіча розжарювання

Система живлення автомобільного дизеля складається з паливного насоса, форсунок, трубопроводів низького та високого тиску, повітроочисника, впускного і випускного колекторів, паливних фільтрів грубого і тонкого очищення, паливного бака, встановлюваного на тракторі (машині).

Паливний насос високого тиску

У розподільному радіально-поршневому насосі об'єднані такі вузли, розташовані як в корпусі насоса, так і на ньому (Рис 5.1.2). ПНВТ призначений для подачі в камери згоряння циліндрів дизеля в певні моменти часу дозованих порцій палива під високим тиском.

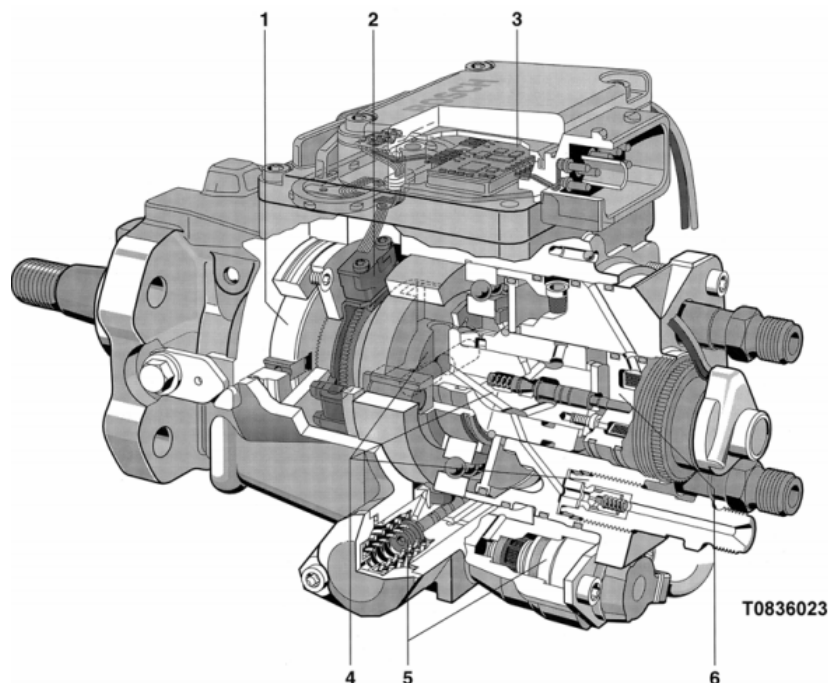


Рисунок 5.1.2 - ПНВТ VP44

1. Шибєрний топлівопідкачиваючий насос з напірним і перепускним дросельним клапанами; 2. Датчик кута повороту системи DWS; 3. Електронний блок насоса; 4. радіально поршневий насос високого тиску з розподільним валом і випускним клапаном; 5. Муфта випередження подачі палива з магнітним клапаном; 6. Магнітний клапан високого тиску

Об'єднання цих вузлів в одному елементі, що має компактну структуру, дозволяє забезпечити дуже чітке взаємодія окремих робочих одиниць. За рахунок цього можна виконувати суворі нормативи і забезпечувати необхідні характеристики потужності в повному обсязі. Шибєрний топлівопідкачиваючий насос з клапаном регулювання тиску і перепускним дросельним клапаном. У корпусі насоса розподільного радіальнопоршневого ТНВД встановлений потужний приводний вал з боку фланця в підшипнику ковзання і з протилежного боку в підшипнику і в шарикопідшипнику. Шибєрний топлівопідкачиваючий насос знаходиться усередині на приводному валу. Його завдання полягає у всмоктуванні палива, нагнітання тиску в акумулюючому просторі і забезпечення паливом радіальнопоршневого насоса високого тиску.

