

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.

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 31/43 (Wartsila 8V31SG)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти

В. Ф. Лесиганич

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Лесиганичу Віталію Федоровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок допоміжного суднового двигуна типу 8ЧН 31/43
(Wartsila 8V31SG)

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 – Wartsila 8V31SG, потужність двигуна
– 4400 кВт; частота обертання колінчатого валу – 750 хв⁻¹; ПК – 3,8; паливо –
природний газ

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 8ЧН 31/43; Розрахунок робочого циклу двигуна
8ЧН 31/43; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект відцентрового
турбокомпресора системи повітропостачання; Розрахунок систем двигуна 8ЧН
31/43; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Двигун 8ЧН 31/43; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Відцентровий
турбокомпресор системи повітропостачання; Схеми систем двигуна 8ЧН 31/43

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)

 (прізвище та ініціали)

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 4400 кВт та 750 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 8ЧН 31/43 (Wartsila 8V31SG).

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

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 63 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, паливо, відцентровий турбокомпресор, система повітропостачання.

The qualification work presents the results of the calculation of a marine internal combustion engine with a capacity of 4400 kW and 750 rpm. The 8ЧН31/43 engine (Wartsila 8V31SG) was chosen as the base engine.

In this paper, we calculated the engine duty cycle and dynamic loads and designed centrifugal turbocharger of the air conditioning system. The main engine systems and their elements are calculated. Measures to ensure labor protection are presented.

The qualification work is written in Ukrainian on 63 calculation and explanatory notes pages. 10 sources were used. The graphic part is presented in 4 drawings in A1 format.

Keywords: internal combustion engine, fuel, centrifugal turbocharger, air conditioning system.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 8ЧН 31/43.....	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 8ЧН 31/43.....	11
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	11
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна...	12
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	13
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	15
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	21
Розділ 4. Проект відцентрового турбокомпресора системи повітропостачання.....	26
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 8ЧН 31/43.....	37
5.1 Паливна система.....	37
5.2 Система змащення.....	41
5.3 Система охолодження.....	45
5.4 Системи повітропостачання і газовідводу.....	48
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	52
Висновки.....	58
Список використаної літератури.....	59
Додаток А. Двигун 8ЧН 31/43.....	60
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	61
Додаток В. Відцентровий турбокомпресор системи повітропостачання.....	62
Додаток Г. Схеми систем двигуна 8ЧН 31/43.....	63

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння відіграють ключову роль у забезпеченні енергією різних видів транспорту, включаючи автомобілі, потяги та літаки. Концепція двигунів внутрішнього згоряння виникла більше ста років тому і з тих пір зазнала значних удосконалень, що призвело до підвищення ефективності та продуктивності.

Одним із важливих застосувань двигунів внутрішнього згоряння є морська промисловість. Суднові двигуни необхідні для живлення кораблів і сприяння морській діяльності, такій як перевезення вантажів, риболовля та навіть морське спостереження. Конструкція та функціональність морських двигунів внутрішнього згоряння з часом розвивалися, нові моделі мають вищу вихідну потужність та енергоефективність, що дозволяє суднам долати більші відстані та працювати економніше.

На додаток до таких видів палива, як дизель і бензин, деякі морські двигуни внутрішнього згоряння також використовують альтернативні джерела енергії. Наприклад, двигуни, що працюють на зрідженому природному газі (СПГ), стають все більш поширеними завдяки меншим викидам і підвищеній ефективності.

Глибоке розуміння морських двигунів внутрішнього згоряння має вирішальне значення для тих, хто працює в морській галузі. Сюди входять моряки, інженери та механіки, яким необхідно обслуговувати та ремонтувати ці двигуни, щоб забезпечити їхню оптимальну роботу. Однак знання цих двигунів також може бути корисним для осіб, які мають загальний інтерес до морських технологій і транспорту.

Згідно із завданням до кваліфікаційної роботи необхідно розрахувати сучасний 4-тактний судновий середньообертовий дизельний двигун. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 8ЧН 31/43 (Wartsila 8V31SG).

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ЧН 31/43

8ЧН 31/43 (рис.1.1) – V-подібний, тронковий, чотиритактний газовий двигун з газотурбінним наддувом (з постійним тиском газів перед турбіною), діаметр циліндра якого 310 мм та ходом поршня 430 мм. Частота обертання колінчастого валу становить 750 об/хв.

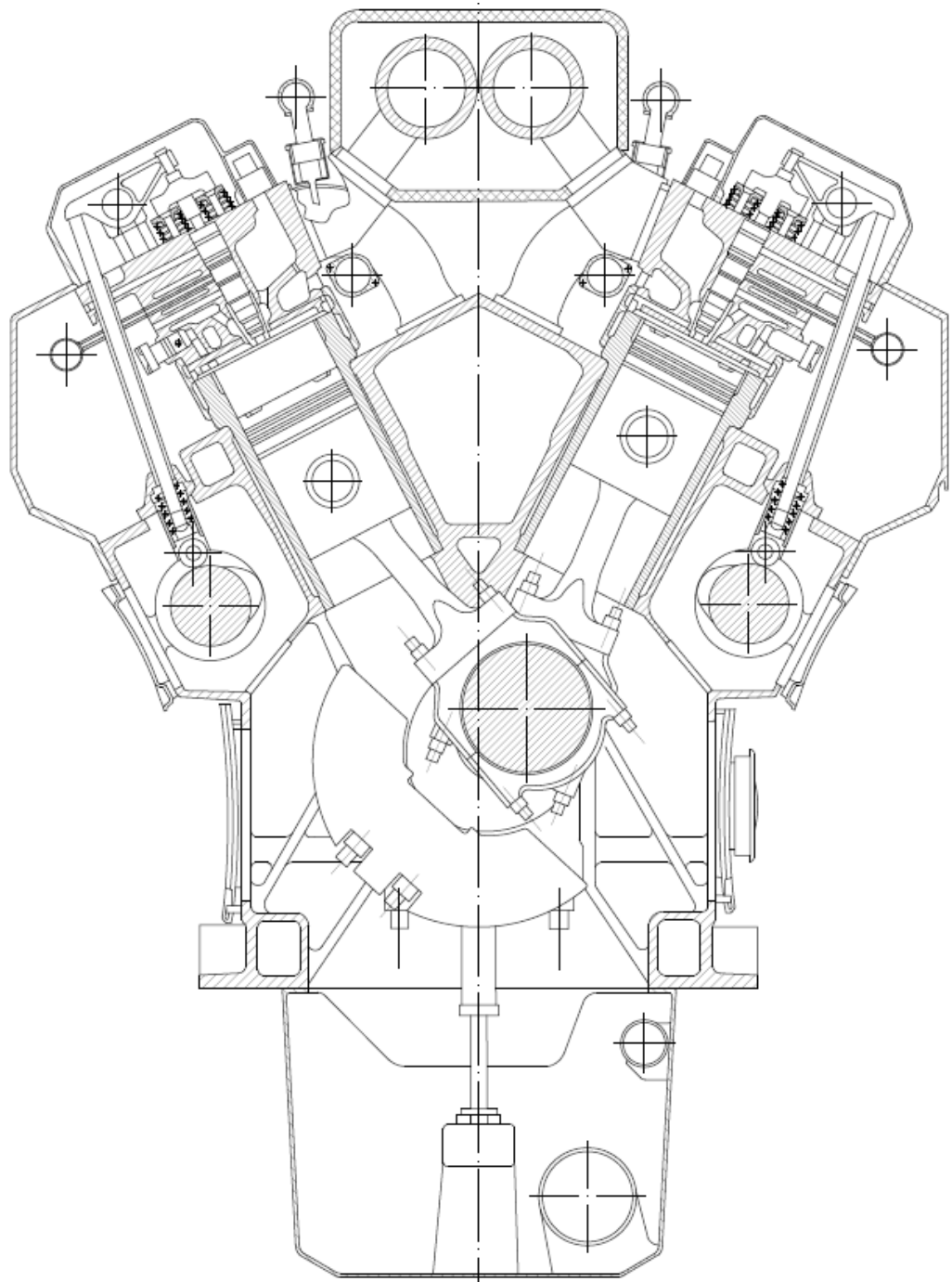


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 8ЧН31/43

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

Рама двигуна (рис.1.2) виготовлена з чавуну з кулястим графітом, відлитий як одна деталь для всіх циліндрів і підтримує колінчастий вал, що знаходиться під ним. Блок має жорстку та міцну конструкцію, яка поглинає внутрішні сили, а також забезпечує стійке встановлення двигуна без проміжних фундаментів. У ньому передбачені магістральні та бічні канали для води та наддувочного повітря. Крім того, в блок двигуна вбудовані корпуси підшипників розподільного валу. Двигуни оснащені запобіжними клапанами вибуху картера з полум'ягасниками.

Кришки корінних підшипників, виготовлені з чавуну з кулястим графітом, закріплені знизу двома гвинтами з гідравлічним натягом. Вони направляються блоком двигуна в бічному і вертикальному напрямках. Горизонтальні бічні гвинти з гідравлічним натягом на нижній направляючій забезпечують дуже жорстку фіксацію підшипникового вузла колінчастого вала.

Гідравлічний домкрат, встановлений в масляному піддоні, дозволяє опускати і піднімати кришки корінних підшипників, наприклад, для огляду підшипників. Мاستило підводиться до підшипників через цей домкрат.

Масляний піддон, легка зварна конструкція, встановлюється на блок двигуна знизу.

Болти кріплення двигуна гідравлічно затягуються для полегшення встановлення двигуна як на жорсткі, так і на пружні фундаменти.



Рисунок 1.2 – Рама двигуна

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кришка циліндрів (рис.1.3) виготовлена з сірого чавуну. Термонавантажена полум'яна пластина ефективно охолоджується охолоджувальною водою, що ведеться від периферії радіально до центру голови.

Мости між клапанами просвердлені канали охолодження для забезпечення найкращої тепловіддачі. Механічне навантаження сприймає міцна проміжна дека, яка разом з верхньою палуба і бічні стінки утворюють коробчасту секцію, в чотирьох кутах якої встановлено гідравлічний механізм розташовані затягнуті болти головки блоку циліндрів. Сідла випускних клапанів охолоджуються безпосередньо водою.

Кільця сідла клапана виготовлені зі спеціального легованого чавуну з хорошою зносостійкістю. Впускні клапани мають сідла зі стелітовим покриттям грані та хромовані ніжки. Усі клапани оснащені ротаторами клапанів.



Рисунок 1.3 – Кришка циліндру

Втулка циліндра (рис.1.4) виготовлені за допомогою відцентрового лиття зі спеціального сплаву сірого чавуну, розробленого для зносостійкості та високої міцності. Охолоджуюча вода розподіляється по верхній частині вкладишів з водорозподільними кільцями. Нижня частина вкладиша суха.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для усунення ризику полірування отвору вкладиш оснащений антиполіруючим кільцем.



Рисунок 1.4 – Втулка циліндру

Поршень (рис.1.5) композитної конструкції з чавунною спідницею і сталевим вінцем. Спідниця поршня змащується під тиском, що забезпечує добре контрольований потік мастила до гільзи циліндра при будь-яких умовах експлуатації. Масло подається через шатун в камери охолодження поршня. Поршневе охолодження працює за принципом взбовтування.



Рисунок 1.5 – Поршень

Шатун (рис.1.6) виготовлений з кованої легованої сталі. Усі шпильки шатунів затягуються гідравлічно. Масло надходить до підшипника поршневого пальця та поршня через отвір у шатуні. Конструкція шатуна складається з трьох

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

частин, що забезпечує мінімальну висоту демонтажу і дозволяє демонтувати поршень без відкриття підшипника.



Рисунок 1.6 – Шатун

Поршневі кільця (рис.1.7) розташовані у коронці поршня і складається з двостороннього компресійного кільця та одне підпружинене маслоскребкове кільце. Ходова поверхня компресійних кілець мають хромокерамічне покриття.



Рисунок 1.7 – Поршневі кільця

Колінчастий вал викований з цільним і встановлений на блоці двигуна в підвісці. Шатуни на одному кривошипі V-подібного двигуна розташовані пліч-о-пліч у порядку для досягнення стандартизації між рядними та V-подібними двигунами. Колінчастий вал повністю збалансований для протидії навантаженню підшипників від ексцентричних мас. Якщо необхідно, він забезпечений гасником крутильних коливань на вільному кінці двигуна

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розподільний вал приводяться в рух колінчастим валом через зубчасту передачу.

Кулачки інтегровані в кований матеріал валу. Шийки підшипників виготовлені в окремі деталі, які кріпляться до деталей розподільного вала за допомогою фланцевих з'єднань. Корпуси підшипників вбудовані в блок двигуна і, таким чином, повністю закриті. Підшипники встановлюються і знімаються за допомогою гідравлічного інструменту. Кришки розподільних валів, по одному на кожен циліндр, ущільнення до блоку двигуна за допомогою закритого профілю ущільнювального кільця.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ЧН 31/43

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. У розрахунковому циклі:

- змінюється кількість робочого тіла під час згоряння палива, склад робочого тіла (співвідношення між чистими продуктами згоряння і повітрям), термодинамічні властивості робочого тіла;
- хімічна енергія палива виділяється не миттєво через кінцеву швидкість згоряння і дисоціацію продуктів згоряння;
- у процесі розширення відбувається догоряння палива та асоціація продуктів згоряння;
- робоче тіло має змінні теплоємності, які залежать від складу газів і температури газів;
- є теплові втрати та аеродинамічні втрати під час наповнення циліндра повітрям.

