

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.

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ

6ЧН33/44 (YANMAR 6N330-UN)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



А. Ю. Проскурін

Здобувач освіти



О. С. Архипенко

Миколаїв 2025

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

Архипенко Олександр Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН33/44 (YANMAR 6N330-UN)*

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доц. Проскурін А. Ю.*,
(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 – 6ЧН33/44 (YANMAR 6N330-UN),
потужність двигуна – 2207 кВт; частота обертання колінчатого валу – 620 хв⁻¹;
паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 6ЧН33/44; Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 6ЧН33/44; Розробка турбокомпресора; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна 6ЧН33/44; Індикаторна діаграма та діаграми
динаміки; Турбокомпресор

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		

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/О. С. Архипенко/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/А. Ю. Проскурін/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна 6ЧН33/44 (YANMAR 6N330-UN), потужністю 2207 кВт та 620 хв⁻¹.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також турбокомпресора. Запропоновані заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 47 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: середньообертовий двигун, клапан, мастило, турбіна.

The qualification work presents the results of calculations for the ship engine 6ЧН33/44 (YANMAR 6N330-UN) with a power of 2207 kW and 620 rpm.

The work includes calculations of the engine operating cycle, dynamic loads, and the turbocharger. Measures to ensure occupational safety are proposed.

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 47 pages of calculations and explanatory notes. Eight sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

Key words: medium-speed engine, valve, oil, turbine.

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 6ЧН33/44 (YANMAR 6N330-UN)...	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 6ЧН33/44.....	14
Розділ 3. Розробка турбокомпресора.....	28
Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці.....	39
Висновки.....	43
Список використаної літератури.....	44
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 6ЧН33/44.....	45
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	46
Додаток В. Паливна система двигуна 6ЧН33/44.....	47

ВСТУП

Сучасне суднобудування висуває високі вимоги до надійності, економічності, екологічності та потужності енергетичних установок. Центральне місце в забезпеченні руху судна займає головний двигун, який повинен гарантувати стабільну роботу в різних експлуатаційних умовах. Одним із широко застосовуваних варіантів для середньо- і великотоннажного флоту є дизельні двигуни типу 6ЧН33/44, зокрема модель YANMAR 6N330-UN, що відзначається високим ККД, довговічністю та адаптивністю до різних типів навантаження [1].

Двигуни цього типу використовуються як головні двигуни на транспортних, пасажирських та спеціалізованих судах. Вони характеризуються оптимальним співвідношенням між габаритами, потужністю та витратою пального, а також здатні забезпечити роботу в широкому діапазоні навантажень і швидкостей. Техніко-економічне обґрунтування, тепловий і конструктивний розрахунок двигуна має важливе значення для правильного вибору, проектування та ефективної експлуатації суднової енергетичної установки.

Метою цієї дипломної роботи є виконання повного розрахунку суднового дизельного двигуна типу 6ЧН33/44 (YANMAR 6N330-UN) з урахуванням технічних характеристик, теплових навантажень, індикаторних параметрів, міцності основних деталей та показників економічності, що забезпечують ефективність його роботи в умовах морської експлуатації.

Об'єктом дослідження є судновий чотиритактний середньообертовий дизельний двигун внутрішнього згоряння YANMAR 6N330-UN, який застосовується як головний рушій на морських транспортних судах.

Предметом дослідження виступають процеси теплового, індикаторного, динамічного та конструктивного розрахунку суднового двигуна, що

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дозволяють визначити раціональні параметри його роботи, розміри основних деталей, економічні характеристики та показники екологічної безпеки.

У роботі передбачено послідовне виконання методичних етапів розрахунку робочого циклу двигуна за допомогою апробованих інженерних методик, зокрема методів Гріневецького–Мазінга та Вібе, побудову індикаторних діаграм, визначення параметрів поршневої групи, вала, шатунно-кривошипного механізму, а також аналіз показників ефективності й ресурсної надійності обраного двигуна.

					КРБ.142.4227ст.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН33/44

Судновий дизельний двигун 6ЧН33/44 (YANMAR 6N330-UN) є представником ряду чотиритактних, шестициліндрових, прямолінійних двигунів з нерозділеною камерою згоряння (рис. 1.1). Цей двигун розроблений спеціально для використання в якості головного двигуна морських транспортних і допоміжних суден середнього та великого тоннажу [2].

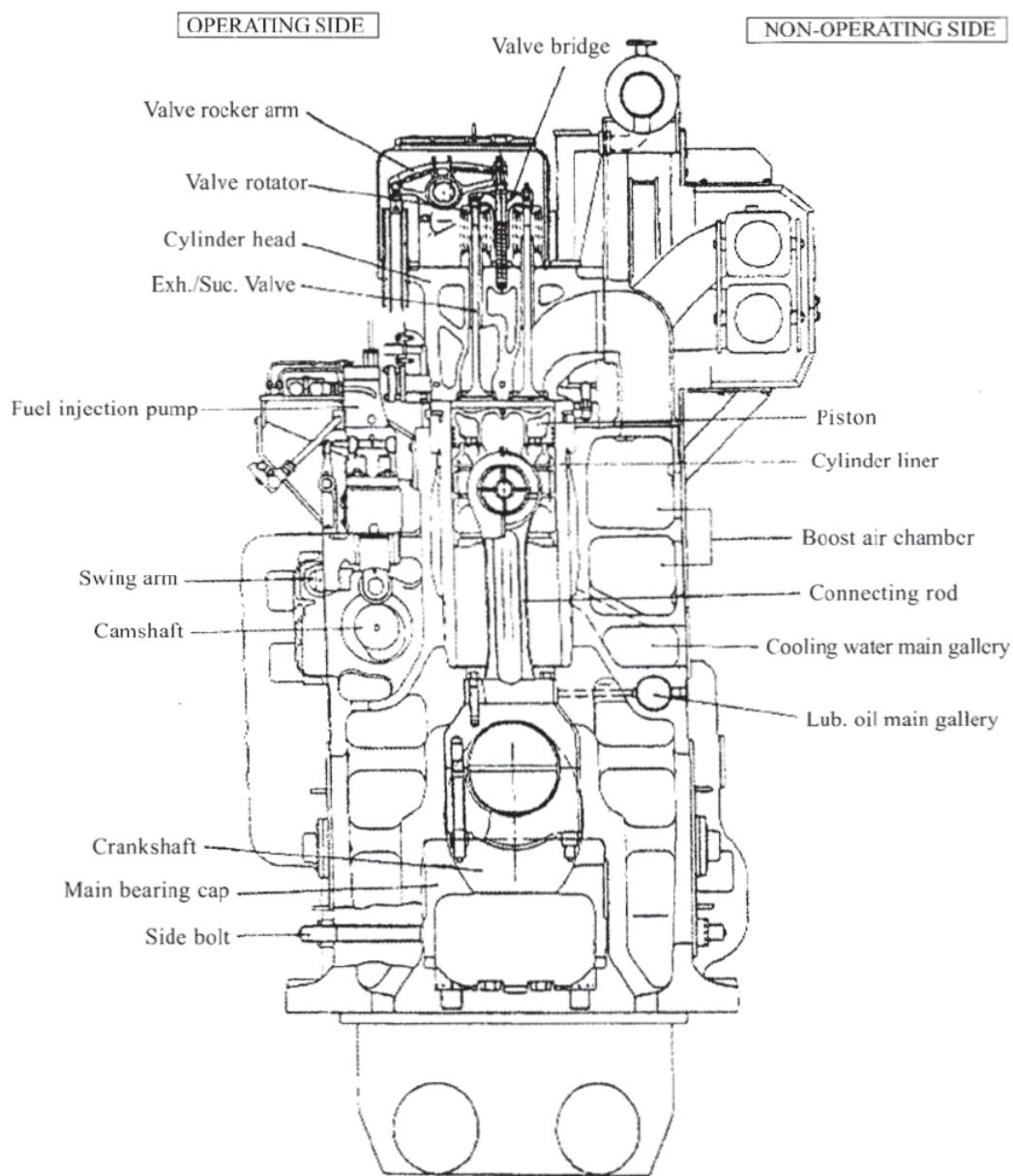


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна

1. Блок циліндрів

Блок циліндрів має конструкцію у вигляді масляного картера та підвісної металевої структури з чавуну, виконаний у вигляді коробчастої форми.

У конструкцію блоку циліндрів інтегровані камера наддувного повітря, основний контур охолоджувальної води, канал змащування, а також корпус розподільного вала, що дозволяє мінімізувати потребу у зовнішньому трубопроводі.

2. Колінчастий вал, корінні підшипники та вкладиші шатунних шийок

Колінчастий вал виготовлено методом кування з вуглецевої сталі, його шийки (як шатунні, так і корінні) мають збільшений діаметр. Вал загартовано та відшліфовано. Конструкція дозволяє знімати всю потужність також із передньої частини.