Розрахунок паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	719,74
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,199
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	137
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	0,91
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захащення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачивального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	0,06
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00

9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	12,60
		приймаємо	13,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	8,85
		приймаємо	9,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	0,12
	Кількість циліндрів	i	4,00
	Частота обертання, об/хв	n	2400,00
	Коефіцієнт тактності	z	0,50
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20$ мм	0,60
		приймаємо	2,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм 0,4 + 0,0012(D-250) при $D > 250$ мм	0,23
		приймаємо	0,30
	Діаметр циліндра, мм	D	108,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	1,80

5.2 Система змащення

Функціональне призначення системи змащування – забезпечення поверхонь, що труться, змазкою з ціллю зниження роботи тертя. При цьому система змазки виконує і інші функції – відводить теплоту, утворену в процесі тертя, а також очищає поверхню тертя від часток металу, нагару і інших сторонніх часток. Якщо врахувати, що часто масло використовується в якості охолоджуючої рідини для відводу теплоти від нагрітих деталей, наприклад головки поршня, то стає зрозумілим, чому наряду з терміном система змазки широко використовується термін масляна система. В першому випадку підкреслюється основна функція системи – змащування поверхонь, а в другому – рід рідини без вказівок про її призначення.

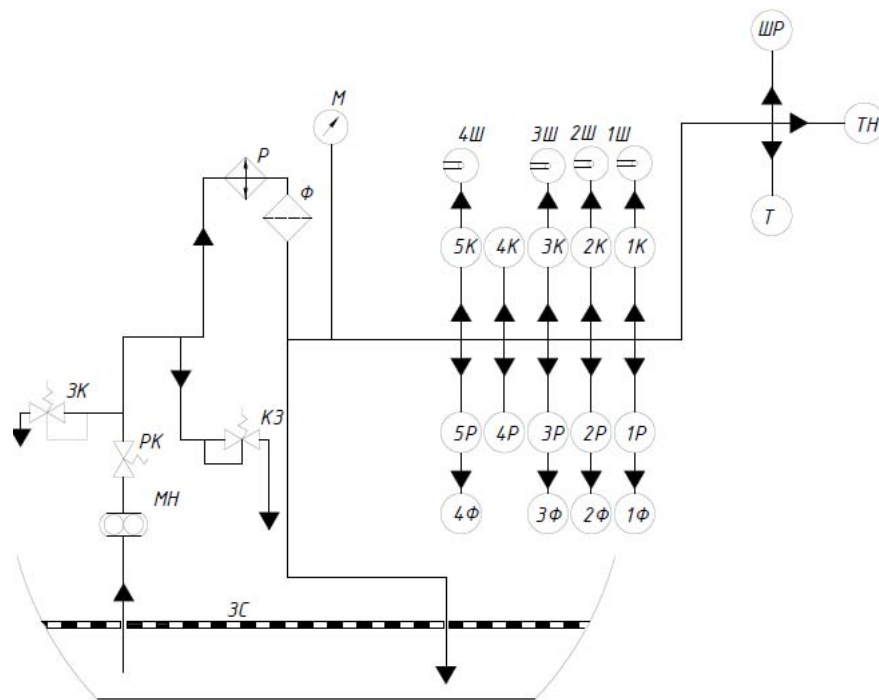


Рисунок 5.2.1– Схема системи змащення дизеля

ЗС – захисна сітка; МН – масляний насос; ЗК – запобіжний клапан;

Р – радіатор (масляний); КЗ – клапан зливний; М – манометр;

1К-5К – корінні підшипники; 1Ш-5Ш – шатунні підшипники;

ШР– шестерня редуктору; ПШ – ТН - підшипники турбоагнітача;

1Р-5Р – опори розподільного валу; Т - Підшипники турбіни; Ф - Змінний фільтр

Система змащення дизеля комбінована: частина деталей змащується під тиском, частина - розбризкуванням.

Підшипники колінчатого і розподільного валів, втулка проміжної шестерні, підшипник стрижня колінчастого вала компресора, механізм приводу клапанів (коромисла) і підшипник валу турбокомпресора змащуються під тиском від масляного насоса. Гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільного вала і привід паливного насоса змащуються розбризкуванням.