В кваліфікаційній роботі використовується відносно проста методика теплового розрахунку, Гриневецького-Мазинга

На основі його метода можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому. Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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 програми Mathcad.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (за найгірших умов експлуатації).

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, швидкохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу $\varepsilon = 12$.

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 $\alpha = 1,729$.

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

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ζ_z), та в точці b (ζ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

двигунів, близьких до проектованого. Для СОД ці коефіцієнти лежать у межах:
 $\xi_z = 0,85 \dots 0,95$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,97$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,277$

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К

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

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{охл}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{охл} = 0,002$

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на газоподібне паливо:

$C = 0,753$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,247$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки

$O = 0$ кг – кількість кисню.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 45200$ (кДж/кг).

2.3 Розрахунок робочого циклу

Розрахунок робочого циклу розрахований в програмі Mathcad, результати якого представлені у табл. 2.1

Таблиця 2.1 – Розрахунок робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Температура повітря за компресором	T_k	К	460,973
Температура повітря в ресивері	T_s	К	326,595
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	362,11

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,383
Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,368
Коефіцієнт наповнення	η_n	-	0,908
Показник політропи стиснення	n_1	-	1,37
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	11,054
Температура в кінці стиснення	T_c	К	907,355
Дійсна кількість повітря для згорання	L	кмоль/кг	1,025
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	-	1,0602
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	-	1,0579
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z	-	0,969
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z	-	1,056
Максимальна температура згорання	T_z	К	$2.09 \cdot 10^3$
Максимальний тиск згорання	P_z	МПа	14,113
Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,906
Ступінь подальшого розширення	δ	-	6,297
Показник політропи розширення	n_2	-	1,259
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	$1,298 \cdot 10^3$
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,392
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	3,108
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	3,045
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,177
Індикаторний ККД	η_i	-	0,45
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,271
Ефективний ККД	η_e	-	0,401
Питома ефективна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,1988
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	$4,402 \cdot 10^3$
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	6,322
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	6,565
Тиск газів перед турбіною	P_r	МПа	0,238
Температура газів	T_t	К	902,334
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	0,938
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	296,014
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t	-	1,364
Дійсна ступінь підвищення тиску у компресорі	Π_k	-	3,801
Розрахунковий тиск надуву	P_{kd}	МПа	0,3851

2.4 Розрахунок та побудова основних робочих індикаторних діаграм двигуна

Розрахункові індикаторні діаграми будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ці діаграми є вхідними даними для динамічного розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграм виконують аналітичним способом, так як графічні методи дають великі похибки.

Для діаграми $P - V$ обчислюють за такими формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z * \rho^{n_2}}{\left(V/V_c\right)^{n_2}}$$

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

Для $T - V$ обчислюють за такими формулами:

– для процесу стиснення:

$$T = \frac{T_c}{\left(V/V_c\right)^{n_1-1}}$$

– для процесу розширення:

$$T = \frac{T_z * \rho^{n_2-1}}{\left(V/V_c\right)^{n_2-1}}$$

Для $T - S$ діаграми ентропія S обчислюється наступним чином:

$$S = C_{vm} + R * \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R * \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

Де C_{vm} – Питома ізохорна мольна теплоємність робочого тіла. В нашому випадку вона не є постійною, оскільки ця величина отримується з теплоємностей робочого тіла та температури кожної окремої точки роботи.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми використовувалися вхідні дані, представлені в табл 2.2

Таблиця 2.2 – Вхідні дані для побудови діаграм

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ступінь стиснення	ε	-	12
Показник політропи стиснення	n_1	-	1,37
Показник політропи розширення	n_2	-	1,259
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	-	1,277
Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,906
Тиск в кінці наповнення	p_a	Мпа	0,368
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	362,11
Коефіцієнт молекулярної зміни	β_z	-	1,056
коефіцієнти газу в кінці стиснення	a_{vc}	-	19,287
	b_c	-	0,002524
коефіцієнти газу у точці z	a_{vz}	-	19,97246
	b_z	-	0,00315
коефіцієнти газу в точці b	a_{vb}	-	19,99292
	b_b	-	0,003166
Тиск навколишнього середовища	p_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	273
Газова стала	R	кДж/(кмоль*К)	8,3144

Таблиця та індикаторна діаграма для спрощення побудови були зроблені в середовищі Excel. Результати розрахунків представлені в табл. 2.3 та на рис. 2.1 – 2.3.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	p	T	$c_{vm}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$s, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$
1	14,142	1159,622	23,625	5,133
1	13,631	1117,699	23,493	4,077
1	13,120	1075,776	23,361	2,998
1	12,608	1033,853	23,229	1,894
1	12,097	991,929	23,097	0,762
1	11,586	950,006	22,965	-0,400
1	11,075	908,083	22,833	-1,596
1,224	8,391	842,524	21,414	-3,222
1,449	6,663	791,649	21,285	-3,293
1,673	5,470	750,563	21,181	-3,335
1,898	4,603	716,406	21,095	-3,358
2,122	3,950	687,378	21,022	-3,369
2,347	3,441	662,277	20,959	-3,371
2,571	3,037	640,267	20,903	-3,367
2,796	2,708	620,743	20,854	-3,359
3,020	2,436	603,256	20,810	-3,348
3,245	2,208	587,464	20,770	-3,334
3,469	2,015	573,102	20,734	-3,319
3,694	1,849	559,960	20,700	-3,302
3,918	1,705	547,869	20,670	-3,285
4,143	1,580	536,691	20,642	-3,267
4,367	1,470	526,314	20,615	-3,248
4,592	1,372	516,643	20,591	-3,230
4,816	1,285	507,599	20,568	-3,211
5,041	1,208	499,115	20,547	-3,191
5,265	1,138	491,133	20,527	-3,172
5,490	1,074	483,604	20,508	-3,153
5,714	1,017	476,485	20,490	-3,134
5,939	0,965	469,740	20,473	-3,115
6,163	0,917	463,335	20,456	-3,096
6,388	0,873	457,243	20,441	-3,077
6,612	0,833	451,436	20,426	-3,059
6,837	0,795	445,894	20,412	-3,040
7,061	0,761	440,595	20,399	-3,022
7,286	0,729	435,523	20,386	-3,004
7,510	0,699	430,660	20,374	-2,986
7,735	0,672	425,992	20,362	-2,969
7,959	0,646	421,506	20,351	-2,951
8,184	0,622	417,191	20,340	-2,934
8,408	0,599	413,034	20,329	-2,917

8,633	0,578	409,027	20,319	-2,900
8,857	0,558	405,160	20,310	-2,884
9,082	0,539	401,425	20,300	-2,867
9,306	0,521	397,815	20,291	-2,851
9,531	0,505	394,322	20,282	-2,835
9,755	0,489	390,940	20,274	-2,819
9,980	0,474	387,663	20,265	-2,804
10,204	0,460	384,485	20,257	-2,788
10,429	0,446	381,402	20,250	-2,773
10,653	0,433	378,408	20,242	-2,758
10,878	0,421	375,499	20,235	-2,743
11,102	0,409	372,672	20,228	-2,728
11,327	0,398	369,922	20,221	-2,714
11,551	0,388	367,245	20,214	-2,700
11,776	0,378	364,639	20,207	-2,685
12,000	0,368	362,100	21,139	-2,406
12,000	0,573	549,606	21,733	6,613
12,000	0,779	737,112	22,327	13,477
12,000	0,984	924,617	22,920	19,200
12,000	1,189	1112,123	23,514	24,225
12,000	1,395	1299,629	24,108	28,786
11,798	1,425	1305,352	24,126	28,780
11,596	1,456	1311,201	24,144	28,773
11,394	1,489	1317,178	24,163	28,767
11,192	1,523	1323,291	24,182	28,760
10,991	1,558	1329,544	24,202	28,754
10,789	1,595	1335,943	24,223	28,749
10,587	1,633	1342,495	24,243	28,743
10,385	1,673	1349,207	24,265	28,738
10,183	1,715	1356,084	24,286	28,733
9,981	1,759	1363,135	24,309	28,728
9,779	1,805	1370,368	24,332	28,724
9,577	1,853	1377,792	24,355	28,720
9,376	1,903	1385,415	24,379	28,716
9,174	1,956	1393,248	24,404	28,713
8,972	2,011	1401,301	24,429	28,711
8,770	2,070	1409,585	24,456	28,709
8,568	2,132	1418,113	24,483	28,707
8,366	2,197	1426,898	24,510	28,706
8,164	2,265	1435,954	24,539	28,705
7,962	2,338	1445,296	24,569	28,706
7,761	2,414	1454,942	24,599	28,707

7,559	2,496	1464,908	24,631	28,708
7,357	2,582	1475,215	24,663	28,711
7,155	2,675	1485,885	24,697	28,715
6,953	2,773	1496,941	24,732	28,719
6,751	2,877	1508,408	24,769	28,725
6,549	2,990	1520,316	24,806	28,732
6,347	3,110	1532,695	24,845	28,741
6,145	3,239	1545,579	24,886	28,751
5,944	3,378	1559,008	24,929	28,762
5,742	3,528	1573,024	24,973	28,776
5,540	3,691	1587,675	25,019	28,791
5,338	3,867	1603,013	25,068	28,809
5,136	4,060	1619,100	25,119	28,830
4,934	4,270	1636,003	25,173	28,853
4,732	4,501	1653,800	25,229	28,880
4,530	4,755	1672,580	25,288	28,910
4,329	5,035	1692,444	25,351	28,944
4,127	5,347	1713,510	25,418	28,983
3,925	5,696	1735,915	25,489	29,027
3,723	6,088	1759,821	25,565	29,078
3,521	6,530	1785,416	25,646	29,136
3,319	7,034	1812,930	25,733	29,202
3,117	7,613	1842,635	25,827	29,278
2,915	8,282	1874,867	25,929	29,366
2,714	9,065	1910,039	26,040	29,468
2,512	9,992	1948,670	26,162	29,587
2,310	11,104	1991,423	26,298	29,727
2,108	12,459	2039,160	26,449	29,893
1,906	14,142	2093,030	26,566	29,983
1,755	14,142	1937,462	26,075	26,329
1,604	14,142	1781,894	25,585	22,531
1,453	14,142	1626,326	25,095	18,560
1,302	14,142	1470,758	24,605	14,375
1,151	14,142	1315,190	24,115	9,925
1,000	14,142	1159,622	23,625	5,133