Корпуси корінних підшипників закріплюються до блоку циліндрів двома монтажними болтами та двома боковими болтами.

Як корінні, так і шатунні підшипники виготовлені з тришарових вкладишів типу «кельмет».

3. Поршень (рис. 1.2)

Поршень виконаний як моноблок із високоміцного чавуну.

Поршневі кільця складаються з трьох компресійних кілець (з хромовим покриттям), включаючи герметизуюче кільце, та одного маслоснімного кільця з розширювачем пружинного типу [3].

4. Шатун

Шатун виготовлено куванням з вуглецевої сталі та виконано у вигляді горизонтально трисекційної конструкції. Великий кінець має плоску сполучну поверхню з насічками.

Малий кінець оснащений вкладишем із бронзи з підшаром.

					<i>КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

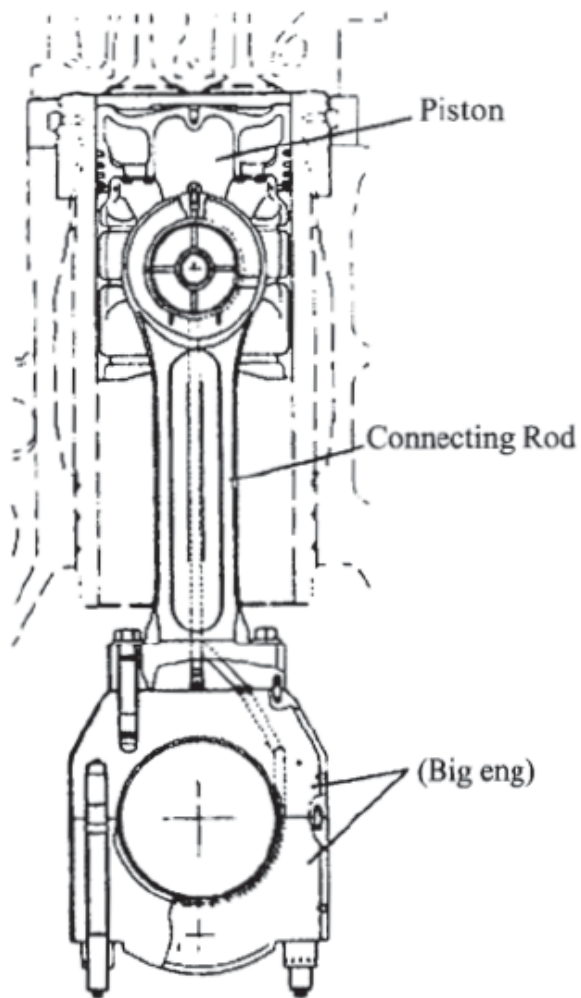


Рисунок 1.2 – Кривошипно-шатунний механізм

5. Циліндрова гільза

Гільза (рис. 1.3) виготовлена зі спеціального чавуну з внутрішньою поверхнею, обробленою методом високоточного хонінгування.

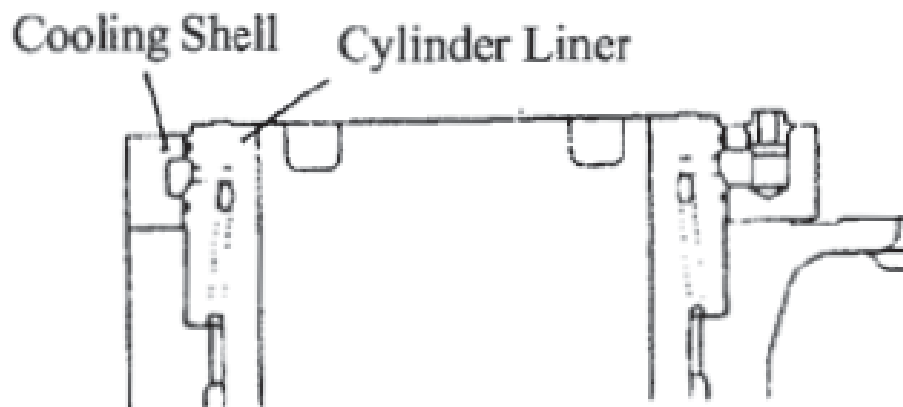


Рисунок 1.3 – Верхня частина гільзи циліндра

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Верхня частина гільзи має конструкцію з фланцем і системою охолодження отвору. Зовнішня частина «сорочки» циліндра охолоджується рівномірно завдяки вихровому потоку води.

6. Головка циліндра (рис. 1.4)

Головка циліндра кріпиться за допомогою чотирьох болтів.

Клапани впуску та випуску розміщені послідовно (тандемно), а канали для впуску та випуску повітря виведені на сторону, протилежну від робочої.

Робоча поверхня головки має спеціальні свердління між клапанами впуску та випуску для збору охолоджувальної води в центрі з метою покращення охолодження.

Отвір для встановлення форсунки має втулкову конструкцію.

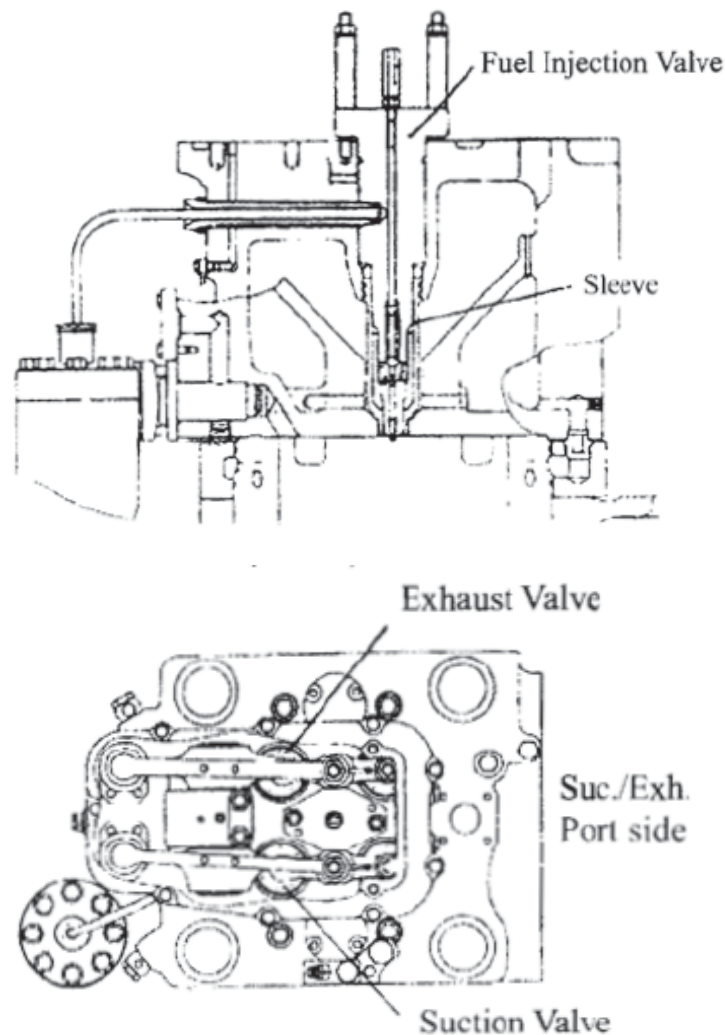


Рисунок 1.4 – Головка циліндра

7. Впускні та випускні клапани

Механізм клапанного приводу реалізовано за системою хитного важеля. Впускні та випускні клапани — чотириклапанного типу з містком і обладнані пристроями обертання клапанів.

Клапани виготовлені з жароміцної сталі, а робоча поверхня клапана та його сідло оброблені нанесенням шару сплаву «сталіт».

Залежно від використовуваного палива можливе застосування матеріалів з підвищеною корозійною стійкістю та охолоджуваного сідла випускного клапана.