Масляний насос системи змащення – шестерневого типу, односекційний, кріпиться болтами до кришки першого корінного підшипника. Привід масляного насоса здійснюється від шестерні, встановленої на колінчастому валу. Схеми шестерневих насосів показана на рисунку 5.2.2

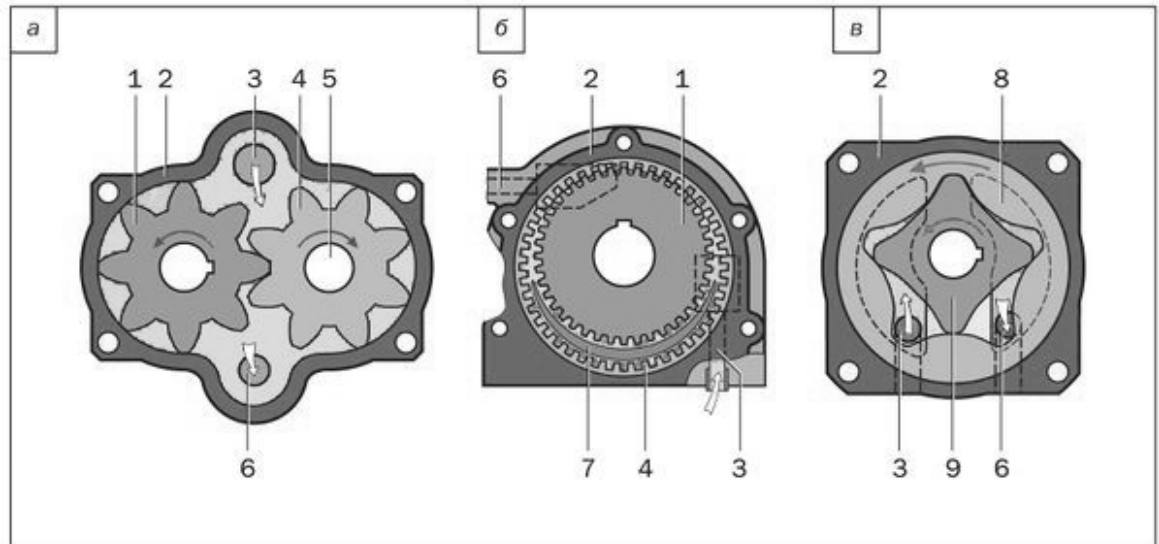


Рисунок 5.2.2 – Схеми шестерневих масляних насосів

а – шестеренний з зовнішнім зачепленням; б – шестеренний з внутрішнім зачепленням; в – роторний. 1 – ведуча шестерня; 2 – корпус насоса; 3 – всмоктувальний канал; 4 – ведена шестерня; 5 – вісь; 6 – нагнітальний канал; 7 – роздільний сектор; 8 – ведений ротор; 9 – ведучий ротор.

При пуску дизеля на холодному маслі, коли опір проходженню масла в рідинно-масляному теплообмінні перевищує значення 0,15...0,2 МПа, перепускний клапан відкривається, і масло, минаючи рідинно-масляний теплообмінник, надходить в масляний фільтр, а при опорі в масляному фільтрі 0,13...0,17 МПа, відкривається перепускний клапан масляного фільтра і масло, минаючи масляний фільтр, надходить в масляну магістраль. Перепускні клапани нерегульовані.

У разі надмірного засмічення фільтрувального паперу, коли опір масляного фільтра стає вище 0,13...0,17 МПа, перепускний клапан масляного

фільтра також відкривається, і масло, міняючи масляний фільтр, надходить в масляну магістраль.

З головної магістралі дизеля по каналам в блоці циліндрів масло надходить до всіх корінних підшипників колінчастого і розподільного валів. Від корінних підшипників по каналам в колінчастому валу масло надходить до всіх шатунних підшипників. Від першого корінного підшипника масло за спеціальними каналам надходить до втулок проміжної шестерні і шестерні привода паливного насоса, а також до паливного насоса.