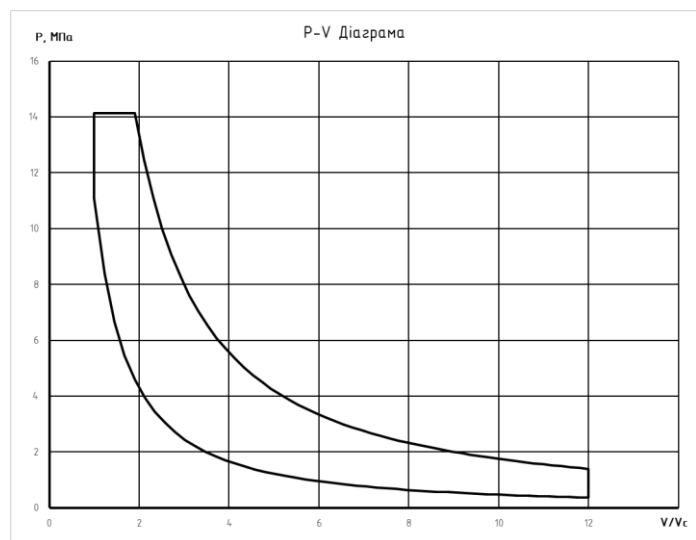


Рисунок 2.1 – Індикаторна Р – V діаграма

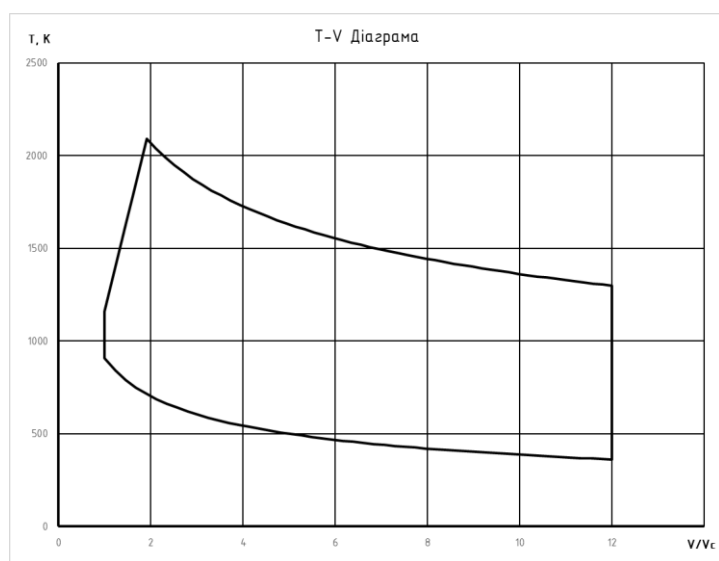


Рисунок 2.2 – Індикаторна Т – V діаграма

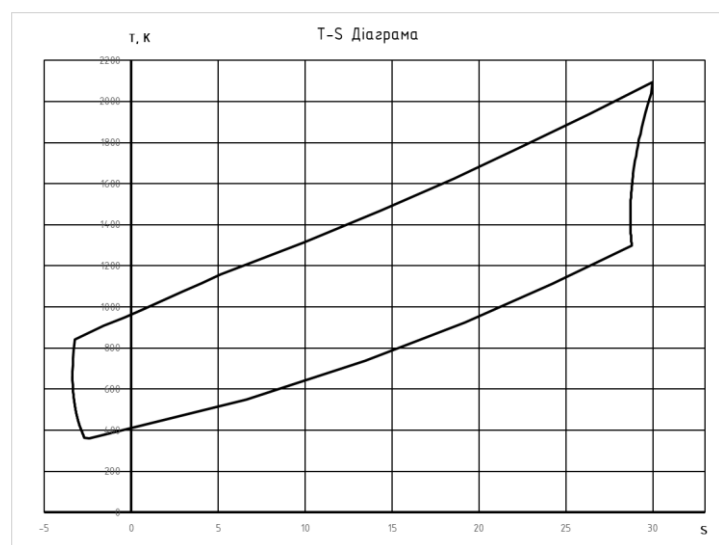


Рисунок 2.3 – Індикаторна Т – S діаграма

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ

Аркуш

20

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

3.1 Дінамічний розрахунок двигуна

Діаграми динаміки будуються задля визначення сил у КШМ на будь-якому куті обертання колінчастого валу. Ці діаграми потім застосовують при розрахунках на міцність основних деталей КШМ, а також для розрахунків на врівноваженість. Діаграми будуються на підставі розрахунку робочого циклу та з урахуванням зміни дії визначених сил під час руху колінчастого валу. Сили, що діють у КШМ, поділяються на: P_r – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, $P_{дв}$ – рушійна сила, N – нормальна сила, що діє перпендикулярно до осі циліндра і притискає поршень до втулки, Q – сила, що діє по осі шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу (див. рис. 3.1).

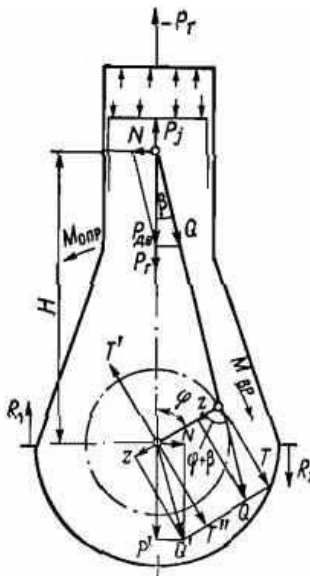


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

Динамічний розрахунок можна виконати двома способами: графічним або аналітичним. Аналітичний спосіб забезпечує більшу точність, ніж графічний, проте потребує значних витрат часу без використання комп'ютерної техніки,

					<i>КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ</i>	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

оскільки значення кожної сили, що діє в кривошипно-шатунному механізмі треба визначити багаторазово залежно від кута повороту колінчастого вала.

У таблиці 3.1. представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 3.2, 3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.2 – 3.4.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Параметр	Роз.	Поз.	Знач.
Діаметр поршня	м	D	0,31
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	750
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	14,113
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,368
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,38
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,238
Кривошипно-шатуне відношення	-	λ	0,26
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	120
Радіус кривошипа	м	r	0,215
Ступінь стиснення	-	ε	12
Показник політропи стиснення	-	n ₁	1,37
Показник політропи розширення	-	n ₂	1,259
Ступінь попереднього розширення	-	ρ	1,906

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	S	P _r	P _j	P _{dv}	N	Q	Z	T
0	0	0,380	-2,655	-2,275	0,000	-2,275	-2,275	0,000
15	0,005	0,380	-2,510	-2,130	-0,144	-2,135	-2,020	-0,690
30	0,020	0,380	-2,099	-1,719	-0,225	-1,734	-1,376	-1,054
45	0,043	0,380	-1,490	-1,110	-0,206	-1,129	-0,639	-0,931
60	0,072	0,380	-0,780	-0,400	-0,092	-0,410	-0,121	-0,392
75	0,104	0,380	-0,071	0,309	0,079	0,319	0,003	0,319
90	0,137	0,380	0,548	0,928	0,247	0,960	-0,247	0,928
105	0,167	0,380	1,020	1,400	0,359	1,445	-0,709	1,259
120	0,192	0,380	1,328	1,708	0,391	1,752	-1,193	1,283
135	0,213	0,380	1,490	1,870	0,348	1,902	-1,568	1,077
150	0,228	0,380	1,551	1,931	0,252	1,948	-1,799	0,747

165	0,237	0,380	1,561	1,941	0,131	1,946	-1,909	0,376
180	0,240	0,368	1,560	1,928	0,000	1,928	-1,928	0,000
195	0,237	0,374	1,561	1,935	-0,130	1,939	-1,903	-0,375
210	0,228	0,393	1,551	1,944	-0,254	1,961	-1,811	-0,752
225	0,213	0,428	1,490	1,918	-0,357	1,951	-1,609	-1,104
240	0,192	0,487	1,328	1,814	-0,416	1,861	-1,267	-1,363
255	0,167	0,582	1,020	1,602	-0,411	1,654	-0,811	-1,441
270	0,137	0,739	0,548	1,287	-0,342	1,332	-0,342	-1,287
285	0,104	1,010	-0,071	0,939	-0,241	0,969	0,010	-0,969
300	0,072	1,508	-0,780	0,728	-0,167	0,747	0,220	-0,714
315	0,043	2,494	-1,490	1,004	-0,187	1,021	0,578	-0,842
330	0,020	4,545	-2,099	2,446	-0,320	2,467	1,959	-1,500
345	0,005	8,291	-2,510	5,781	-0,390	5,794	5,483	-1,872
360	0	11,075	-2,655	8,419	0,000	8,419	8,419	0,000
375	0,005	14,113	-2,510	11,603	0,782	11,629	11,005	3,758
390	0,020	14,024	-2,099	11,925	1,559	12,026	9,548	7,313
405	0,043	8,080	-1,490	6,589	1,225	6,702	3,793	5,526
420	0,072	5,088	-0,780	4,308	0,987	4,419	1,299	4,224
435	0,104	3,520	-0,071	3,449	0,885	3,560	0,038	3,560
450	0,137	2,641	0,548	3,189	0,848	3,300	-0,848	3,189
465	0,167	2,120	1,020	3,140	0,806	3,242	-1,591	2,825
480	0,192	1,799	1,328	3,127	0,716	3,208	-2,184	2,350
495	0,213	1,599	1,490	3,090	0,574	3,142	-2,591	1,778
510	0,228	1,478	1,551	3,029	0,396	3,055	-2,821	1,172
525	0,237	1,413	1,561	2,974	0,200	2,980	-2,924	0,576
540	0,240	1,392	1,560	2,951	0,000	2,951	-2,951	0,000
555	0,237	0,238	1,561	1,799	-0,121	1,803	-1,769	-0,349
570	0,228	0,238	1,551	1,789	-0,234	1,804	-1,666	-0,692
585	0,213	0,238	1,490	1,728	-0,321	1,758	-1,449	-0,995
600	0,192	0,238	1,328	1,566	-0,359	1,606	-1,093	-1,177
615	0,167	0,238	1,020	1,258	-0,323	1,299	-0,637	-1,132
630	0,137	0,238	0,548	0,786	-0,209	0,813	-0,209	-0,786
645	0,104	0,238	-0,071	0,167	-0,043	0,172	0,002	-0,172
660	0,072	0,238	-0,780	-0,542	0,124	-0,556	-0,163	0,531
675	0,043	0,238	-1,490	-1,252	0,233	-1,274	-0,721	1,050
690	0,020	0,238	-2,099	-1,861	0,243	-1,877	-1,490	1,141
705	0,005	0,238	-2,510	-2,272	0,153	-2,277	-2,155	0,736
720	0	0,238	-2,655	-2,417	0,000	-2,417	-2,417	0,000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

j°	T _Σ								T _Σ	T ^{cp} _Σ
	Номер циліндра									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,000	0,928	0,000	-1,287	0,000	3,189	0,000	-0,786	2,04	4,53
15	-0,690	1,259	-0,375	-0,969	3,758	2,825	-0,349	-0,172	5,29	4,53
30	-1,054	1,283	-0,752	-0,714	7,313	2,350	-0,692	0,531	8,27	4,53
45	-0,931	1,077	-1,104	-0,842	5,526	1,778	-0,995	1,050	5,56	4,53
60	-0,392	0,747	-1,363	-1,500	4,224	1,172	-1,177	1,141	2,85	4,53
75	0,319	0,376	-1,441	-1,872	3,560	0,576	-1,132	0,736	1,12	4,53
90	0,928	0,000	-1,287	0,000	3,189	0,000	-0,786	0,000	2,04	4,53
									27,17	