8. Розподільчий вал (рис. 1.5)

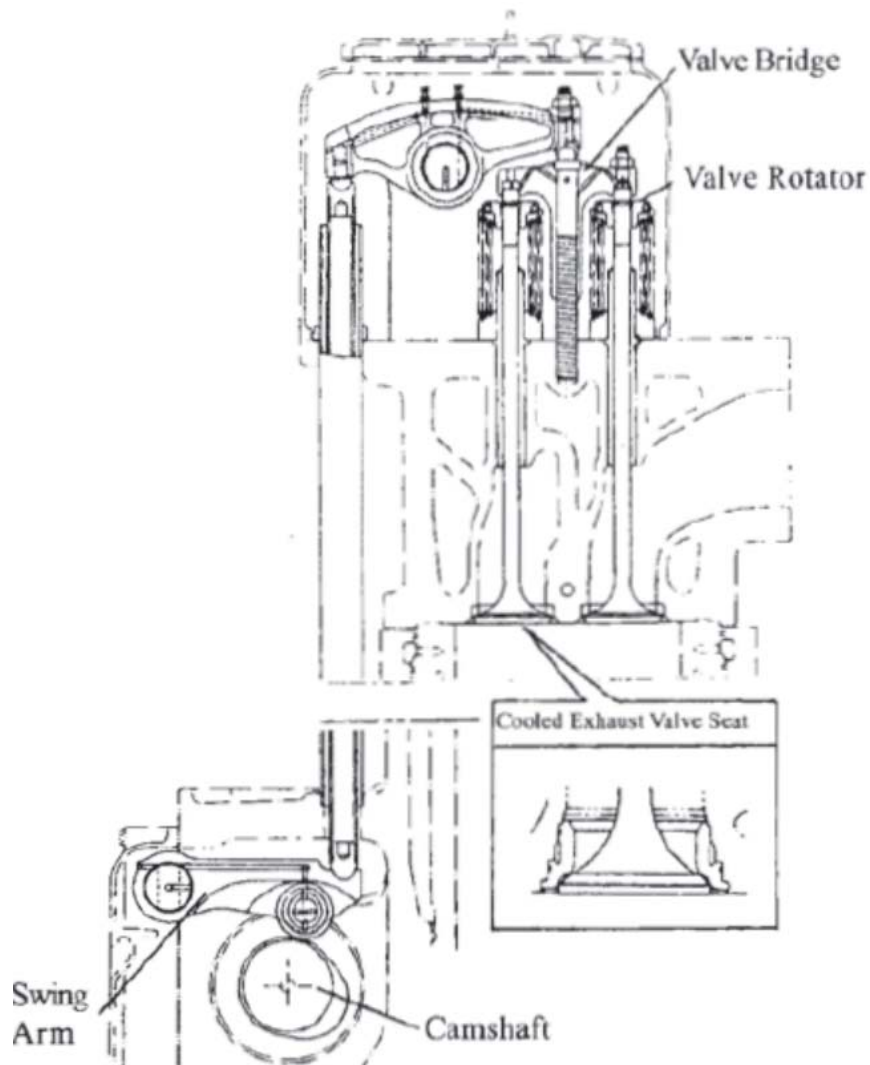


Рисунок 1.5 – Механізм газорозподілу

					<i>КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розподільчий вал виконаний моноблочно з кулачками.

Конструкція передбачає окремий вал на кожен циліндр (роздільний тип).

9. Паливний насос високого тиску (рис. 1.6)

Використовується паливний насос високого тиску.

Плунжерна втулка має закриту верхню частину та реалізована у вигляді підвісної системи.

У зоні нагнітального клапана встановлений двосторонній клапан подачі (клапан вирівнювання тиску).

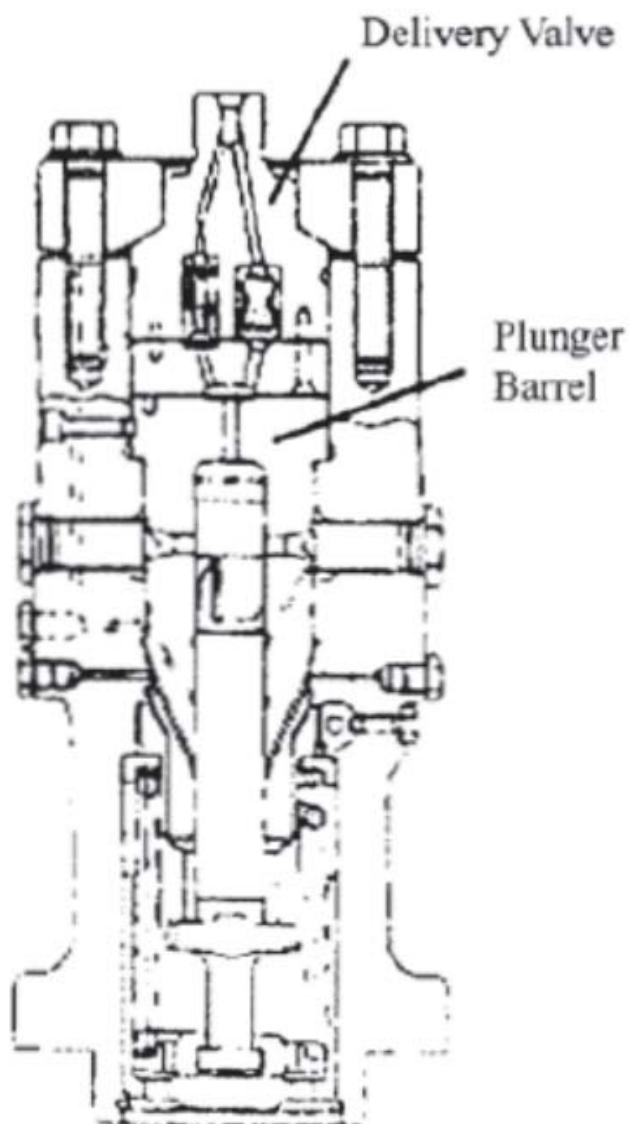


Рисунок 1.6 – Паливний насос високого тиску

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

11. Повітряний охолоджувач

Повітряний охолоджувач має конструкцію у вигляді коробчастої пластинчасто-ребристої структури. Стандартно встановлюється з боку, протилежного маховику.

12. Регулятор та пристрій керування

Встановлено гідравлічний регулятор.

Усі прилади, важелі керування та органи контролю зосереджені на фронтальній (операційній) стороні двигуна.

13. Система охолодження

Застосовується двоконтурна система охолодження:

- контур охолодження двигуна (циліндри та головки циліндрів);
- контур охолодження через теплообмінник (для охолоджувача мастила, повітряного охолоджувача та охолоджувача прісної води).

Контур двигуна оснащено автоматичним терморегулювальним клапаном для стабільного підтримання високої температури охолодження.

14. Система змащення

У стандартній комплектації передбачено масляний піддон (картер), який одночасно слугує допоміжним корпусним резервуаром (мокрый картер).

За замовленням може бути встановлений корпусний резервуар (сухий картер).

Область коромисел клапанів і турбокомпресор серії МЕТ змащуються системним маслом двигуна.

15. Редуктор (знижувач обертів) та реверс-редуктор (морський редуктор)

У стандартній комплектації двигун оснащується:

- редуктором (для гребних гвинтів із регульованим кроком – С.Р.Р.);
- або реверсивно-знижувальним редуктором (для фіксованого кроку – F.P.P.).

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Редуктор являє собою одноступеневий косозубий механізм зі гідравлічним багатодисковим зчепленням і додатковим валом підтримки для роботи в реверсі.

Усі підшипники спроектовані так, щоб не потребували регулювання за допомогою шайб. Підшипник опорного вала має конструкцію з можливістю демонтажу за допомогою гідравлічного знімання.

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДВИГУНА 6ЧН33/44

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Для забезпечення точності теплотехнічного аналізу та отримання достовірних індикаторних показників суднового дизельного двигуна 6ЧН33/44 (YANMAR 6N330-UN) у даній роботі застосовано методику Гриневецького–Мазінга. Цей аналітико-емпіричний підхід широко використовується в проектуванні та дослідженні чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння, зокрема в умовах морського машинобудування, де потрібна висока точність оцінки робочого процесу [4].

Сутність методики

Методика Гриневецького–Мазінга базується на моделюванні процесів згоряння та розширення газів у циліндрі шляхом розділення робочого циклу на окремі фазові ділянки: впуск, стиснення, згоряння, розширення та випуск. Особливістю підходу є поетапний розрахунок індикаторних параметрів з урахуванням термодинамічних, газодинамічних та конструктивних характеристик двигуна.

У рамках методики реалізовано:

розрахунок теоретичної індикаторної діаграми;

врахування утрат на продувку, теплообмін та механічне тертя;

корекція тиску та температури на різних фазах циклу;

розрахунок тиску згоряння із використанням функції Вібе або інших апроксимуючих функцій.

Переваги методики

Наближеність до реальних умов експлуатації двигуна, з урахуванням інерції повітряного потоку, затримки займання та кінетики згоряння.

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Можливість адаптації під різні типи палив та ступінь форсування двигуна, що особливо актуально для судових ДВЗ.

Підвищена точність визначення середнього індикаторного тиску, температур в характерних точках циклу, об'ємного ККД, питомої витрати палива.

Методика Гриневецького–Мазінга є ефективним інструментом для аналітичного розрахунку робочого циклу судового двигуна. Її застосування в дипломному проєкті дозволило досягти балансу між точністю результатів та обчислювальною складністю, а також створити обґрунтовану основу для подальших конструктивних і динамічних розрахунків двигуна типу 6ЧН33/44.