Деталі клапанного механізму змащуються маслом, що надходить від заднього підшипника розподільного валу по каналам в блоці, голівці циліндрів, свердленню в четвертій стійці коромисел у внутрішню порожнину осі коромисел і через отвір до втулки коромисла, від якої по каналу йде на регулювальний гвинт і штангу.

До компресора масло надходить з головної магістралі по свердлінню в блоці циліндрів і спеціальному мастилопроводу. З компресора масло зливається в картер дизеля.

Масло до підшипникового вузла турбокомпресора надходить по трубці, підключеної на виході з корпусу масляного фільтра. З підшипникового вузла турбокомпресора масло по трубці відводиться в масляний картер.

Розрахунок системи змащення

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	2,676
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	58206,51
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,199
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	137,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700

6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	2,301
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{mc} = \frac{m \cdot V_{mc}}{t_c}$	0,03
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

5.3 Система охолодження

Система охолодження (рисунок 5.3.1) закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини від відцентрового насоса.

Водяний насос приводиться в обертання полікліновим ременем від шківів колінчастого вала. Мастило "Литол-24" в підшипникову порожнину насоса закладена при збірці. В процесі експлуатації змащення підшипників не потрібно.

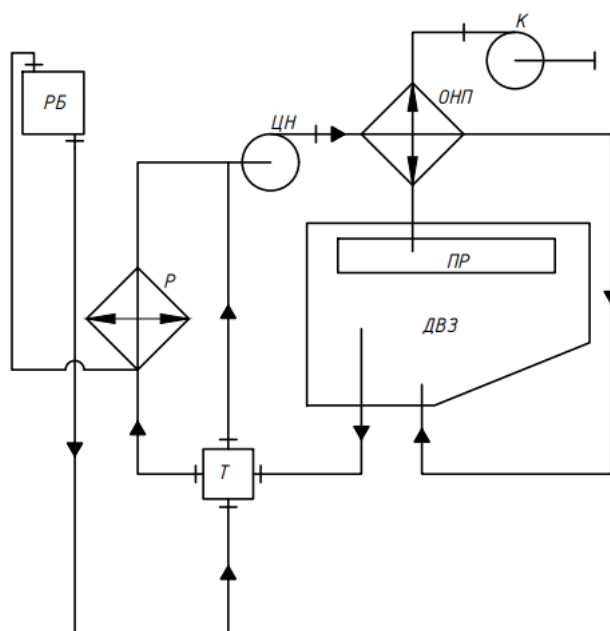


Рисунок 5.3.1 – Схема системи охолодження

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння; Т – термостат; РБ – розширювальний бачок; Р – радіатор; ЦН – циркуляційний насос; ОНП – охолоджувач надувного повітря; К – компресор; ПР – повітряний ресивер.

У період прогріву охолоджуюча рідина циркулює по малому колу (минаючи радіатор). Так як при холодному двигуні радіатор залишається відокремленим від циркуляції охолоджуючої рідини до тих пір, поки при 83 ° С не почне відкриватися термостат, стає можливим швидке досягнення робочої температури охолоджуючої рідини.

Максимально допустима температура охолоджуючої рідини становить:

170 до 220 Л / С 95 ° С постійно 100 ° С на короткий проміжок часу

245 до 280л / С 90 ° С постійно 95 ° С на короткий проміжок часу

Температура відкривання на термостаті:

Початок відкривання: 83 ° С

Повний відкривання: 95 ° С

Підйом мінімум 8 мм при 95 ° С

Рисунок 5.5 – Система охолодження

Розрахунок системи охолодження

2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{ек} = 0,272 \frac{W_{ек} \cdot H \cdot \rho_{не}}{\eta}$	0,605
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{рб} = (0,1...0,15) \frac{N_e}{1000}$	0,02055

5.4 Система газообміну

Опис систем повітропостачання і газовідводу

Функціональна система повітропостачання в загальному випадку складається з таких підсистем: компресора, теплообмінників, колектора, повітроводів.

Призначенням компресора є підвищення густини повітря за рахунок стискування його і переміщення.