Зміна сил Pr, Pj, Pdv від кута повороту колінчастого валу

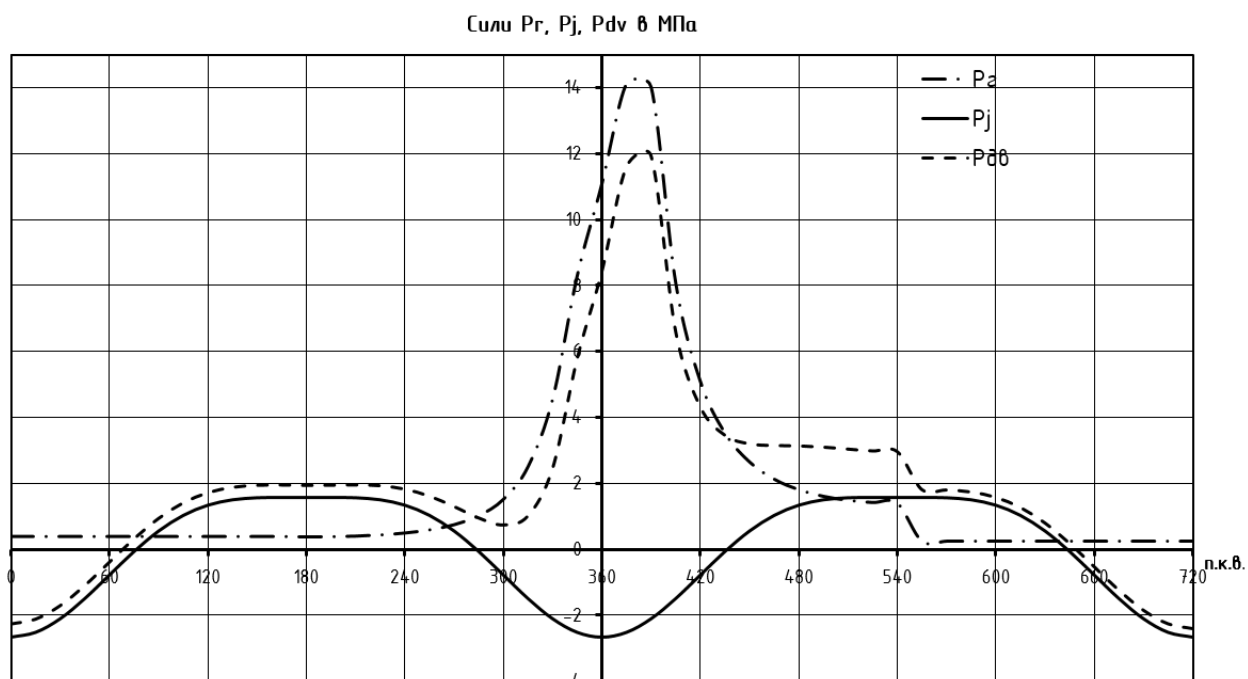


Рисунок 3.2 – Зміна сил Pr, Pj, Pdv від кута повороту колінчастого валу

Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

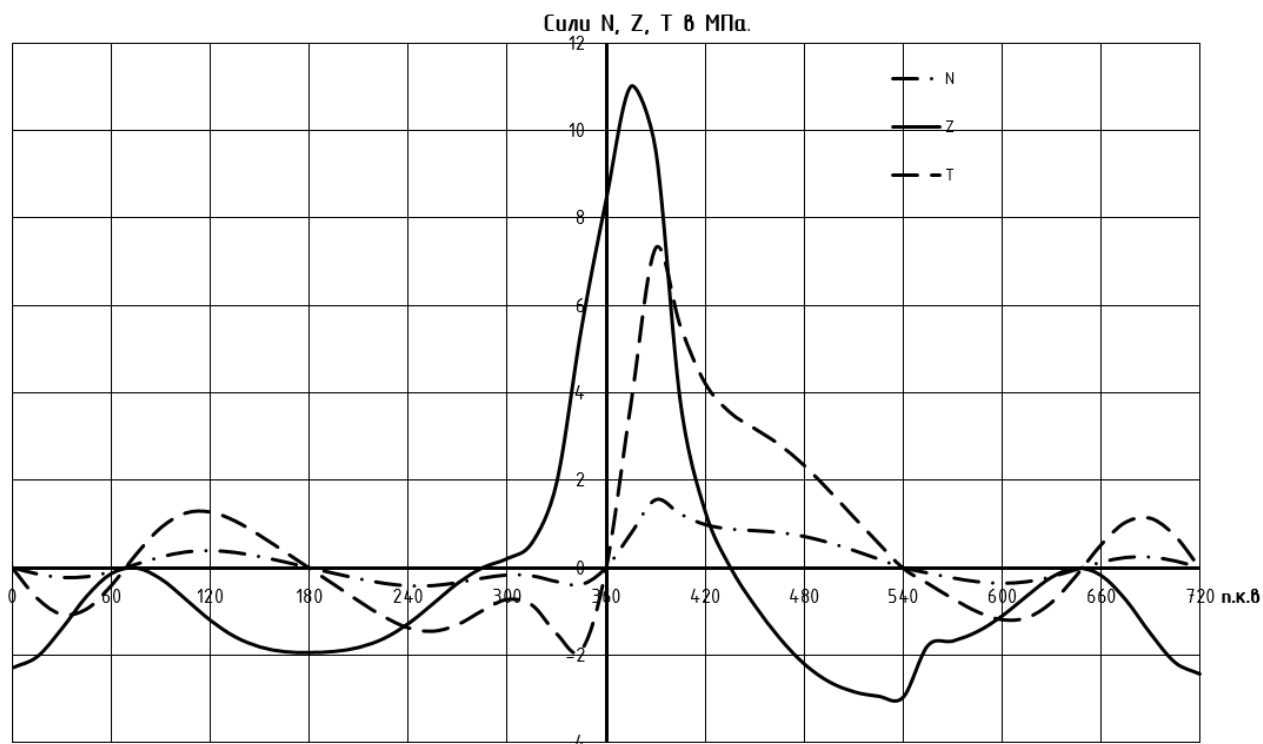


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

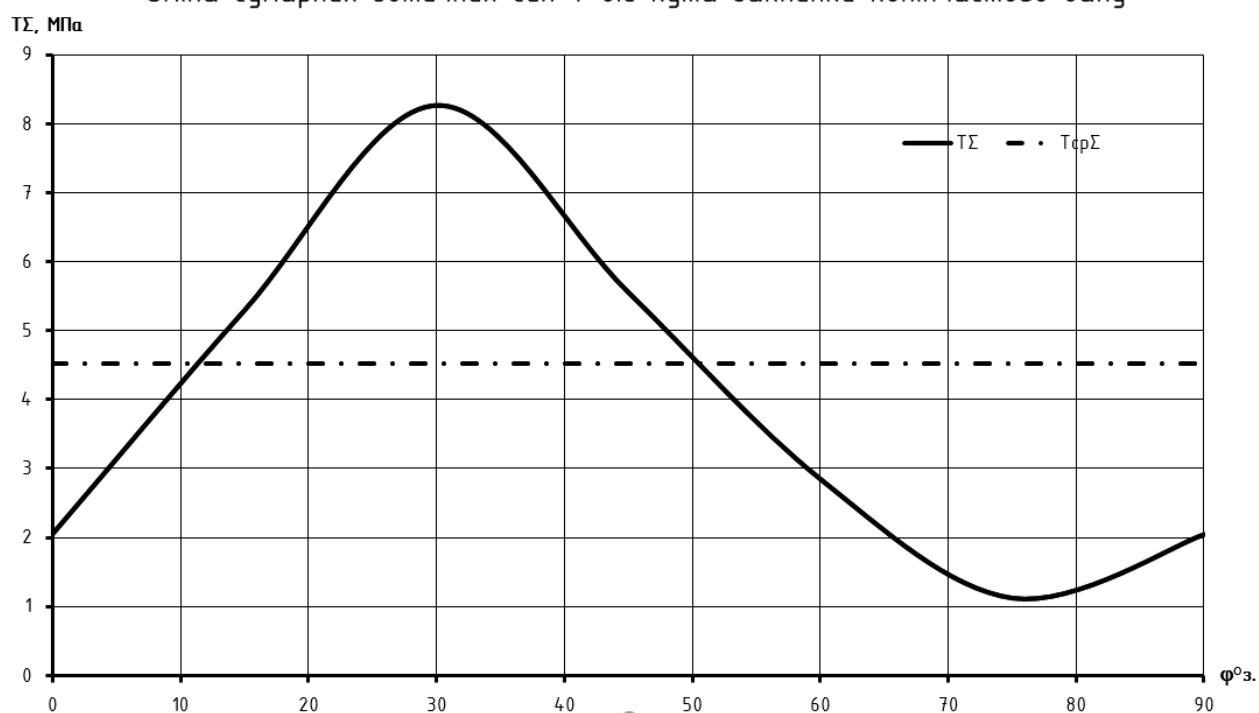


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ

Аркуш

25

РОЗДІЛ 4
ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА СИСТЕМИ
ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ

Проектування проточної частини компресору для наддуву двигуна виконувалося за такими параметрами: тип двигуна: 8ЧН 31/43 при 750 об/хв;

$$P_k = 3,8$$

Основні параметри двигуна які потрібні для розрахунку проточної системи компресору:

Об'ємний розхід повітря який рахується за такою формулою

$$Q = G * R * T_0 / P_0$$

Де G – масовий розхід повітря, R – газова стала, T_0 – температура навколишнього середовища, P_0 – тиск навколишнього середовища. Всі дані беруться з другого розділу, підставивши їх ми отримаємо наш об'ємний розхід повітря.

Потужність двигуна та середній ефективний тиск також беремо з другого розділу. Але з деяких причин спочатку я розраховував проточну частину турбокомпресора, а потім цикл двигуна, тому в якості даних будуть використовуватися ті що були пораховані першими. Отже для розрахунку проточної частини ми маємо:

$$Q = 5,53 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$N_e = 4417 \text{ кВт},$$

$$p_e = 2,72 \text{ МПа}.$$

Далі визначається можливий типорозмір компресора на підставі поля витрат Пензенського СКБТ за параметрами ПК і Q . Відповідно до рис.4.1, типорозмір турбокомпресора визначається в залежності від положення точки А.

					<i>КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ</i>	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

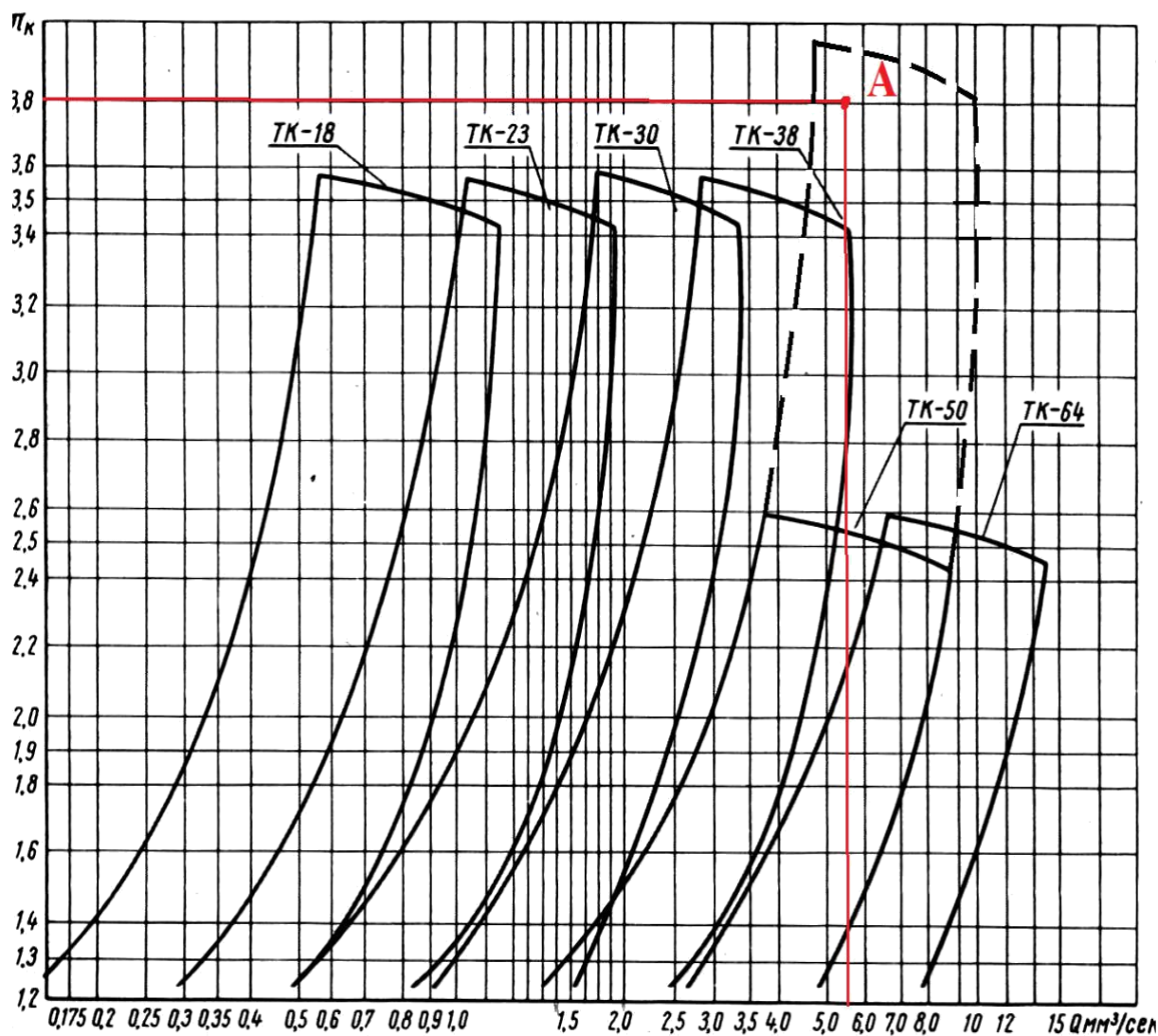


Рисунок 4.1 – результат визначення типорозміру компресора

Положення точки А відповідає типорозміру ТК-50. З огляду на вимоги ГОСТу, зовнішній діаметр колеса компресора може становити 500 мм $\pm$ 6%.

Всі параметри компресора знаходилися через використання наданої кафедри комп'ютерної програми розрахунку проточної частини компресора яка реалізована в середовищі Microsoft® Excel.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ

Аркуш

27

Результати розрахунку

Означення	Результат	Найменування
D_2 , м	0,542	Зовнішній діаметр колеса
D_o , м	0,155	Зовнішній діаметр втулки
D_H , м	0,285	Зовнішній діаметр ВНА
D_1 , м	0,2294	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
B_k , м	0,15	Загальна ширина лопатки колеса
b_2 , м	0,01173	Ширина лопатки на виході
D_3 , м	0,65	Діаметр БЛД на виході
b_3 , м	0,01	Ширина БЛД на виході
D_4 , м	0,92	Діаметр ЛД на виході
b_4 , м	0,024	Ширина ЛД на виході
P_k	3,8	Степінь підвищення тиску
G , кг/с	6,153	Масова витрата повітря
Q , м ³ /с	5,527	Об'ємна витрата повітря
N_k , кВт	1151,9	Потужність приводу компресора
n_{TK} , об/мин	15952	Частота обертання ротора
$\eta_{ад}$	0,811	Адіабатний ККД компресора

В результаті розрахунків встановлено, що для даного двигуна повинен бути застосований турбокомпресор типу ТК54. За прототип конструкції прийнятий варіант, розроблений компанією “Броун-Бровері” під маркою VTR-500. Змінено основні розміри і пропорції проточної частини компресора відповідно до розрахунків на задані параметри.

Опис конструкції спроектованого компресора та оцінка його придатності для виконання за функцією призначення

Загальний вигляд турбокомпресора-прототипу представлений на рис 4.2. На рис. 4.3 зображено ескіз компресора ТК-54 який побудований за результати розрахунків з позначенням основних деталей та вузлів.