Вхідні параметри для розрахунку робочого циклу двигуна

У табл. 2.1 представлені вхідні параметри для розрахунку робочого циклу

Таблиця 2.1 – Вхідні параметри для розрахунку

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ефективна потужність	N_e	кВт	2207
Частота обертання	n	хв^{-1}	620
Тиск навколишнього середовища	P_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	298
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,3
Коефіцієнт продувки	ϕ_a		1,05
Коефіцієнт залишкових газів	γ_r		0,04
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	ε_z		0,94
Коефіцієнт використання тепла в точці b	ε_b		0,98
Ступінь стиснення	ε		13,5
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,2
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	20

Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		0,99
Механічний ККД двигуна	η_m		0,94
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$		0,7
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox}	МПа	0,004
ККД системи охолодження	η_0		0,95
Температура залишкових газів	T_r	К	800
Масовий склад палива	C	кг	0,87
	H	кг	0,126
	S	кг	0
	O	кг	0,004
Нижча теплота згоряння палива	Q_H	(кДж / кг)	42700
Кількість циліндрів	i		6
Діаметр циліндра	D_c	м	0,33
Хід поршня	S_c	м	0,44
Коефіцієнт тактності	z		0,5
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α		2,155
Показник адіабати повітря	k_e		1,41
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,98
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,95
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ε_a		0,95
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною р	ψ_t		0,736

Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу розрахований в програмі Mathcad, результати якого представлені у табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Результати розрахунку процесу наповнення			
Температура повітря за компресором	T_k	К	455,389
Температура повітря в ресивері	T_s	К	306,012
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	344,242
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,296
Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,281
Коефіцієнт наповнення	η_n		0,877
Результати розрахунку процесу стиснення			
Показник політропи стиснення	n_1		1,363
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	9,771
Температура в кінці стиснення	T_c	К	886,043
Результати розрахунку процесу згоряння			
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	1,066
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0297
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0285
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z		0,959
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z		1,027
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1852
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	11,725
Результати розрахунку процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,79
Ступінь подальшого розширення	δ		7,544
Показник політропи розширення	n_2		1,273
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	1067
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	0,895
Результати визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,032
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,012
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,171

Індикаторний ККД	η_i	-	0,493
Результати визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,891
Ефективний ККД	η_e	-	0,463
Питома ефективна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,182
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	2208
Результати визначення дійсного Пк компресора			
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	3,621
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	3,732
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,221
Температура газів	T_t	К	790,145
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	1,098
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,391
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,374
Дійсна ступінь підвищення тиску у компресорі	Π_k		3,002
Розрахунковий тиск наддуву	P_{kd}	МПа	0,3002

Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Індикаторна діаграма є графічним відображенням змін тиску в циліндрі двигуна впродовж одного повного робочого циклу. Вона є основним інструментом для аналізу ефективності процесів стиснення, згоряння, розширення та випуску, а також базовим джерелом даних для визначення індикаторної потужності, середнього тиску та інших показників теплової ефективності двигуна.

Метою побудови індикаторної діаграми є:

визначення параметрів робочого тіла (тиску, температури, об'єму) на ключових фазах циклу;

розрахунок середнього індикаторного тиску (p_i), що визначає питому індикаторну потужність;

оцінка ККД індикаторного процесу;

виявлення втрат при продувці, згорянні та механічному терті.

Розрахунок координат точок для фаз стиснення та розширення, які моделюються політропними залежностями, здійснюється за такими формулами [4]:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,363
Показник політропи розширення n_2	1,273
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	9,771
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	11,725
Ступінь попереднього розширення ρ	1,79
Ступінь стиснення ε	13,5

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	11,73	
1,00	9,77	11,73
1,79	4,42	11,73
2,38	3,00	8,18
2,96	2,23	6,18
3,55	1,74	4,91
4,13	1,41	4,04
4,72	1,18	3,41
5,30	1,01	2,94
5,89	0,87	2,58

6,47	0,77	2,28
7,06	0,68	2,04
7,65	0,61	1,85
8,23	0,55	1,68
8,82	0,50	1,54
9,40	0,46	1,42
9,99	0,42	1,31
10,57	0,39	1,22
11,16	0,36	1,14
11,74	0,34	1,07
12,33	0,32	1,01
12,91	0,30	0,95
13,50	0,28	0,90
13,50		0,28

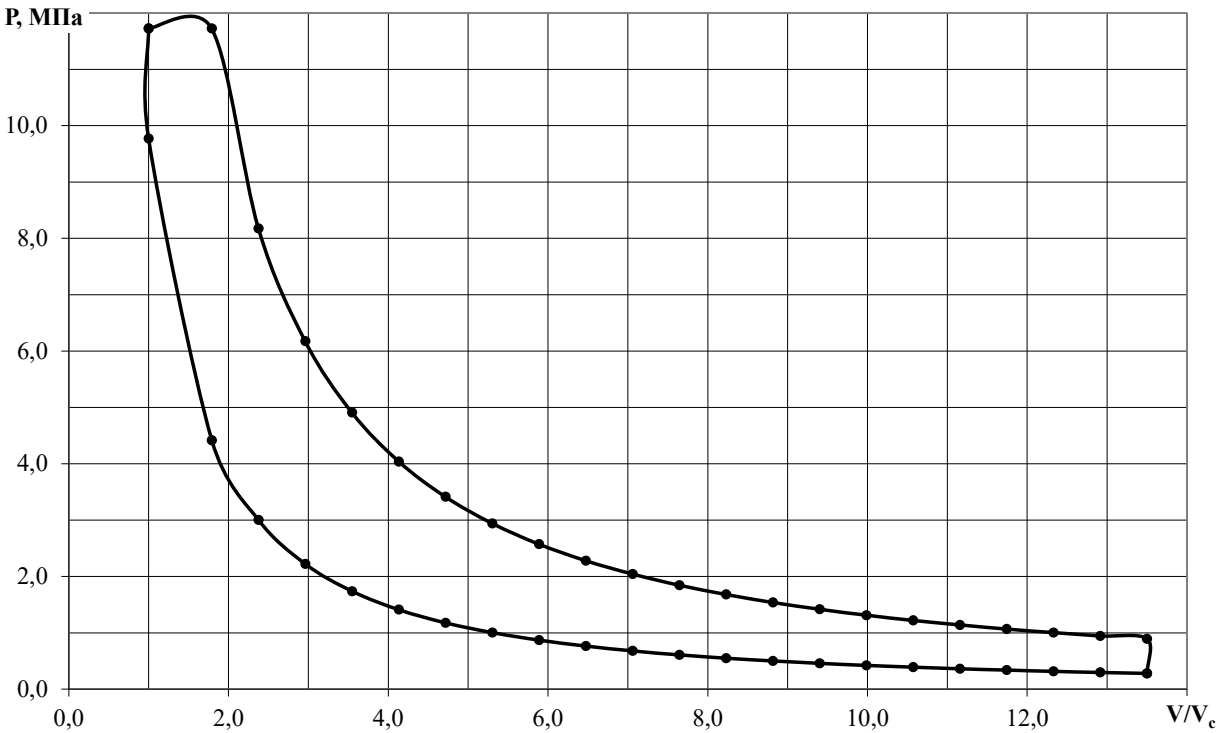


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Графічні залежності, що демонструють зміну силових параметрів у процесі обертання колінчастого вала, слугують інструментом для дослідження характеру навантажень, які діють у різні фази його циклічної роботи. За їх допомогою можливо визначити ступінь навантаження на окремі елементи кривошипно-шатунного механізму, а також провести аналіз динамічного врівноваження системи та її здатності чинити опір змінним навантаженням. Формування таких графіків здійснюється на основі теплотехнічних розрахункових параметрів, із врахуванням змін зовнішніх та внутрішніх умов, що впливають на динаміку руху механізму [5].

Під час побудови діаграм враховуються основні компоненти динамічних зусиль:

P_g – сила тиску робочих газів на поверхню поршня;

P_j – інерційна сила, пов'язана з поступальним рухом зворотно-поступальних мас;

P_{dv} – вертикальна складова сили, що прикладена до поршневого пальця (рушійна сила);

N – сила нормального тиску, що діє перпендикулярно до поверхні втулки;

Q – сила, яка передається вздовж шатуна;

T – тангенціальна сила, яка орієнтована по дотичній до кола обертання кривошипа;

Z – осьова складова, що спрямована вздовж осі обертання кривошипного вала.

Умовна схема розміщення зазначених сил у межах кривошипно-шатунного механізму зображена на рисунку 2.2.