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

В теплообмінниках густина стисненого повітря змінюється за рахунок зміни його температури.

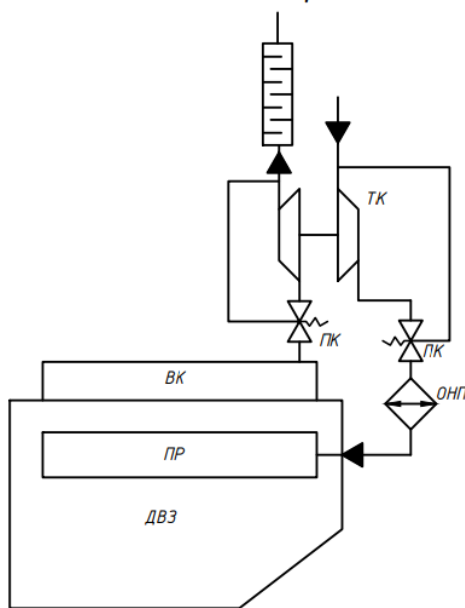


Рисунок 5.4.1 – Схема системи газообміну

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння; ПР – повітряний ресивер;

ВК – випускний колектор; ПК – перепускний клапан; Г – глушник;

ТК – турбокомпресор; ОНП – охолоджувач надувного повітря.

Колектор служить для забезпечення рівномірної подачі повітря у всі циліндри двигуна.

Повітроводи призначені для транспортування повітря.

Функціональна система газовідводу складається з таких підсистем: колекторів випускних, утилізаційних газових турбін, утилізаційних котлів (в випадку коли великий двигун і є місце і сенс його встановлювати), глушників шуму, газовідводів (трубопроводів).

Випускні колектори призначені для відводу із циліндрів відпрацьованих газів з максимально можливим збереженням їх енергії. При цьому вони повинні сприяти очистці циліндрів від остаточних газів.

Призначенням газових турбін є перетворення в крутний момент механічної енергії відпрацьованих в циліндрах газів.

Глушники шуму призначені для зниження шкідливої звукової дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

Газоходи служать для транспортування відпрацьованих газів.

Класифікація систем

Класифікація *системи повітропостачання*:

- По числу ступенів стискання повітря – одноступінчаста;
- По числу компресорів – однокompресорна;
- По числу теплообмінників і їх призначенню – в системі встановлений один охолоджувач;
- По способу зміни параметрів повітря, що поступає в циліндр – регульована з регулюванням тиску наддуву.

Класифікація *системи газовідводу*:

- По глибині утилізації тепла – з помірною утилізацією;
- По наявності глушників шуму – з глушниками шуму випуску.

Складові систем

На дизелі встановлений турбокомпресор, що використовує енергію відпрацьованих газів для наддуву повітря в циліндри двигуна. Турбокомпресор складається з відцентрового компресора і радіальної доцентрової турбіни.

Охолоджувач надувного повітря схематично нагадує радіатор, відміна лише в тому, що в ньому протікає повітря а не охолоджуюча рідина.

Глушник-іскрогасник (Рисунок 5.4.2) знижує шум, що виникає при виході відпрацьованих газів і гасить захоплені ними іскри. У середині корпусу глушника розташована перфорована труба, поєднана з корпусом розділовими перегородками, які утворюють три резонансні камери. У перфорованій трубі встановлений завихрювач (направляючий апарат), виконаний у вигляді поперечних перегородок з лопатями. Потік відпрацьованих газів, проходячи між лопатами завихрювача, отримує обертовий рух. Під дією відцентрових сил гарячі частки (іскри) притискаються до перфорованої труби і закидаються

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

в камери, а вільні від іскри газу через трубу надходять в атмосферу. Ефективність шумоглушення досягається за рахунок руху потоків відпрацьованих газів через завихрювач і резонансні камери.