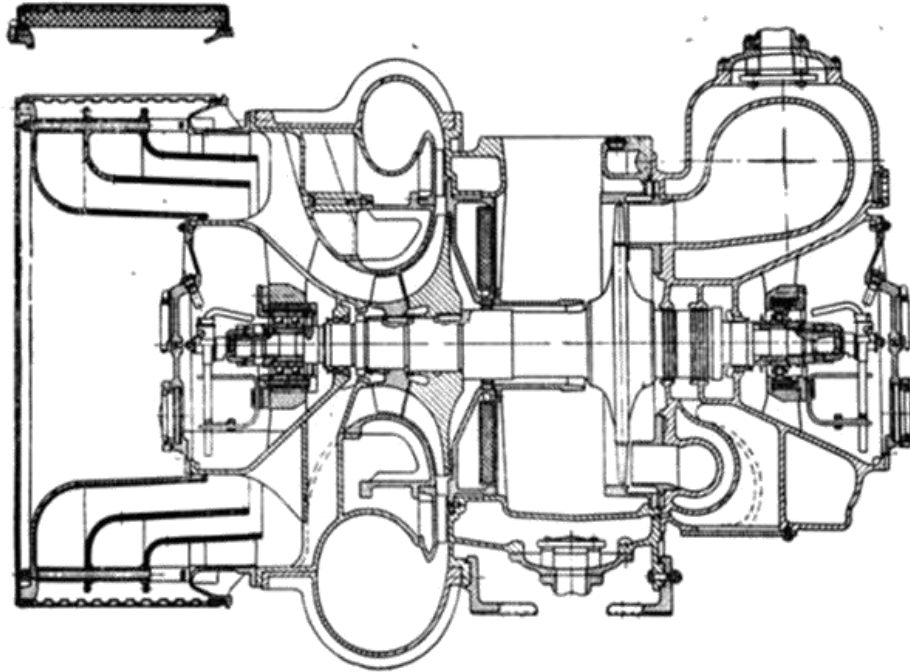


Рис.4.2 – Загальний вигляд турбокомпресора-прототипу (поздовжній розріз)

Турбокомпресор виконаний за схемою, в якій колесо компресора являється консольним, колесо турбіни виконується на валу, а підшипники мають торцеве розташування.

У вибраній схемі лівий підшипник є опорно-упорним, а правий – тільки опорним.

У конструкції турбокомпресора є ряд вузлів і деталей. Розглянемо їх системно, виділивши для цього елементи турбокомпресора в залежності від особливостей роботи, призначення і впливу елемента на забезпечення нормальної роботи всієї конструкції. Відповідно можна виділити рухомі і нерухомі елементи, вузли, що забезпечують специфічні функції, а також системи турбокомпресора.

До рухомих елементів слід віднести ротор турбокомпресора. До нерухомих елементів відносяться деталі остова.

Специфічні функції забезпечують вузли підшипників і ущільнень. Турбокомпресор має системи змащення які забезпечують нормальну роботу турбокомпресора в цілому.

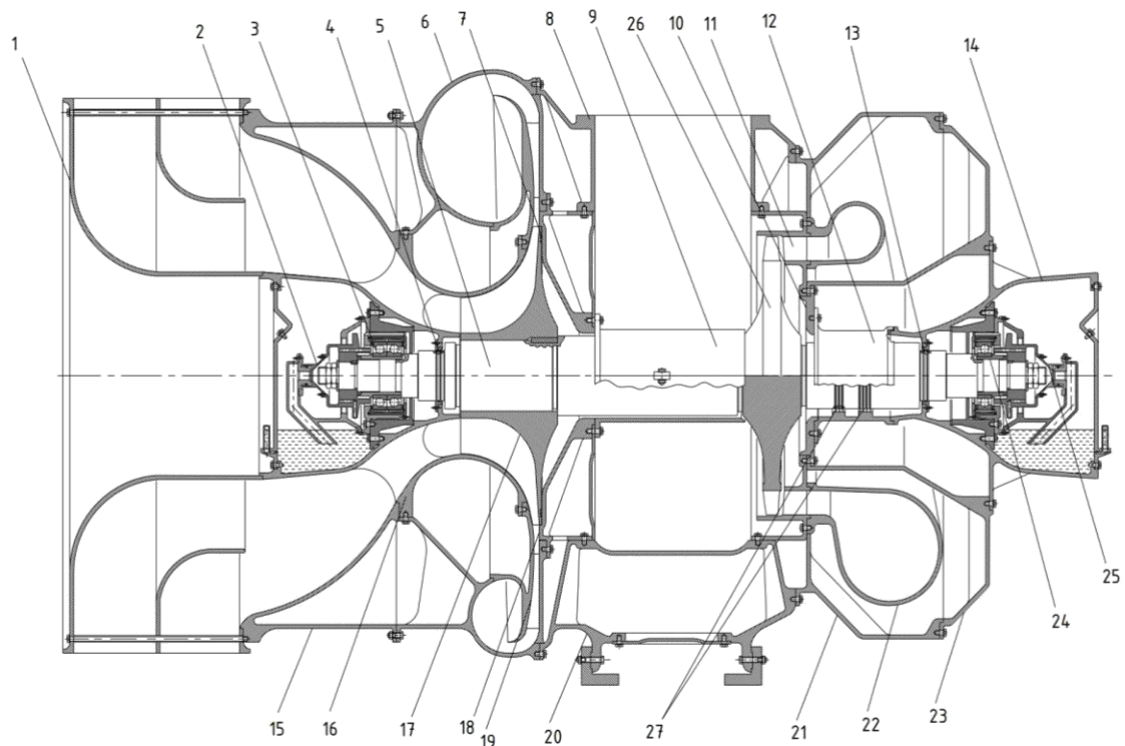


Рис.4.3 – Повздовжнє креслення компресора яке побудовано за результатами розрахунків

1. Повітрязабірник; 2. Правий масляний насос; 3. Опорно-упорний підшипник; 4. Праве контактне ущільнення; 5. Вал; 6. Зовнішня деталь завитки компресора; 7. Радіальне безконтактне ущільнення колеса компресора; 8. Верхня фундаментна деталь; 9. Кожух валу; 10. Перехідна шайба; 11. Корпус соплового апарату; 12. Проміжна вставка; 13. Ліве контактне ущільнення; 14. Колокол опрного підшипника; 15. Зовнішня деталь передкомпресорного каналу; 16. Колокол упорно-опорного підшипника; 17. Робоче колесо компресора; 18. Корпус БЛД і ЛД; 19. Середня опорна деталь; 20. Нижня фундаментна деталь; 21. Деталь корпусу турбінної частини №1; 22. Газоприймальний равлик; 23. Деталь

корпусу турбінної частини №2; 24. Опорний підшипник; 25. Лівий масляний насос; 26. Колесо турбіни; 27. Безконтактне ущільнення валу.

Вал ротора суцільний, виконаний зі сталі 45. Колесо турбіни 26 виконується на валу. На ділянці валу між турбіною та опорним підшипником виконане безконтактне ущільнення 27.

Колесо компресора 17 і обертовий скеровуючий апарат з'єднані з валом ротора шпонкою на гарячій посадці Відповідно з'їм і посадка на шпонку колеса і ОСА виконується після їх попереднього підігріву. Натяг в з'єднанні колесо - вал складає 0,07- 0,10 мм. Він не порушується навіть при максимальному числі обертів ротора. Колесо компресора і ОСА надягають вал ротора в нагрітому стані. Нагрівання відбувається в електропечі, температура в якій строго контролюється. Зазвичай при складанні і розбиранні турбокомпресора ротор не розбирається. Колесо компресора напіввідкритого типу, фрезероване, виготовлено з алюмінієвого сплаву АК6.

Остов даного турбокомпресора складається з повітрязбірника 1, завитки компресора 6, нижньої 20 та верхньої 8 фундаментної деталі, опорної деталі 19, корпусу БЛД і ЛД 18, колоколу опорно-упорного підшипника 16, зовнішньої деталі передкомпресорного каналу 15, корпусу соплового апарату 12, газоприймального равлика 22, Деталь корпусу турбінної частини №1 21, Деталь корпусу турбінної частини №2 23, проміжної вставки 12, кожуху валу 9, колоколу опорного підшипника 14, перехідної шайби 10.

Повітрязбірник 1 круговий, коліноподібний, з перетинкою посередині. Представляє собою збірну конструкцію з'єднану анкерами. Виконаний з алюмінієвого сплаву АЛ5 литтям в кокіль. Має фланці для з'єднання з повітряним фільтром і глушником шуму всмоктування. Приєднується шпильками до зовнішньої деталі передкомпресорного каналу. Встановлюється у спеціальний паз на колоколі опорно-упорного підшипника.

Завитка компресора 6 має спіральну форму. Профілі перетинів завитки мають розраховані значення. Завитка виконується з алюмінієвого сплаву АЛ5

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

литтям в кокіль. Вона «завалена» в сторону всмоктування і має в перетині профіль, близький до кругового. Сама деталь є тільки частиною завитки, завитка утворена деталлю 6 та зовнішньою частиною корпусу БЛД і ЛД 18. Виконання з двох частин полегшує виготовлення і обробку виробу. На завитці виконані виступи для з'єднання її з зовнішньою деталлю передкомпресорного каналу 15 та колоколом опорно-упорного підшипника 16. Також у спеціальному поясі виконані отвори для з'єднання завитки та верхньої фундаментної деталі 8.

Фундаментний корпус турбокомпресора 20, 8 служить основою для закріплення інших деталей, утворює канал для відводу відпрацьованих газів з турбіни. Виконаний з алюмінієвого сплаву АЛ5 литтям в кокіль. Фундаментний корпус турбокомпресора виконаний з двох частин верхньої 8 та нижньої 20. Верхня і нижня половини середнього корпусу з'єднані вісьма болтами, виготовленими з нержавіючої сталі. Стінки середнього корпусу утворюють камери які ізолюють інші деталі від тепла газів турбіни. У верхній частині корпусу знаходиться отвір для приєднання газовідвідного патрубку. Нижня частина має спеціальні виступи для закріплення компресора на несучу конструкцію. Також в нижній частині виконаний технологічний отвір заглушений спеціальною пластиною. До нижньої деталі компресора з права через шпильки кріпиться завитка компресора 6 та середн опорна деталь 9, з права через шпильки деталь корпусу турбінної частини №1 21 та корпус соплового апарату 11.

Газоприймальний равлик 22 служить для прийому газів, що відходять з двигуна, і їх подачі до соплового апарату газової турбіни. Виконаний із сталі литтям в кокіль. З зовнішніх сторін завитка знаходиться в повітряному просторі утвореному деталю корпусу турбінної частини №1 21, деталю корпусу турбінної частини №2 23, що забезпечує зниження втрат енергії газами і зменшує її корозію.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Середня опорна деталь 9 представляє собою диск складної форми з отвором для валу ротора по центру. Виготовлена з алюмінієвого сплаву АЛ5 литтям в кокіль. Має в своїй конструкції ребра жорсткості. Приєднується до фундаментної частини корпусу шпильками. З правої частини має технологічні отвори котрі глушаться пластинами таким чином утворюючи порожнину ізолюючу деталі компресора від тепла відпрацьованих газів. З права на ній радіально виконані виступи та канавки утворюючі лабіринтне ущільнення з колесом компресора. Слугує основою для закріплення корпусу БЛД і ЛД 18 та кожуху валу 9.

Підшипники турбокомпресора 3, 24 розміщені у підшипникових колоколах 14, 16 відповідно. Представляють підшипники качення розміщені на торцях валу у спеціальній конструкції дозволяючій створити певний осьовий люфт необхідний для подолання температурного осьового розширення валу виникаючого при роботі турбокомпресора. Під час роботи мастило подається відцентровим насосом з масляної вани прямо на підшипник.

Опорно-упорний лівий підшипник 3. Призначений для сприйняття радіального та осьового зусилля. Представляє собою підшипник качення з двома рядами шариків розміщених у спеціальному поясі між двома втулками утворюючими корпус підшипника. Для таких підшипників використовують сталі марок 20Х18Н4А, 20Х18Н4ВА, 18ХГТ. На внутрішньому діаметрі підшипник зацимлений спеціальною втулкою на валу котра піджимається через прокладку робочою втулкою масляного насоса, в свою чергу вона затягується гайками на кінці валу. Зі сторони зовнішнього діаметру підшипник обмежений збірною втулкою в котрій розміщена демпфуюча пружина яка має гасити вібрації на певних режимах роботи. Між втулкою та зовнішнім діаметром підшипника по осі, розміщені прокладки, між правою прокладкою та підшипником є зазор в 0,10-0,15 мм. що забезпечує певний осьовий люфт. Змащення підшипника відбувається окремо та представляє собою робочу втулку відцентрового насоса розміщену прямо на валу котра всмоктує масло з масляної вани через

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

патрубок і розбризкує його безпосередньо на шарики підшипника. Вся конструкція закріплюється в корпусі колоколу підшипників через опорну втулку. Між простором підшипнику та зоною робочого колеса розміщене контактне (кільцеве) ущільнення. Рекомендоване мастило 10W-14.

Ескіз опорно-упорного підшипника показаний на рисунку 4.4.