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

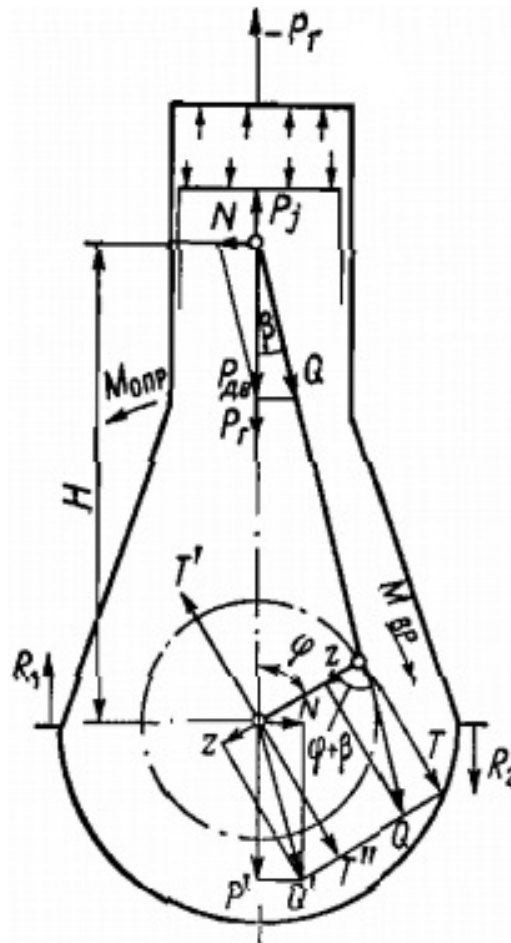


Рисунок 2.2 – Схематичне розташування сил у кривошипно-шатунному механізмі

Параметри, що використовувалися як вхідні дані для моделювання динаміки, наведені у таблиці 2.4. Після виконання обчислень отримані результати зведено до таблиць 2.5 і 2.6. Виходячи з отриманих числових даних, побудовано відповідні графіки силової динаміки, які подано на рисунках 2.3–2.5.

На рисунку 2.3 відображено:

P_r – тиск газів на поршень;

P_j – інерційне навантаження на один циліндр;

P_{dv} – вертикальну рушійну силу.

Рисунок 2.4 містить:

N – нормальну силу тиску поршня на гільзу;

Z – осьову силу, що навантажує кривошип;

T – дотичну (тангенціальну) силу у кривошипному шарнірі.

На рисунку 2.5 подано:

$T\Sigma$ – сумарну дотичну силу, що діє на кривошип;

$T_{cp}\Sigma$ – середнє за цикл значення цієї дотичної складової.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,33
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	620
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	11,725
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,281
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,3
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,4
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,26
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	150
Радіус кривошипа	м	r	0,22
Ступінь стиснення		ε	13,5
Показник політропи стиснення		n_1	1,363
Показник політропи розширення		n_2	1,273
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,79
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3000	-2,0483	-1,7483	0,0000	-1,7483	0,0000
10	0,3000	-1,9981	-1,6981	-0,0767	-1,6590	-0,3704
20	0,3000	-1,8513	-1,5513	-0,1383	-1,4105	-0,6606
30	0,3000	-1,6191	-1,3191	-0,1725	-1,0562	-0,8089
40	0,3000	-1,3187	-1,0187	-0,1719	-0,6699	-0,7864
50	0,3000	-0,9715	-0,6715	-0,1355	-0,3278	-0,6015
60	0,3000	-0,6015	-0,3015	-0,0691	-0,0909	-0,2956
70	0,3000	-0,2322	0,0678	0,0169	0,0073	0,0695
80	0,3000	0,1149	0,4149	0,1086	-0,0349	0,4274
90	0,3000	0,4227	0,7227	0,1922	-0,1922	0,7227
100	0,3000	0,6795	0,9795	0,2564	-0,4226	0,9200

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

110	0,3000	0,8798	1,1798	0,2941	-0,6799	1,0080
120	0,3000	1,0241	1,3241	0,3033	-0,9247	0,9951
130	0,3000	1,1183	1,4183	0,2863	-1,1310	0,9025
140	0,3000	1,1719	1,4719	0,2483	-1,2871	0,7559
150	0,3000	1,1965	1,4965	0,1956	-1,3938	0,5788
160	0,3000	1,2038	1,5038	0,1341	-1,4590	0,3883
170	0,3000	1,2037	1,5037	0,0679	-1,4927	0,1942
180	0,2810	1,2030	1,4840	0,0000	-1,4840	0,0000
190	0,2830	1,2037	1,4868	-0,0672	-1,4758	-0,1920
200	0,2892	1,2038	1,4930	-0,1331	-1,4485	-0,3855
210	0,3000	1,1965	1,4965	-0,1957	-1,3939	-0,5788
220	0,3164	1,1719	1,4883	-0,2511	-1,3015	-0,7643
230	0,3398	1,1183	1,4581	-0,2943	-1,1627	-0,9278
240	0,3722	1,0241	1,3963	-0,3198	-0,9751	-1,0493
250	0,4170	0,8798	1,2968	-0,3233	-0,7473	-1,1080
260	0,4794	0,6795	1,1588	-0,3034	-0,5000	-1,0885
270	0,5673	0,4227	0,9900	-0,2634	-0,2634	-0,9900
280	0,6942	0,1149	0,8091	-0,2118	-0,0681	-0,8336
290	0,8826	-0,2322	0,6504	-0,1621	0,0701	-0,6666
300	1,1721	-0,6015	0,5706	-0,1307	0,1721	-0,5595
310	1,6345	-0,9715	0,6630	-0,1338	0,3237	-0,5939
320	2,4006	-1,3187	1,0819	-0,1825	0,7115	-0,8352
330	3,6914	-1,6191	2,0722	-0,2709	1,6592	-1,2707
340	5,7611	-1,8513	3,9098	-0,3486	3,5548	-1,6648
350	8,3668	-1,9981	6,3687	-0,2877	6,2220	-1,3893
360	9,7578	-2,0483	7,7095	0,0000	7,7095	0,0000
370	11,7250	-1,9981	9,7269	0,4395	9,5028	2,1218
380	11,7250	-1,8513	9,8737	0,8803	8,9771	4,2042
390	9,9245	-1,6191	8,3054	1,0858	6,6497	5,0930
400	6,6401	-1,3187	5,3214	0,8977	3,4994	4,1082
410	4,6374	-0,9715	3,6659	0,7399	1,7895	3,2839
420	3,3993	-0,6015	2,7978	0,6408	0,8439	2,7434
430	2,6080	-0,2322	2,3758	0,5923	0,2560	2,4351
440	2,0842	0,1149	2,1991	0,5757	-0,1851	2,2656
450	1,7261	0,4227	2,1487	0,5716	-0,5716	2,1487
460	1,4748	0,6795	2,1542	0,5640	-0,9295	2,0236
470	1,2948	0,8798	2,1746	0,5421	-1,2532	1,8580
480	1,1644	1,0241	2,1885	0,5013	-1,5284	1,6447
490	1,0693	1,1183	2,1876	0,4416	-1,7444	1,3920
500	1,0006	1,1719	2,1725	0,3665	-1,8998	1,1157
510	0,9521	1,1965	2,1486	0,2809	-2,0012	0,8310
520	0,9199	1,2038	2,1237	0,1894	-2,0604	0,5484
530	0,9015	1,2037	2,1053	0,0951	-2,0898	0,2719
540	0,8955	1,2030	2,0985	0,0000	-2,0985	0,0000
550	0,4000	1,2037	1,6037	-0,0725	-1,5920	-0,2071
560	0,4000	1,2038	1,6038	-0,1430	-1,5560	-0,4142
570	0,4000	1,1965	1,5965	-0,2087	-1,4870	-0,6175
580	0,4000	1,1719	1,5719	-0,2652	-1,3746	-0,8073
590	0,4000	1,1183	1,5183	-0,3065	-1,2107	-0,9661

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Архив
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

600	0,4000	1,0241	1,4241	-0,3262	-0,9946	-1,0702
610	0,4000	0,8798	1,2798	-0,3190	-0,7375	-1,0935
620	0,4000	0,6795	1,0795	-0,2826	-0,4657	-1,0140
630	0,4000	0,4227	0,8227	-0,2188	-0,2188	-0,8227
640	0,4000	0,1149	0,5149	-0,1348	-0,0433	-0,5305
650	0,4000	-0,2322	0,1678	-0,0418	0,0181	-0,1720
660	0,4000	-0,6015	-0,2015	0,0461	-0,0608	0,1976
670	0,4000	-0,9715	-0,5715	0,1154	-0,2790	0,5120
680	0,4000	-1,3187	-0,9187	0,1550	-0,6041	0,7092
690	0,4000	-1,6191	-1,2191	0,1594	-0,9761	0,7476
700	0,4000	-1,8513	-1,4513	0,1294	-1,3196	0,6180
710	0,4000	-1,9981	-1,5981	0,0722	-1,5613	0,3486
720	0,3000	-2,0483	-1,7483	0,0000	-1,7483	0,0000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки	φ_z°	120
--------------	-------------------	-----