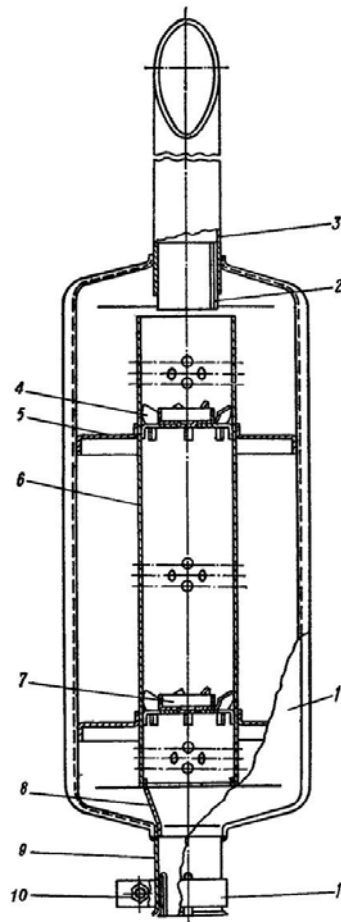


Рисунок 5.4.2 – Глушник

1 – корпус; 2 – пластина; 3 – труба; 4 – завихрювач; 5 – перегородка; 6 – труба резонатора; 7 – направляючий стакан; 8 – конусний патрубок; 9 – патрубок; 10 – хомут.

Утилізатори теплоти відхідних газів – в якості утилізатора теплоти виступає турбіна турбокомпресора, яка в принципі не утилізує відпрацьовані газу, а лише використовує їх енергію.

Випускний колектор виконаний у вигляді чавунної виливки з трьома фланцевими патрубками, з'єднаними з випускними каналами головки блоку циліндрів. У місцях з'єднання між фланцями і привалочною площиною

голівки встановлені прокладки з залізоазбестового полотна. Колектор за допомогою шпильок і гайок прикріплений до фрезерованою площині з правого боку головки блоку циліндрів. На іншому кінці випускного колектора передбачений фланець для установки перехідника. На оброблену циліндричну поверхню перехідника встановлюється і зміцнюється хомутом глушник.

Температурні компенсатори – призначені для компенсації температурних розширень. Найчастіше виконаний в виді гофри, може бути прорезиненим, або з пружних матеріалів.

Розрахунок системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{\text{вн}} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{\text{вз}}}{3600 \cdot c_{\text{вз}} \cdot p_2}$	0,023
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,280
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{\text{вз}} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{\text{вз}} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	45,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{\text{вз}} = 573 \dots 773$	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,199
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	137,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{\text{вз}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{вн}}}{\pi}}$	0,172

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Вже давно минули часи, коли людина використовувала прості інструменти праці, коли працівник був лише дешевою робочою силою без прав. У двадцятому столітті технічний прогрес набував обертів і тепер розвивається стрімкими темпами. Нові відкриття, наукові дослідження і їх практичне застосування – це реалії нашого часу.

З технічною революцією змінилося і ставлення до працівників. Тепер вони є важливим елементом виробництва, захищеним законом від будь-яких форм свавілля та порушень їх прав. Потенційні працівники повинні бути ознайомлені з умовами роботи, своїми правами та обов'язками, які вони мають виконувати.

Низка виробничих факторів у процесі виробництва впливають на фізичний, психологічний та соціальний стан працівника. Фізичний стан перш за все залежить від умов праці, таких як робоче середовище, освітлення, чистота та предмети, з якими взаємодіє працівник. Недостатність деяких факторів або надлишок інших може значно вплинути на фізичний стан працівника.

Оскільки робота є засобом самореалізації в суспільстві, психологічний стан працівника перш за все залежить від характеру його праці, відповідності умов праці його вимогам та відповіді його матеріальним потребам. Зміст роботи повинен задовольняти внутрішні потреби працівника.

Соціальний аспект умов праці визначається організацією праці і її характером. Він включає такі чинники, як ритм роботи, її одноманітність, постійність та працю в нічний час. У зв'язку зі зростанням швидкості і складності виробничих процесів збільшується навантаження на кожного працюючого. Це навантаження вимагає скорочення робочого часу, збільшення

часу для відпочинку та поліпшення умов дозвілля поза робочим місцем працівника.