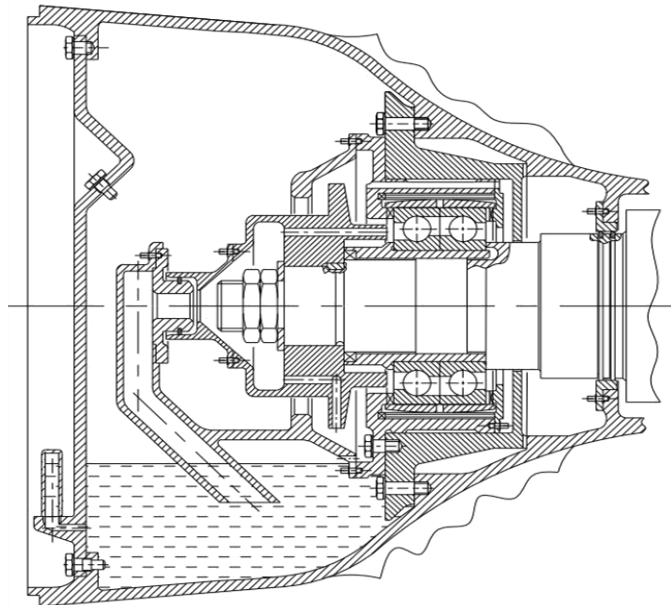


Рис.4.4 – Опорно – упорний підшипник

Опорний, правий підшипник 24. Призначений для сприйняття тільки радіального зусилля. Має устрій, аналогічний описаному вище підшипнику, а саме: система змазки також як і в опорно-упорному підшипнику, робоча втулка масляного насосу також, контактне ущільнення за підшипником таке ж. Відмінність полягає в наявності лише одного ряду шариків, зв'язано це з відсутністю необхідності сприймання осьового зусилля. Відповідно осьова ширина підшипника менша, посадочне місце і фіксуючі втулки також менші. На цьому підшипнику забезпечено більший осьовий люфт в 0,25-0,30 мм. необхідний для нормального сприйняття осьового розширення валу при нагрівання.

Ескіз опорного підшипника показаний на рисунку 4.5.

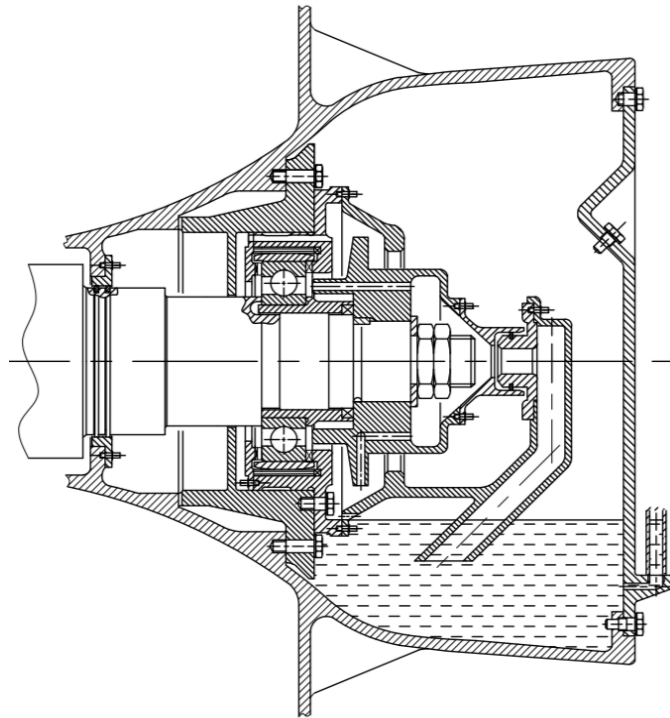


Рис.4.5 – Опорний підшипник

Ущільнення турбокомпресора. Є контактні і безконтактні (лабіринтові) ущільнення.

У лабіринтовому ущільненні відбувається багаторазове дроселювання газу, який протікає через канали з різко змінними прохідними перетинами. Таке ущільнення має великий гідравлічний опір. При цьому, чим він вище, тим менше витрата повітря через ущільнення, тим воно ефективніше. Радіальні ущільнення дозволяють при малих габаритах забезпечувати високі гідравлічні опори навіть при великих зазорах.

Контактні ущільнення ефективніше безконтактних, але створюють додаткові механічні втрати при своїй роботі і підлягають зносу.

У даній конструкції компресора використовуються тільки безконтактні ущільнення (за винятком ділянки розміщення підшипників).

Контактне ущільнення з боку компресорного колеса призначене для унеможливлення потрапляння масла з підшипника в повітряний тракт компресора. Ущільнення розділяє порожнину з низьким тиском повітря і порожнину з краплями масла, що вилітають з підшипника в повітря, з тиском, вищим, ніж тиск за колесом компресора. Кількість кілець ущільнення прагнуть

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

звести до мінімуму, щоб забезпечити високий механічний ККД турбокомпресора. В ущільненні розрізне кільце тисне на циліндричну поверхню втулки. Тиском ущільнюваного середовища кільце притискається до торця канавки, проточеної в насадній втулці.

Безконтактне осьове ущільнення з боку турбіни 27. Являє собою групу проточок на валу в котрі завальцована алюмінієва стрічка мідною проволкою.

Система змащення представляє собою індивідуальний для кожного підшипника відцентровий масляний насос, з робочою втулкою розміщеною на валу, котрий всмоктує масло через патрубок і подає його прямо на підшипник після чого масло знову стікає до масляної вани. Процес йде безперервно.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 31/43

5.1 Паливна система

Паливна система призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки і подачі палива, призначеного для двигуна.

Оскільки для двигуна 8ЧН31/43 основним паливом є природний газ (метан), який впорскується в двигун під низьким тиском. Газ запалюється за допомогою свічки запалювання в форкамері, розташованій в двигуні. Головні газові клапани мають електромагнітний привід та електронне керування, тоді як форкамери мають гідромеханічне керування за допомогою свічки запалювання.

Паливна система для даного двигуна показана на рис 5.1

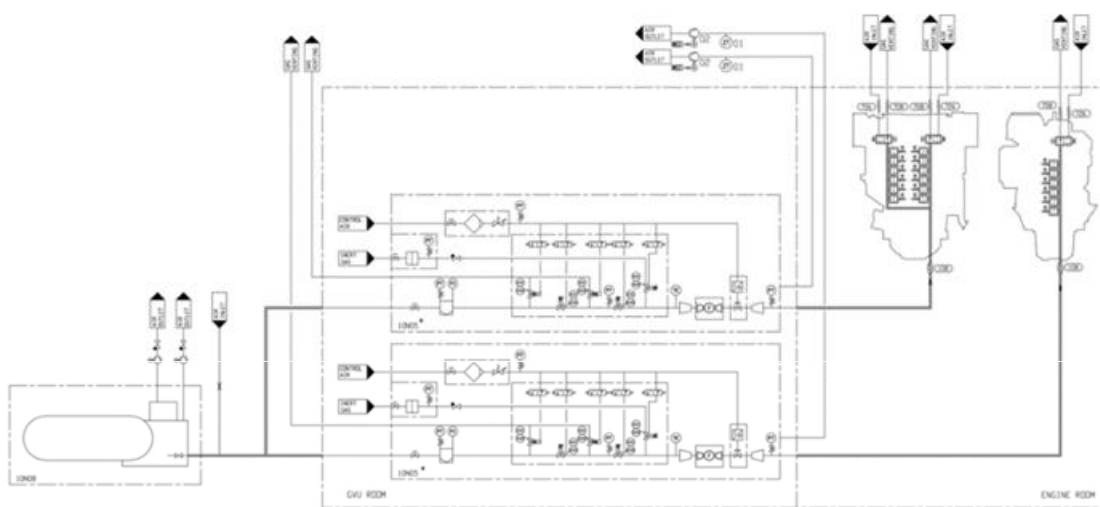


Рис 5.1 Схема паливної системи двигуна 8ЧН31/43

Перед подачею газу в двигун він проходить через блок газових клапанів (БГК). До складу БГК входять клапан регулювання тиску газу та ряд запірних і випускних клапанів для забезпечення надійної та безпечної роботи на газі.

Блок включає в себе ручний запірний клапан, інертне з'єднання, фільтр, регулятор тиску паливного газу, запірні клапани, вентиляційні клапани, датчики тиску/манометри, датчик температури газу і шафи управління.

Фільтр є повнопотоковим пристроєм, що запобігає потраплянню домішок в паливну газову систему двигуна. Тонкість фільтра становить 5 мкм абсолютного розміру комірок. Перепад тиску на фільтрі контролюється, і в разі перевищення допустимого значення через забруднення фільтра спрацьовує аварійна сигналізація.

Клапан регулювання тиску паливного газу регулює тиск подачі газу в двигун відповідно до навантаження двигуна. Клапан контролю тиску управляється системою управління двигуном. Система призначена для того, щоб постійно підтримувати правильний тиск паливного газу в трубі Common Rail двигуна.

Показання датчиків на БГК, а також відкриття і закриття клапанів на блоці газових клапанів контролюються електронно або електропневматично системою управління БГК. Всі показання з датчиків і стан клапанів датчиків і стан клапанів можна зчитувати з локального дисплея (LDU). LDU встановлюється на шафі управління БГК.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_{\Pi} = 24 * K_{\text{м}} * g_e * N_e$	22936,3
	Питома ефективна витрата пального, кг/кВт*год	g_e	0,98
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	4400
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_{\text{м}} = 1,1...1,2$	1,2
2	Міткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_{\Pi}}{\rho_{\Pi}} * K_1 * K_2$	65,900
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_{Π}	400
	Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01...1,05$	1,02
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03...1,05$	1,03
3	Продуктивність паливопідкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{\text{пн}} = \frac{K_3 * g_e * N_e}{\rho_{\Pi}}$	4,356
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5...2,0$	2
4	Продуктивність приводу паливопідкачуючого насоса кВт	$N_{\text{пн}} = \frac{W_{\text{пн}} * K_4 * p * 10^3}{3600 * \eta_{\text{пн}}}$	2,334
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,9
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1...1,5$	1,5
	ККД поршневих паливопідкачуючих насосів	$\eta = 0,6...0,7$	0,7
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\Phi} = \frac{W_{\text{пн}}}{3600 * v_m * K_{\text{жп}}}$	0,3025
	Швидкість фільтрації	$v_m = 0,02...0,05$	0,02

	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0,2...0,3$	0,2
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$\frac{B_{доб}}{\rho_{п} * n * \tau}$	4,3560
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 * g_e * N_e$	20908,8
	Кількість сепараторів	$n = 1...4$	1
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8...12$	12
7	Хід плунжера	$h_r = 1 ... 1,5 * d_r$	46,5
		Приймаємо	47
8	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 * g_{ц, max}^{0,303}$	29,158
		Приймаємо	30
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{ц, max} = 1,25 * \frac{g_e * (\frac{N_e}{i})}{60 * n * z}$	6,050
	Кількість циліндрів	i	8
	Частота обертання, об/хв	n	750
	Коефіцієнт тактності	z	0,5
9	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм, 2,5 – 2,6 при $d_r = 11...14$ мм, 3 при $d_r = 15...20$ мм, $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20$ мм	5,18
		Приймаємо	6
10	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм, 0,3 при $D = 105...200$ мм, 0,35 при $D = 205...25$ мм, $0,4 + 0,0012(D-250)$ при $D > 250$ мм	0,472
		Приймаємо	0,5
	Діаметр циліндра, мм	D	310
11	Кількість соплових отворів	$i_c = 4...8$	6
12	Довжина соплового отвору	$l_c = (3...4) * d_c$	2

5.2 Система мащення

Система мащення призначена для зменшення тертя між спряженими деталями двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) шляхом подачі моторної (мастильної) оливи у зони тертя. Крім виконання основної функції система мащення забезпечує охолодження деталей двигуна, видалення продуктів зносу та згоряння палива й оливи, захист деталей двигуна від корозії.

Необхідно використовувати мастила з наступними властивостями. В'язкість та індекс в'язкості (VI) класу SAE 40 і VI мін. 95. Оливи з лужністю (BN) 4 - 7 мг КОН/г. Сульфатна зольність оливи для газових двигунів є дуже важливою властивістю. Занадто високий вміст золи збільшує ризик утворення відкладень, передзаймання і стуку, в той час як занадто низький вміст золи може призвести до підвищеного зносу випускних клапанів / сідел клапанів. Низькозольні мастила, які слід використовувати, зазвичай мають сульфатну зольність макс. 0,6 % м/м.

Двигун має систему змащення із «сухим» картером. Для таких систем резервуаром для масла зазвичай служить окремий бак для масла.

Бак для масла, як правило, розташований під фундаментом двигуна (рис. 5.2). Бак не повинен виступати під редуктором або генератором, а також повинен бути симетричним в поперечному напрямку під двигуном. Крім того, розташування має бути таким, щоб мастило не охолоджувалося нижче нормальної робочої температури. Висота всмоктування особливо важлива для мастильного насоса з приводом від двигуна. Втрати в сітчастих фільтрах тощо збільшують геометричну висоту всмоктування.

Трубопровідне з'єднання між масляним піддоном двигуна і системним масляним баком повинно бути гнучким, щоб запобігти пошкодженням внаслідок теплового розширення. Зворотні труби від масляного піддону двигуна повинні закінчуватися нижче мінімального рівня масла в баку. Крім

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

того, зворотні труби не повинні розташовуватися в тому ж куті бака, що і всмоктувальна труба насоса.

Всмоктувальна труба насоса повинна мати трубчастий або конічний вхідний отвір, щоб мінімізувати втрату тиску. З тієї ж причини всмоктувальна труба повинна бути якомога коротшою і прямішою, а також мати достатній діаметр. Манометр повинен бути встановлений поруч із впускним отвором насоса мастила. Всмоктувальна труба повинна бути обладнана зворотним клапаном безпружинного типу. Зворотний клапан особливо важливий для насоса з приводом від двигуна і повинен бути встановлений в такому положенні, щоб забезпечити його самозакриття.