φ°	T _E						T _E
	Номер циліндра						
	1	2	3	4	5	6	
0	0,000	0,995	-1,049	0,000	1,645	-1,070	0,520
10	-0,370	0,902	-1,108	2,122	1,392	-1,093	1,844
20	-0,661	0,756	-1,089	4,204	1,116	-1,014	3,313
30	-0,809	0,579	-0,990	5,093	0,831	-0,823	3,881
40	-0,786	0,388	-0,834	4,108	0,548	-0,530	2,894
50	-0,602	0,194	-0,667	3,284	0,272	-0,172	2,310
60	-0,296	0,000	-0,560	2,743	0,000	0,198	2,086
70	0,069	-0,192	-0,594	2,435	-0,207	0,512	2,023
80	0,427	-0,386	-0,835	2,266	-0,414	0,709	1,767
90	0,723	-0,579	-1,271	2,149	-0,617	0,748	1,152
100	0,920	-0,764	-1,665	2,024	-0,807	0,618	0,325
110	1,008	-0,928	-1,389	1,858	-0,966	0,349	-0,068
120	0,995	-1,049	0,000	1,645	-1,070	0,000	0,520
							22,048

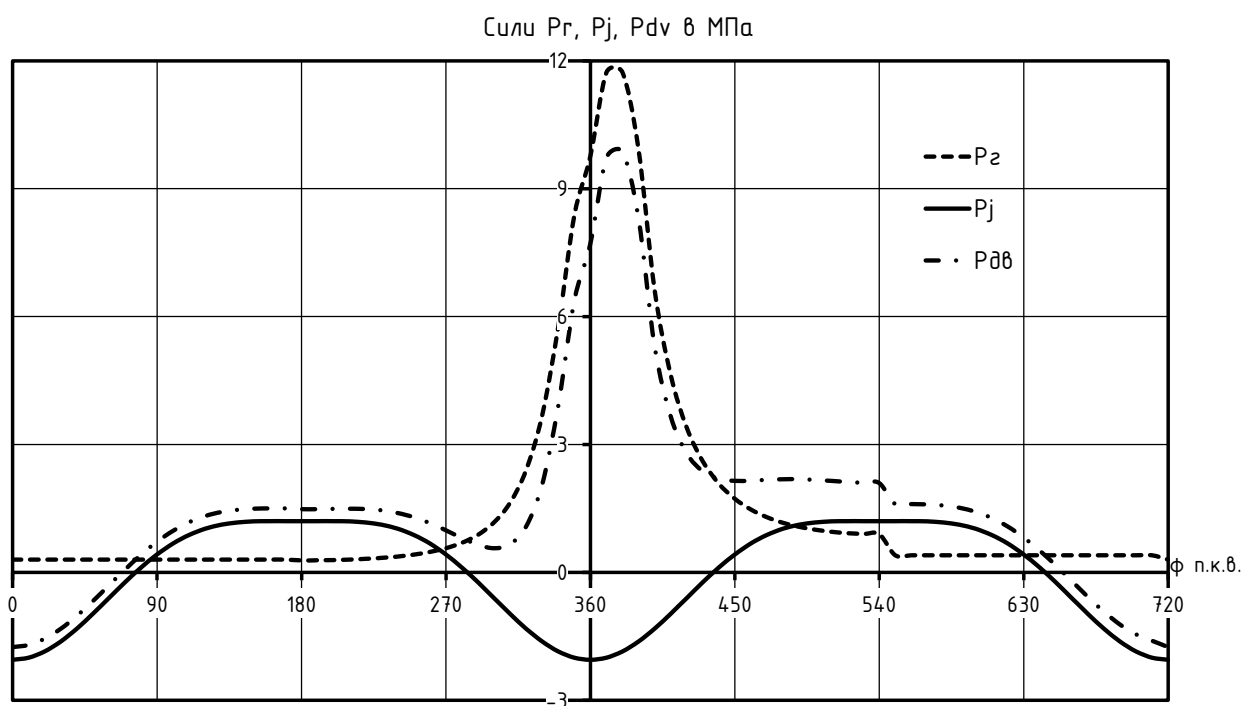


Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

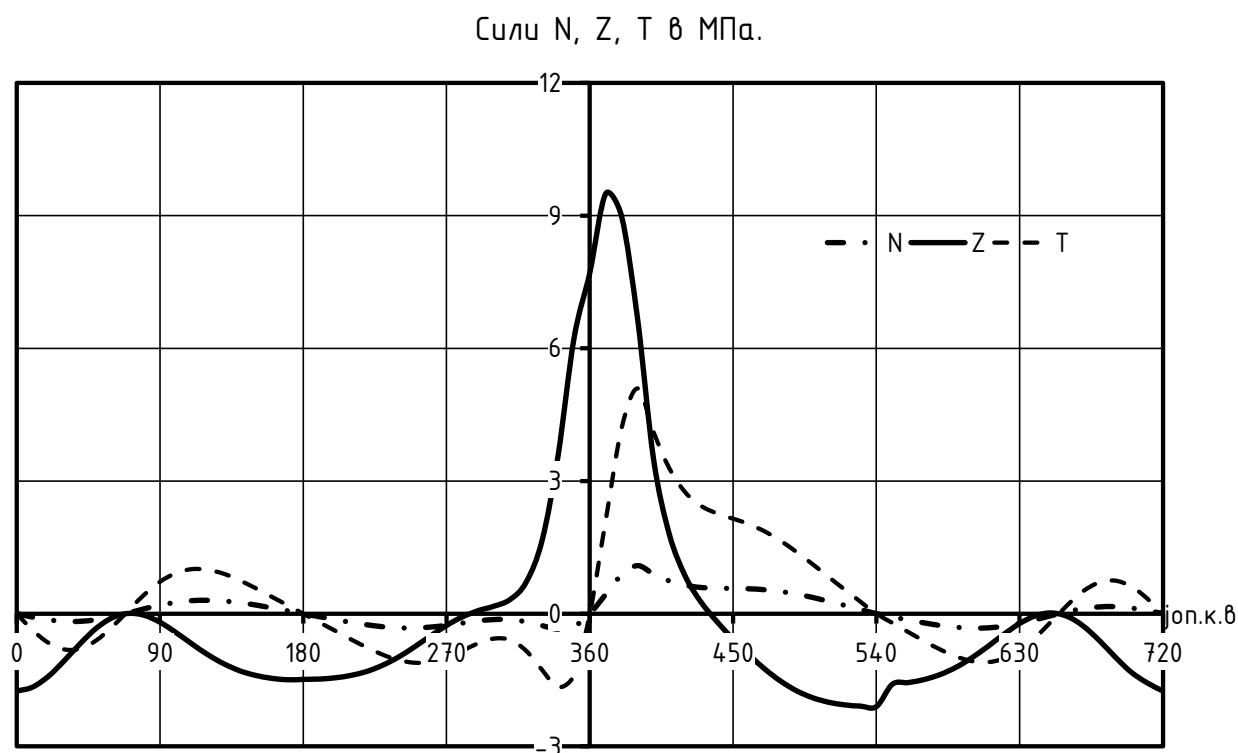


Рисунок 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ

Аркуш

26

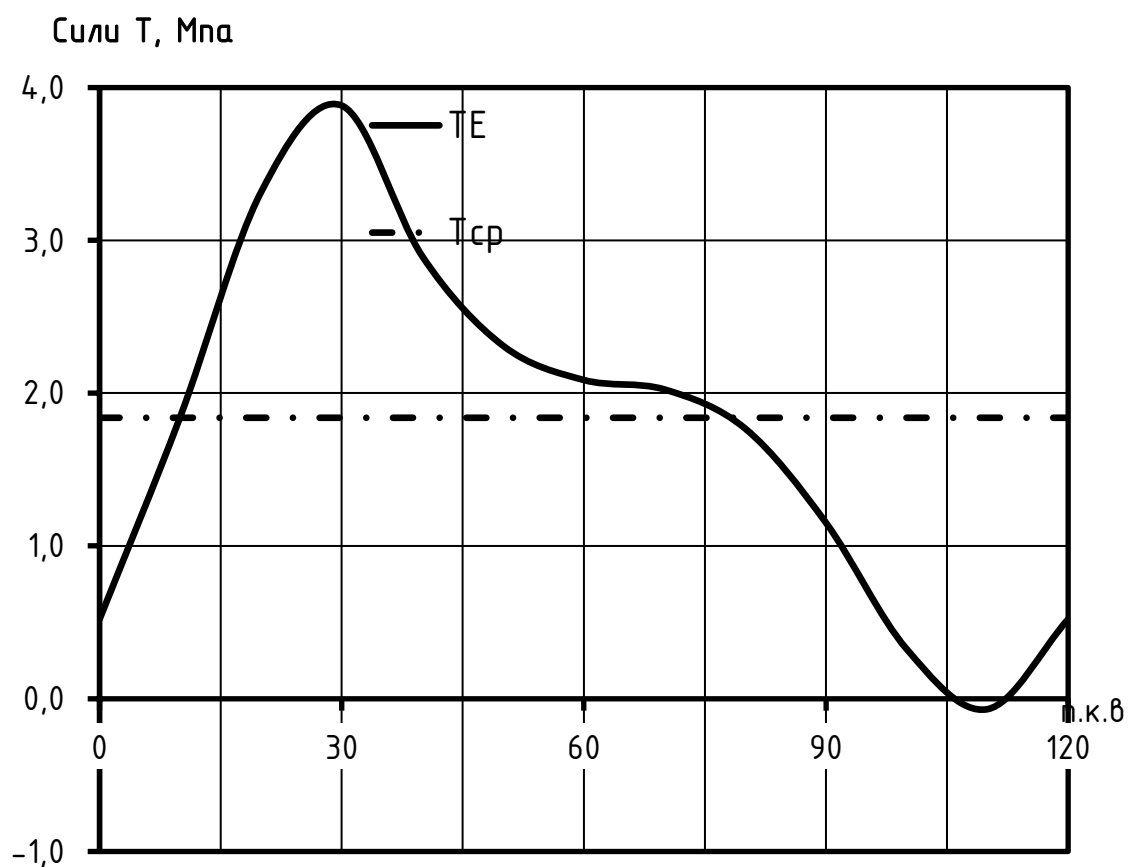


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ТУРБОКОМПРЕСОРА

Вибір типорозміру турбокомпресора

Виходячи з попередньо встановлених параметрів, зокрема витрати повітря та необхідного ступеня підвищення тиску, здійснюється аналіз доцільності використання конкретного турбокомпресора. Метою є вибір моделі, яка забезпечить оптимальну ефективність роботи двигуна за заданих умов. Для цього проводиться порівняння техніко-експлуатаційних характеристик компресорів різних серій, типів та габаритів.

Ключовим засобом для такої оцінки слугують спеціалізовані діаграми, що відображають межі робочих режимів турбокомпресорів. Ці графіки дають змогу візуалізувати області стабільної та ефективної роботи в залежності від повітряної витрати та ступеня наддуву. Значення витрати, залежно від методики аналізу, можуть задаватися як масові або об'ємні, і відкладаються на горизонтальній осі відповідного графіка [6].

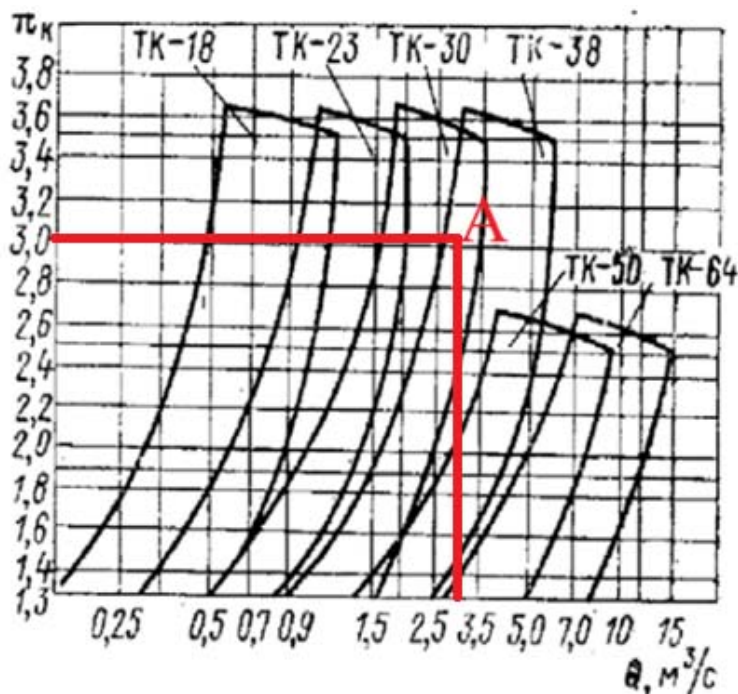


Рисунок 3.1 – Области ефективної роботи турбокомпресорів ТК залежно від повітряної витрати та ступеня наддуву

Після визначення фактичного ступеня підвищення тиску (ПК) та повітряної витрати (G або Q), обчислені значення наносяться на поле робочих характеристик — графічно це зображено у вигляді точки А на рисунку 3.1. Область, у яку потрапляє ця точка, визначає рекомендований типорозмір турбокомпресора. На діаграмі такі зони позначені геометричними фігурами (наприклад, косокутними чотирикутниками), кожна з яких відповідає певній серії агрегатів.

Позначення «ТК» вказує на тип турбіни — осьову, тоді як числовий індекс відображає номінальний діаметр компресорного колеса (позначається як D_2), виражений у сантиметрах. Допускається відхилення цієї величини в межах приблизно 6%. В більшості випадків, діаметри турбінного і компресорного коліс є близькими, що спрощує орієнтовний підбір і первинні інженерні розрахунки.

Таким чином, обрання, наприклад, моделі ТКР-30 передбачає компресорне колесо з зовнішнім діаметром близько 300 мм, що дає змогу надалі уточнити параметри повітроподавання, побудувати схему наддуву та провести деталізовану перевірку відповідності агрегату вимогам заданого двигуна.

Попереднє визначення колової швидкості

Позначення	Значення	Найменування
	1,42	Коефіцієнт напору компресора
L_{ad} , Дж/кг	108455,5	Адіабатна робота компресорної ступені
u_2 , м/с	390,84	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Позначення	Значення	Найменування