Охорона праці включає комплекс заходів для створення нормальних і безпечних технічних і санітарно-гігієнічних умов під час виконання праці всіма працівниками. Основним законодавчим документом, що гарантує права громадян на безпечні і нешкідливі умови праці, є Конституція України. У статті 43 зазначено: "Кожен має право на працю, включаючи можливість заробляти собі на життя працею, яку він вільно обирає або на яку він вільно погоджується", і "Кожен має право на належні, безпечні і здорові умови праці, на заробітну плату, не нижчу від визначеної законом". Кожен працюючий також має право на відпочинок (стаття 45 Конституції України). Крім того, існують інші закони і положення, які регулюють умови праці, права та обов'язки працівників.

Охорона праці має взаємозв'язок з різними науковими галузями, такими як медицина, токсикологія, фізіологія, біологія, біохімія, хімія, механіка, електротехніка, фізика, психологія, епідеміологія та правознавство. Останнім часом з'явилась нова наука - ергономіка, яка вивчає методи взаємодії між технікою та людиною. Раніше вважалося, що людина повинна пристосовуватись до роботи, що навіть відображалося в термінах, наприклад, "адаптація на робочому місці". Ергономіка розробляє ефективні заходи для адаптації роботи до потреб людини, що ставить працівника в найсприятливіші умови для виконання функціональних завдань.

При експлуатації або виготовленні двигунів можуть існувати різноманітні потенційні небезпеки, які пов'язані з їхньою складною будовою, високими температурами та великими механічними навантаженнями. Ось деякі з них:

Пожежна небезпека: Робота двигунів часто супроводжується високими температурами і використанням горючих речовин, таких як паливо та мастила.

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Неналежна експлуатація, погане утримання або виробництво можуть спричинити загоряння або пожежу.

Вибухова небезпека: Деякі типи двигунів, зокрема з внутрішнім згорянням, використовують горючі гази та пари. При недоліках у конструкції або некоректному використанні можуть виникнути умови для вибуху, особливо у замкнутих або недостатньо провітрюваних приміщеннях.

Механічні травми: Двигуни мають велику кількість рухомих частин, які працюють під значними механічними навантаженнями і швидкостями. Неналежне обслуговування або ремонт може призвести до травмування персоналу через контакт з рухомими деталями.

Вплив хімічних речовин: Виробництво та експлуатація двигунів іноді пов'язані з роботою з токсичними хімічними речовинами, такими як охолоджуючі рідини, мастила, розчинники. Контакт з цими речовинами без належних заходів захисту може призвести до отруєння або інших негативних наслідків для здоров'я працівників.

Електрична безпека: Деякі типи двигунів, зокрема електричні, працюють під високою напругою та струмом. Неналежна ізоляція або некоректний монтаж може призвести до короткого замикання, ураження електричним струмом або пожежі.

Шум та вібрація: Експлуатація двигунів часто супроводжується значним рівнем шуму та вібрації. Довготривала експозиція таким умовам може викликати проблеми зі слухом, а також інші медичні проблеми серед працівників.

Для попередження цих небезпек часто встановлюються спеціальні заходи безпеки та охорони праці, які включаються в нормативно-правові акти, технічні стандарти та інструкції з безпеки. Вони орієнтовані на зниження ризику та мінімізацію можливих негативних наслідків для працівників, оточуючого середовища та майна.

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для уникнення небезпеки при обслуговуванні та експлуатації двигунів необхідно дотримуватись ряду важливих мір безпеки. Ось ключові аспекти:

Підготовка працівників: Всі працівники, які займаються обслуговуванням і експлуатацією двигунів, повинні мати необхідну кваліфікацію та інструктаж щодо правил безпеки. Це включає знання про правильні методи роботи, процедури аварійного випадку та знебезпечення, які можуть виникнути під час роботи з двигунами.