Всмоктувальний і зворотний трубопроводи сепаратора не повинні розташовуватися в резервуарі близько один до одного.

Система мащення для даного двигуна показана на рис 5.2

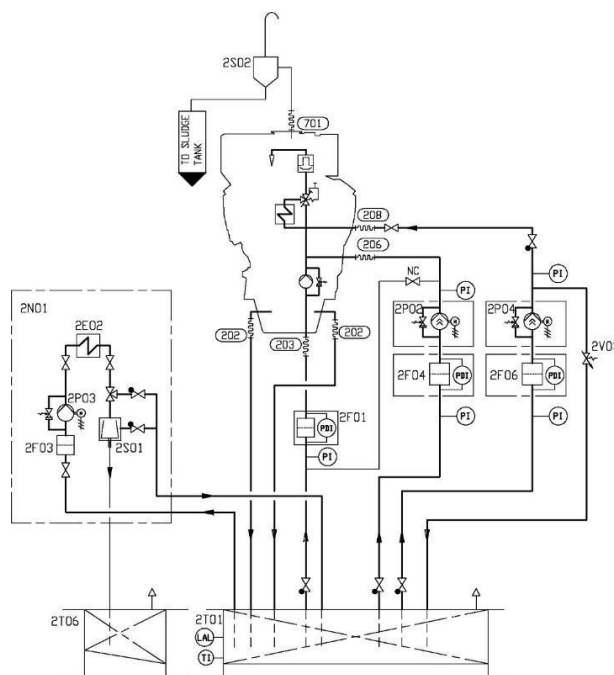


Рисунок 5.2 Схема системи мащення двигуна 8ЧН31/43

Насос попереднього змащування - це гвинтовий або шестеренчастий насос, який повинен бути обладнаний запобіжним клапаном. Встановлення насоса попереднього змащування є обов'язковим. Насос попереднього

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		42

змащування повинен завжди працювати, коли двигун зупинений. Залежно від передбачуваної температури оливи після тривалої зупинки, всмоктувальна здатність насоса і геометрична висота всмоктування повинні бути спеціально розраховані з урахуванням високої в'язкості.

Резервний насос мастила, як правило, гвинтового типу і повинен бути оснащений запобіжним клапаном.

Рекомендується встановлювати всмоктувальний фільтр перед кожним насосом для захисту насоса від пошкоджень. Всмоктувальний фільтр і всмоктувальна труба повинні мати достатні розміри для мінімізації втрат тиску. Всмоктувальний фільтр завжди повинен бути обладнаний сигналізацією високого перепаду тиску.

Якщо установка призначена для роботи тільки на газі, то може бути достатньо періодичної сепарації.

Сепаратори зазвичай поставляються у вигляді попередньо зібраних блоків.

Зазвичай агрегати оснащуються сепаратором мастила:

- живильним насосом з всмоктувальним сітчастим фільтром і запобіжним клапаном

- Підігрівач

- Сепаратор

- Шафа управління

Установка для сепарації мастил також може бути оснащена проміжним резервуаром для шламу і насосом для відкачування шламу, що забезпечує гнучкість у розміщенні сепаратора, оскільки немає необхідності розташовувати резервуар для шламу безпосередньо під сепаратором.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{\text{MH}} = K_v \frac{Q_{\text{M}}}{C_{\text{M}} * \rho_{\text{M}} * \Delta t_{\text{M}}}$	97,773
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,3

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

	Питома теплоємність масла кДж/(кг*К)	$C_m = 1,67 \dots 2,01$	1,95
	Щільність масла, кг/м ³	ρ_m	895
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_m = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_m = \alpha_n * g_e * N_e * Q_{\Pi}$	1968912
	Питома ефективна витрата пального, кг/кВт*год	g_e	0,198
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	4400
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	10
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{Π}	45200
2	Продуктивність паливопідкачуючого насосу, м ³ /год	$W_{MB} = (1,25 \dots 1,3) * W_{MH}$	127,105
3	Ємність малозбірної цистерни, м ³	$V_{MC} = K_c \frac{W_{MB}}{z}$	5,296
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,25
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД,СОД $z = 40 \dots 60$ - ВОД	30
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{CT} = 0,6 * V_{MC}$	3,178
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_{BZ} = (1,1 \dots 1,5) * V_{MC}$	6,885
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_m}{3,6 * k * \Delta t}$	19,816
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	$k = 290 \dots 460$	460
	Температурний напір, К	Δt	60
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{MC} = \frac{m * V_{MC}}{\tau_c}$	1,545
	Краткість очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,5
	Час роботи сепаратора на добу, год	$\tau_c = 8 \dots 12$	12

5.3 Система охолодження

Під час згоряння палива в циліндрах двигуна внутрішнього згоряння лише 38-42 % одержуваної при цьому теплоти перетворюється на корисну роботу. Решта теплоти - це неминучі теплові втрати. Приблизно половина втраченого тепла йде в атмосферу з продуктами згоряння палива, інша частина передається деталям, що стикаються з гарячими газами. Якщо ці деталі не охолоджувати, то робота двигуна стане неможливою і він вийде з ладу. Неможливим стане і змащування двигуна, оскільки мастило згоратиме. Щоб уникнути цього, всі деталі і вузли двигуна, що стикаються з гарячими газами, необхідно охолоджувати. Обов'язковому охолодженню підлягають циліндри, кришки циліндрів і випускний колектор.

Для забезпечення безперервної подачі води (прісної або забортної) для охолодження двигунів, механізмів або апаратів і призначена система охолодження суднової енергетичної установки. На судні ця система забезпечує подачу охолоджувальної рідини не тільки до головних двигунів, а й до таких механізмів, апаратів і пристроїв, як підшипники валопроводів, холодильники мастила, паро - та електрокомпресори, конденсатні насоси тощо.

Системи охолодження двигунів поділяються на відкриті (одноконтурні) і закриті (двоконтурні). Відкрита система на морських судах майже не застосовується. У цій системі охолодження двигуна здійснюється забортною водою, яка насосом прокачується по всій системі охолодження і відводиться за борт. Систему відкритого типу допустимо застосовувати там, де температура нагріву води, що виходить із двигуна, не перевищує 55 °С. При більшій температурі розчинені у воді солі стають нерозчинними і осідають на поверхнях, що омиваються водою, у вигляді накипу, погіршуючи умови тепловіддачі, а також засмічуючи проточні канали і порожнини охолодження, особливо в литих конструкціях головок і блоків циліндрів двигунів. Це порушує нормальний перебіг робочого процесу в двигуні та може бути причиною аварії.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У більшості сучасних суднових дизелів застосовується замкнута система охолодження. У цій системі для охолодження працюючого двигуна використовується прісна вода, яка безперервно циркулює в замкнутій системі охолодження, що складається з двох контурів: внутрішнього і зовнішнього. Перший служить для охолодження двигуна, другий - для охолодження води, що циркулює у внутрішньому контурі. Для охолодження прісної води встановлюють водо-водяний холодильник, через який прокачується забортна вода.

Система охолодження даного двигуна показана на рис 5.3

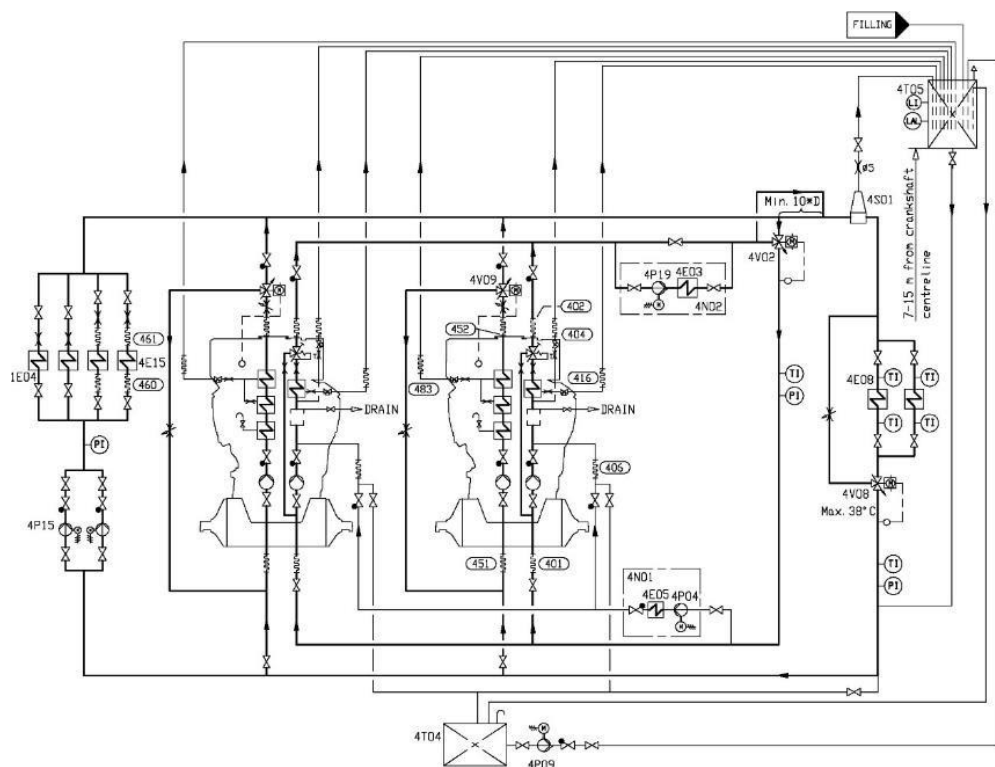


Рисунок 5.3 Схема системи охолодження двигуна 8ЧН31/43

Система охолодження складається з із водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, розхідних цистерн, фільтрів, клапанів, кранів, манометрів, термометрів, терморегуляторів та трубопроводів.

Для подачі забортної і прісної води використовуються відцентрові насоси. Вони мають автономний привід від електродвигуна.

В системі охолодження даного двигуна використовується центральний боксовий охолоджувач прісної води. Принцип роботи боксового охолодження дуже простий. Охолоджуюча вода проганяється через пучок U-подібних труб, які розміщені в морській скрині з вхідними і вихідними решітками. Ефект охолодження досягається за рахунок природної циркуляції навколишньої води. Вода за бортом нагрівається і піднімається за рахунок своєї меншої щільності, викликаючи таким чином природний висхідний циркуляційний потік, який відводить тепло. Перевага боксового охолодження полягає в тому, що не потрібна система неочищеної води, а боксові охолоджувачі менш чутливі до засмічення і, отже, менш чутливі до забруднення і тому добре підходять для мілководних або каламутних вод.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру прісної води, м ³ /год	$W_{\text{пв}} = K_3 \frac{Q_{\text{вк}}}{C_{\text{пв}} * \rho_{\text{в}} * \Delta t_{\text{в}}}$	152,720
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Питома теплоємність прісної води кДж/(кг*К)	$C_{\text{пв}}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{\text{в}}$	1000
	Різниця температур внутрішнього контуру води на виході та вході в двигун, К	$\Delta t_{\text{в}} = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою, кДж/год	$Q_{\text{вк}} = \alpha_{\text{в}} * g_e * N_e * Q_{\text{п}}$	5906736
	Питома ефективна витрата пального, кг/кВт*год	g_e	0,198
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	4400
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_{\text{в}} = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{\text{п}}$	45200

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{BK} = 0,272 * \frac{W_{ПВ} * H * \rho_B}{n}$	20,770
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,8
3	Площа передаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{BK}}{k * \Delta t}$	23,627
	Температурний напір, К	Δt	50
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	k	5000
4	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{ПВ} = K_3 \frac{Q_{BK}}{C_{ПВ} * \rho_B * \Delta t_{ЗВ}}$	181,876
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,25
	Питома теплоємність заборотної води кДж/(кг*К)	$C_{ЗВ}$	3,98
	Щільність заборотної водих, кг/м ³	ρ_B	1020
	Різниця температур заборотної води на виході та вході в двигун, К	$\Delta t_{ЗВ} = 5 \dots 20$	10
5	Ємність розширювального баку, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	0,66

5.4 Системи повітропостачання і газовідводу

Система повітропостачання призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива та продувки циліндра, в певній кількості і з заданими параметрами.

Система газовідводу (газовипускна) забезпечує найбільш раціональний відвід відпрацьованих в циліндрі газів. Під раціональним відводом розуміють таку організацію газовипускна, яка забезпечує максимальне використання енергії робочого тіла як в циліндрі двигуна, так і ззовні, а також якісного очищення і наповнення циліндрів. Крім цього потрібно забезпечити мінімальний за шкідливістю вплив на навколишнє середовище відпрацьованих газів

Система повітропостачання та газовідводу показана на рис 5.4

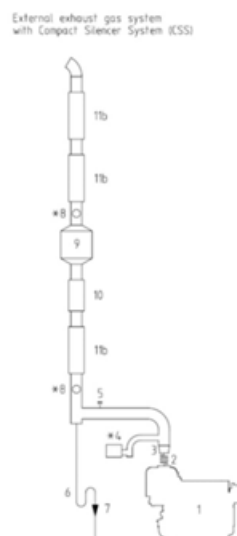


Рисунок 5.4 Схема системи повітропостачання та газовідводу двигуна 8ЧН31/43

Система повітропостачання складається із компресора, теплообмінників, ресиверів, повітроводів та глушників шуму.