	0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
C_a , м/с	30	Швидкість повітря на вході
C_p , Дж/(кг·К)	1005	Ізобарна теплоємність повітря
C_1 , м/с	117,3	Швидкість повітря перед колесом компресора
T_a , К	295	Температура після глушника
T_1 , К	288,6	Температура повітря перед колесом
P_a , Па	100287	Тиск після глушника
n_1	1,39	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
P_1 , Па	92755,0	Тиск повітря перед колесом

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Позначення	Значення	Найменування
D_2 , м	0,32	Зовнішній діаметра колеса компресора
D_o , м	0,0705	Діаметр втулки колеса компресора
α_{TB}	0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
Φ_{2r}	0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
z_k	13	Число лопаток робочого колеса компресора
ρ_1	1,1198	Густина повітря перед входом в колесо
f_1	0,0276	Площа на вході в колесо
D_H	0,2003	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
a	0,626	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
D_1	0,1502	Середній квадратичний діаметр входу в колесо

μ	0,8288	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
T_2, K	365,99	Температура повітря за колесом компресора
η_2	0,9	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
	3,10	Комплекс
$P_2, Па$	193473,14	Тиск повітря за колесом компресора
β_{11}	32,6	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
i_1	2	Кут атаки вхідної кромки ОСА
β_{1a}	34,6	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
$\delta_1, м$	0,0003	Товщина лопаті на входів колесо
τ_1	0,993	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
$c_1, м/с$	118,11	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
β_{11}^1	32,8	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
β_{1H}	25,8	Кут входу потоку на діаметрі D_H
β_{10}	53,9	Кут входу потоку на діаметрі D_0
$w_{1H}^1, м/с$	271,7	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H
$w_{11}^1, м/с$	218,2	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
λ_{Hw}	0,86	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо

C_{2u} , м/с	323,91	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
C_{2r} , м/с	136,79	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
C_2 , м/с	351,62	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
α_2	22,89	Кут потоку повітря на виході з колеса
M_{C2}	0,914	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
ρ_2 , кг/м ³	1,842	Густина повітря на виході з колеса
b_2 , м	0,014	Ширина колеса на виході
w_2 , м/с	152,29	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
$\hat{w}$	0,70	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

Позначення	Значення	Найменування
D_3 , м	0,36	Діаметр на виході з БЛД
y	0,8	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
b_3 , м	0,011	Ширина БЛД на виході
η_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)
c_3 , м/с	311,04	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
T_3 , К	403,22	Температура потоку повітря за БЛД
P_3 , Па	255036,14	Тиск повітря за БЛД
ρ_3 , кг/м ³	2,204	Густина повітря на виході з колеса

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ

Аркуш

32

$\lambda_{БЛД}$	0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
α_3	27,13	Кут виходу потоку повітря з БЛД
C_3 , м/с	311,04	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
M_{C3}	0,77	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