Особистий захист: Протягом роботи з двигунами обов'язково використовувати засоби індивідуального захисту (ЗІЗ), такі як захисні окуляри, відповідний одяг, захист від шуму та респіратори в разі роботи з хімічними речовинами.

Вентиляція і освітлення: Працююче середовище повинно мати достатню вентиляцію для відведення відпрацьованого повітря, газів або пилу, а також належне освітлення для покращення видимості та зменшення ризику нещасних випадків.

Перевірка перед використанням: Перед кожним використанням двигуна необхідно здійснювати перевірку на наявність механічних пошкоджень, неправильного підключення або інших проблем, які можуть призвести до аварій.

Заземлення: Для уникнення електричного ураження необхідно правильно заземлити всі електричні компоненти двигуна та дотримуватись електробезпечних стандартів.

Управління паливом та хімічними речовинами: Завжди дотримуйтеся інструкцій щодо правильного зберігання, використання та видалення палива, мастил, охолоджуючих рідин або інших хімічних речовин. Запобігайте їх потраплянню в очі, на шкіру або в дихальні шляхи.

Шум і вібрація: Для захисту від шкідливих впливів шуму і вібрації використовуйте захисні навушники та інші засоби захисту.

					КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Аварійне відключення: Перед обслуговуванням або ремонтом двигуна завжди переконайтеся, що він відключений від джерела живлення та всі енергетичні джерела скасовані.

Ці міри допомагають знизити ризик нещасних випадків та інших негативних наслідків, пов'язаних з експлуатацією та обслуговуванням двигунів. Вони є важливими для забезпечення безпеки працівників та збереження робочого середовища у належному стані.

					КРБ.142.2227ст.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В даній роботі розглянуто двигун типу 4ЧН10,8/12,5 та можливий варіант модернізації заводської системи повітропостачання, який встановлюється на автомобілі.

Розгляд двигуна полягало в детальному описі його конструкції і його основних частин, розрахунку його термодинамічного циклу і розрахунку динаміки, які показали високу ефективність, збалансованість, перспективність даного двигуна.

В 5 розділі було виконано розрахунок основних систем двигуна, розглянуто її принципові схеми і конструкції основних елементів. З розглянутих схем видно, що даний двигун досить немеханізований і може бути набагато вдосконаленішим, але в даній роботі вдосконалення систем двигуна не розглядалося.

В окремому розділі дипломної роботи розглянуто і розраховано більш потужний турбокомпресор в порівнянні з заводським.

Запропоновано встановити турбокомпресор для підвищення тиску наддуву з 0,16 до 0,25 МПа. Розрахунок робочого циклу двигуна з урахуванням виконаної модернізації встановив, що запропонована модернізація системи повітропостачання двигуна-прототипу сприятиме значному поліпшенню його експлуатаційних показників.

Також, важливо зазначити, що дана модернізація двигуна-прототипу не призведе до значної зміни його масо-габаритних показників.

В розділі «Охорона праці» були розглянуті основні небезпечні ситуації при виробленні двигуна і його експлуатації і приведені відповідні інструкції для уникнення небезпечних ситуацій.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, турбокомпресор, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна типу 4ЧН10,8/12,5.

					<i>КРБ.142.2227см.24.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах / за редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. 493 с.
3. Challen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second edition Butter-worth-Heinemann, 1999. – 675 p.
4. Lakshminarayanan P. A., Avinash Kumar Agarwal. Design and Development of Heavy Duty Diesel Engines. Springer, 2020. – 912 p10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.
5. Транспортні енергетичні установки : навч. посіб. / О. М. Артюх та ін. Запо-ріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 264 с.
6. Grieshabe, H., Raatz, T. (2014). Basic principles of the diesel engine. In: Reif, K. (eds) Diesel Engine Management. Bosch Professional Automotive Information. Springer Vieweg, Wiesbaden. https://doi.org/10.1007/978-3-658-03981-3_3.
7. Bennett S. Modern Diesel Technology: Light Duty Diesels. New York: Delmar, 2012. – 412 p.
8. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. – 332 с.