Вологість повітря може конденсуватися в охолоджувачі наддувного повітря, особливо в тропічних умовах. Двигун оснащений активним контролем точки роси для мінімізації конденсації в охолоджувачах наддувочного повітря і ресивері шляхом підвищення температури охолоджувальної води низькотемпературного контуру залежно від вологості навколишнього середовища і тиску наддувочного повітря. Двигун також оснащений невеликим

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

зливним патрубком з охолоджувача і ресивера наддувочного повітря для можливого конденсату. Датчик вологості встановлюється у зовнішній системі.

На двигуні встановлено один двоступеневий охолоджувач надувного повітря.

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

Глушники встановлені в корпусі компресора турбокомпресора після повітряного фільтра.

Фільтр призначений для очищення повітря перед компресором. Фільтр очищення повітря встановлено на корпусі компресора.

Система газовідводу складається із випускного ресивера, турбіни, глушників шуму, газовідводів (трубопроводів).

Двигун обладнаний системою наддуву при постійному тиску (ізобарна система). Має один великий випускний колектор, який на з'єднанні із кожним циліндром має компенсатор.

Ще на двигуні для вихідних газів може бути встановлений SCR-блок, для підтримання відповідної температури вихідних газів та відповідного протитиску. Трубопровід вихлопних газів встановлюється на відстані не менше 3...5 метрів перед SCR-установкою.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{\text{вп}} = \frac{g_e * N_e * (\alpha * L + 1) * R * T_{\text{вг}}}{3600 * C_{\text{вг}} * P_2}$	1,514
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,4
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$C_{\text{вг}} = 30...45$ для 4х тактних $25...30$ для 2х тактних	35
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30...40$	30
	Температура випускних газів, К	$T_{\text{вг}} = 573...773$	750

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

	Питома ефективна витрата пального, кг/кВт*год	g_e	0,198
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	4400
	Газова стала, кДж/кг*К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	12,3
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{вг} = \sqrt{\frac{4 * F_{вп}}{\pi}}$	1,388

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах

Міжнародна морська організація (ІМО) є спеціалізованою установою ООН, яка відповідає за регулювання та сприяння безпечному, надійному та екологічно безпечному судноплавству. Вона була заснована в 1948 році і має штаб-квартиру в Лондоні, Великобританія.

ІМО розробляє та приймає міжнародні правила та стандарти для судноплавства, у тому числі ті, що стосуються безпеки, безпеки, запобігання забрудненню, а також підготовки та дипломування моряків. Він також надає технічну допомогу та підтримку у розбудові потенціалу своїм державам-членам, щоб допомогти їм запровадити ці правила та стандарти.

ІМО налічує 174 держави-члени та трьох асоційованих членів і тісно співпрацює з іншими міжнародними організаціями, такими як Міжнародна організація праці (ILO) та Міжнародна організація стандартизації (ISO), щоб сприяти глобальній безпеці та охороні на морі.

Міжнародна морська організація (ІМО) встановила різні правила та вказівки для забезпечення захисту працівників на морі. Ці нормативно-правові акти охоплюють широкий спектр питань, пов'язаних з охороною праці, включаючи умови праці, охорону праці, навчання та атестацію, соціальне забезпечення.

Однією з ключових конвенцій, прийнятих ІМО, є Конвенція про працю в морському судноплавстві (MLC), яка встановлює мінімальні вимоги до умов праці та соціального забезпечення для всіх моряків, у тому числі тих, хто працює на суднах під будь-яким прапором. MLC вимагає від власників суден забезпечити морякам гідні умови життя та праці, адекватне харчування та воду, медичне обслуговування та доступ до відпустки на берег.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

ІМО також розробила керівні принципи щодо запобігання нещасним випадкам і травмам на морі, включаючи Міжнародний кодекс управління безпекою (ISM), який вимагає від власників суден розробляти та впроваджувати системи управління безпекою для виявлення та управління ризиками. Кодекс також вимагає від власників суден забезпечити, щоб усі члени екіпажу пройшли відповідну підготовку та отримали сертифікати.

На додаток до цих правил і керівних принципів, ІМО також сприяє розвитку передового досвіду охорони праці на морі. Це включає розробку рекомендацій щодо запобігання знущанням і переслідуванням, а також сприяння психічному здоров'ю та благополуччю серед моряків.

Загалом ІМО відіграє вирішальну роль у забезпеченні захисту моряків від багатьох ризиків і проблем, пов'язаних з роботою на морі. Встановлюючи міжнародні стандарти охорони праці та просуваючи передовий досвід, ІМО допомагає морякам працювати в безпечних умовах.

Міжнародна морська організація (ІМО) розробила кілька важливих конвенцій для захисту працівників на морі, зокрема SOLAS, MARPOL, SAR та ISM. Ці конвенції мають вирішальне значення для забезпечення безпеки, зменшення забруднення, покращення умов праці та сприяння ефективній морській торгівлі. Країни-члени ІМО повинні ратифікувати та виконувати ці конвенції, а ІМО спостерігає за їх виконанням і оновлює їх за потреби.

Конвенції ІМО включають кілька заходів з охорони праці, таких як:

1. Міжнародна конвенція про охорону життя на морі (SOLAS): цей документ містить норми забезпечення безпеки життя та охорони здоров'я моряків на борту судна.
2. Міжнародна конвенція про працю на суднах (MLC): цей документ регулює стандарти охорони праці та умови праці моряків, зокрема щодо здоров'я та безпеки.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3. Міжнародна конвенція про норми забезпечення безпеки на морі (SOLAS): цей документ встановлює стандарти безпеки на борту судна, включаючи вимоги щодо безпеки праці.

4. Кодекс міжнародних стандартів забезпечення безпеки судноплавства та попередження забруднення (ISM Code): цей документ встановлює стандарти управління безпекою на суднах та вимоги щодо охорони здоров'я та безпеки мореплавців.

5. Національне законодавство: кожна країна має власне законодавство, яке регулює охорону праці на суднах, зокрема стандарти безпеки та умови праці моряків.

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна

8ЧН 31/43

Експлуатація, ремонт і технічне обслуговування суднового двигуна включають складні технічні процедури, які створюють ряд небезпек і ризиків для працівників. Ці небезпеки включають різні небезпечні та шкідливі фактори, які можуть завдати шкоди працівникам:

1. Електричний струм: Можливість ураження електричним струмом і розрядів є ризиком при роботі з електричними системами та обладнанням.

2. Небезпека пожежі: ремонт та обслуговування суднового двигуна може стати причиною пожеж через викиди гарячої оливи та інших горючих матеріалів, несправність електрообладнання або неправильне використання зварювальних апаратів.

3. Небезпека вибуху: під час технічного обслуговування може виникнути небезпека вибуху від накопичення газів, особливо у випадку протікання палива або мастила.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4. Небезпека вдихання отруйних газів: під час експлуатації та ремонту суднового двигуна можуть виділятися отруйні гази, такі як оксид вуглецю, азотні оксиди, сірководень та інші.

5. Шум та вібрація: робота суднового двигуна супроводжується шумом та вібрацією, які можуть викликати пошкодження слуху та інші фізичні захворювання.

6. Фізичні травми: робота з важким обладнанням та інструментами може стати причиною травм та ушкоджень рук, ніг та інших частин тіла.

7. Викиди в атмосферу: Суднові двигуни працюють на паливі, що може викликати викиди шкідливих речовин, таких як оксиди азоту, діоксид вуглецю, сірчистий ангідрид та інші, що шкодять навколишньому середовищу та здоров'ю людей.

8. Радіаційна небезпека: Суднові двигуни можуть містити джерела радіації, такі як радіовипромінювальні елементи. Це може створювати радіаційну небезпеку для моряків, які працюють з двигунами або знаходяться поруч з ними.

9. Висока температура. Під час роботи суднового двигуна виникає значна кількість тепла, що може призвести до опіків, гострих респіраторних захворювань та інших негативних наслідків для здоров'я.

Правила яких потрібно дотримуватись при ремонті та технічному обслуговуванні суднового двигуна 8ЧН 31/43

Для того, щоб уникнути небезпечних та шкідливих факторів, які можуть мати місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна, можна дотримуватися наступних правил:

1. Використання екологічно чистих палив та технологій: для зменшення викидів шкідливих речовин можна використовувати біопаливо або інші

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

екологічно чисті види палива. Також можна використовувати технології очищення вихлопних газів.

2. Захист від шуму та вібрації: для захисту моряків від шуму та вібрації можна встановлювати звукоізоляцію та віброгасники на двигунах та інших пристроях.

3. Використання безпечних матеріалів та технологій: для зменшення радіаційної небезпеки можна використовувати безпечні матеріали та технології, а також дотримуватися вимог щодо захисту від радіації.

4. Запобігання пожежам: для запобігання пожежам необхідно дотримуватися правил безпеки під час зберігання, перевезення та використання палива та мастильних матеріалів. Також слід регулярно проводити перевірку та обслуговування електричних систем та інших пристроїв, які можуть спричинити пожежу.

5. Захист від хімічної небезпеки: для захисту моряків від хімічної небезпеки необхідно дотримуватися вимог щодо зберігання та використання хімічних речовин. Також слід використовувати спеціальний захист (наприклад, захисні окуляри, рукави).

6. Електричний струм: переконатись, що всі прилади та обладнання, що використовуються під час ремонту, мають правильно заземлення. Перед проведенням робіт завжди вимикайте живлення. Не допускайте зв'язку між електричними проводами та металевими предметами, що знаходяться неподалік.

7. Небезпека вибуху: перед ремонтом або обслуговуванням двигуна впевніться, що всі приміщення та зони в радіусі 5 метрів від двигуна повністю очищені від горючих матеріалів та інших легкозаймистих речовин.

Не допускайте використання вогню та джерел відкритого вогню в районах, де проводяться роботи з паливними системами або там, де можлива небезпека вибуху.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

8. Небезпека вдихання отруйних газів: завжди використовуйте респіратор або маску, якщо є підозра на наявність отруйних газів.

Переконатись, що приміщення, де здійснюються роботи, мають достатнє провітрювання.

Перед роботою завжди перевіряйте якість повітря.

9. Фізичні травми: переконайтеся, що працівники мають відповідний одяг та засоби індивідуального захисту, такі як захисні окуляри, рукавиці та шоломи.

Встановіть захисні бар'єри або відповідні шахти, щоб запобігти доступу до небезпечних деталей.

10. Висока температура: при роботі з судновим двигуном можуть виникнути небезпечні ситуації, пов'язані з високою температурою. Основні причини високої температури можуть бути пов'язані з перевищенням нормальної температури роботи двигуна, некоректним розташуванням або блокуванням систем охолодження, забрудненням повітряних фільтрів та іншими причинами.

Щоб уникнути небезпек, пов'язаних з високою температурою при роботі з судновим двигуном, необхідно дотримуватися наступних правил:

- перевіряйте рівень рідини в системі охолодження та правильність її складу;
- регулярно очищуйте повітряні фільтри та системи охолодження;
- уникайте роботи з двигуном в приміщеннях з обмеженою вентиляцією;
- використовуйте ізольовані рукавиці та інші захисні засоби при необхідності роботи з гарячими деталями;
- ретельно перевіряйте стан і якість електрообладнання;
- забезпечуйте належне зберігання палива та мастильних матеріалів, щоб уникнути їх підпалу.

Дотримуючись цих правил, можна значно зменшити ризик виникнення небезпечних ситуацій, пов'язаних з високою температурою при роботі з судновим двигуном.

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 8ЧН 31/43.

Розгляд двигуна полягав 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 4 розділі було розраховано та спроектовано відцентровий турбокомпресор системи повітропостачання. Запропонований турбокомпресор має високі показники коефіцієнтів корисної дії та спроектований за сучасним математичним моделюванням.

В 5 розділі було виконано розрахунок основних систем двигуна, розглянуто його принципові схеми і конструкції основних елементів. З розглянутих схем видно, що даний двигун досить сучасний і автоматизований.

В розділі «Забезпечення вимог охорони праці» були розглянуті нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах та проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування двигуна та судна в цілому.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, турбокомпресор, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згорання : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
2. Wärtsilä 31SG engines : Product guide. Wärtsilä, Finland Oy, 2019. 132 p.
3. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згорання : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
4. Михайлов В. С., Носовский А. Н., Корниецкий А. В., Пинчук В. А., Чуйко А. А. Курс повышения квалификации судовых механиков : пособ. Николаев: «Барви України», 2009. 384 с.
5. Конспект лекцій до курсу «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згорання». Мітрофанов А.С. 2022. (Електронна версія, надається всім слухачам курсу, є на сайті університету).
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. [International Convention for the Safety of Life at Sea](#) (SOLAS)
8. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації [ІМО](#) і [МАРПОЛ](#). Одеса, 2008. 80 с.
9. [ДСТУ 7239:2011](#) Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.
10. [Правил контролю суден](#) з метою забезпечення безпеки мореплавства

					КРБ.142.4221.23.05.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		