Позначення	Значення	Найменування
δ_m	6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
D_4 , м	0,52	Діаметр на виході з ЛД
b_4 , м	0,020	Ширина дифузору на виході
i_3	0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
$\alpha_{3л}$	27,13	Кут установки лопатки ЛД на вході
$\Delta\alpha$	15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
$\alpha_{4л}$	42,13	Кут установки лопатки ЛД на виході
k_a	1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
α_4	34,76	Кут виходу потоку з ЛД
η_4	0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
	2,92	Комплекс
	1,92	Комплекс
, К	449,14	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
C_4 , м/с	66,74	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
T_4 , К	449,14	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
z_d	35	Число лопаток дифузору

z_k/z_d	0,37	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
$\delta_3, \text{м}$	0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
$\delta_4, \text{м}$	0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
τ_3	0,902	Коефіцієнт захарашення на вході в ЛД
	0,985	Коефіцієнт захарашення на виході в ЛД
f	3,92	Дифузорність ЛД
α_{CP}	34,63	Середній кут установки лопатки в ЛД
δ	7,84	Кут розкриття еквівалентного дифузору
$P_4, \text{Па}$	349553,39	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
	0,041	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
$R_L, \text{м}$	1,092	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
$R_{\text{ц}}, \text{м}$	0,777	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
$\rho_4, \text{кг/м}^3$	2,712	Густина повітря за ЛД

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Позначення	Значення	Найменування
ξ_5	0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
A	0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
$C_5, \text{м/с}$	65,41	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці

η_5	0,000	ККД завитки
	0,000	Комплекс показника політропи у завитці
P_5 , Па	348347,43	Тиск повітря за завиткою
	0,045	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
T_5 , К	449,23	Температура потоку повітря на виході з завитки
f_5 , м ²	0,0719	Площа завитки на виході
D_5 , м	0,3026	Діаметр виходу завитки

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

Позначення	Значення	Найменування
$\eta_{ад}$	0,835	Адіабатний ККД компресора
$\eta_{м}$	0,970	Механічний ККД компресора
N_K , кВт	579,15	Потужність приводу компресора
$n_{тк}$, об/хв	23326	Частота обертів ротора турбокомпресора

Технічна характеристика розробленого турбокомпресора

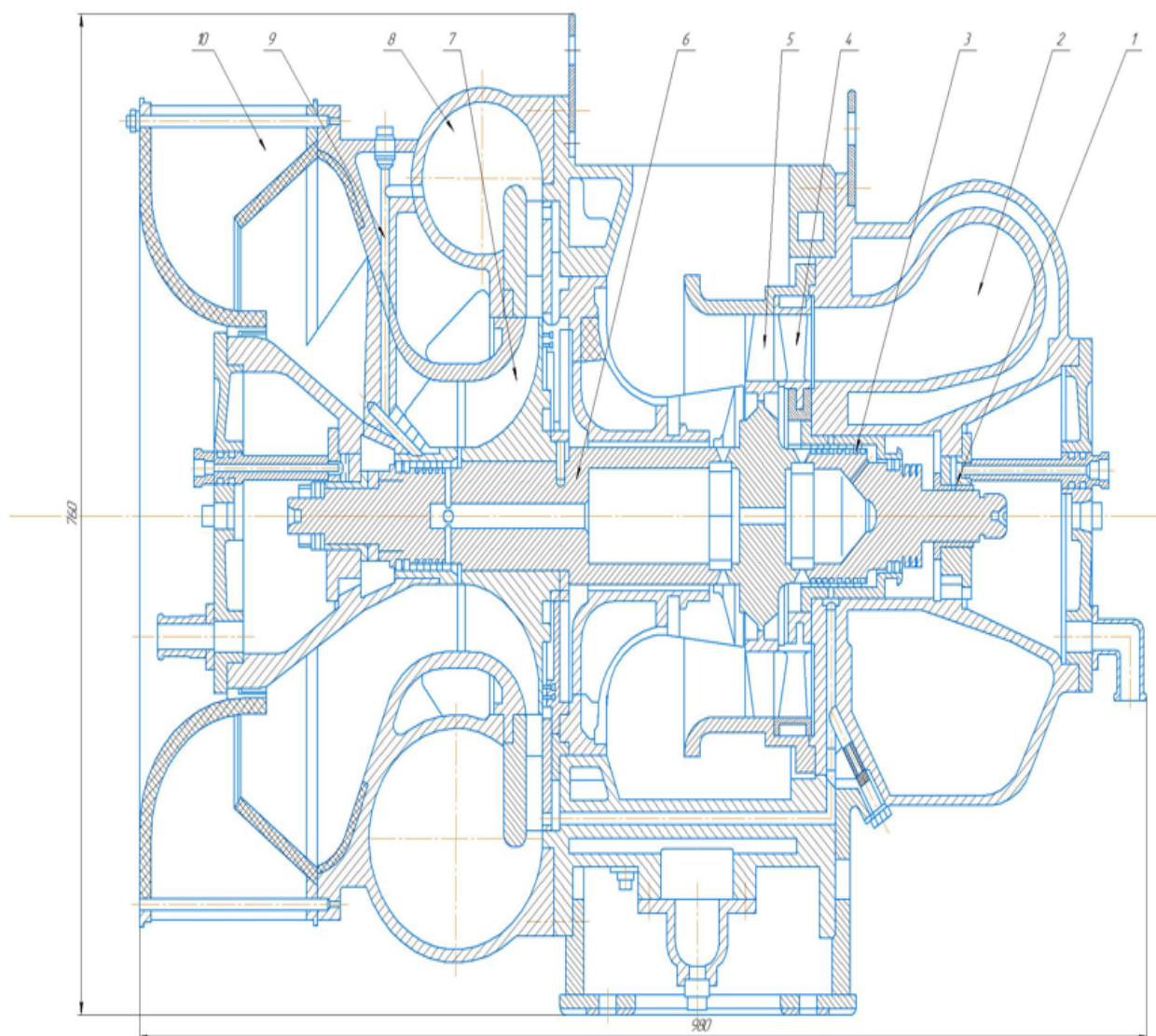
Ключовою складовою конструкції, до якої приєднуються всі стаціонарні частини турбокомпресора, є центральний (випускний) корпус. Цей елемент виготовляється литтям із сірого чавуну та містить внутрішню камеру, призначену для циркуляції охолоджувальної води. До нього монтуються вхідний газовий корпус (газозбірник або колектор) турбіни та равликовий корпус компресора. Газовий корпус може мати один, два або чотири впускні патрубки, залежно від модифікації. Напрямний апарат (сопловий апарат), що закріплюється на корпусі, виготовляється з жароміцного металу методом точного лиття або зварювання [7].

Компресорна частина турбокомпресора виготовляється з алюмінієвого сплаву. Усі три частини корпусу (газовий, центральний і компресорний) з'єднуються фланцевими стиками та центруються за допомогою спеціальних буртів, що забезпечує точність складання. Конструкція передбачає можливість повороту окремих корпусів відносно один одного на кут до 30° з фіксацією, що дає гнучкість при встановленні на двигун. До всмоктуючої частини компресора може приєднуватися повітряний фільтр, шумоглушник або інший впускний елемент.

Роторна частина спирається на два ковзні підшипники, розташовані по обидва боки конструкції. Втулки підшипників виготовляються з бронзи з підвищеним вмістом олова та не мають бабітового покриття. Опорно-упорний підшипник розміщується зі сторони компресора.

Компресорне колесо, виготовлене відцентровим литтям у кокіль з алюмінієвого сплаву, має просторову геометрію лопаток. Така конструкція забезпечує зниження осьового габариту, зменшення радіуса кривизни міжлопаткових каналів і підвищення жорсткості вхідних частин лопаток. Крім того, вона є економічно доцільною та технологічно простою у виготовленні. Як альтернативу, можливе виготовлення компресорних коліс із поковок з наступною механічною обробкою.

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Позиції	Найменування	Кільк.	Примітка
1	Підшипник валу	2	
2	Газовий колектор	1	
3	Лабіринтне ущільнення	2	
4	Спрямовуючий апарат	1	
5	Колесо турбіни	1	
6	Вал турбокомпресору	1	
7	Колесо турбокомпресору	1	
8	Повітряний дифузор	1	
9	Канал ущільнюючого повітря	1	
10	Повітряний фільтр	1	

Рисунок 3.2 – Турбокомпресор ТК-32

Колесо компресора кріпиться до валу за допомогою радіальних штифтів, хоча в деяких випадках використовуються інші способи фіксації. Робоче колесо турбіни з'єднується з валом зварюванням, а в окремих моделях і самі лопатки турбіни приварюються до диска. У турбокомпресорах із підвищеним ступенем наддуву лопатки монтуються за допомогою шліцьових з'єднань типу «ялинка», що забезпечує надійність у важких температурних умовах.

Для кожного типорозміру турбокомпресора передбачено кілька варіантів компресорних коліс, які відрізняються формою проточної частини, а також широкий набір лопаткових дифузорів (до 10–12 типів). Турбінна частина, у свою чергу, може оснащуватися 3–4 видами соплових лопаток і 2–3 варіантами турбінних коліс. Така варіативність дозволяє створити 8–10 модифікацій у межах одного типорозміру, що забезпечує точну адаптацію турбокомпресора до характеристик конкретного двигуна з відхиленням по витраті газу в межах 2–3% і дозволяє досягти підвищеного коефіцієнта корисної дії.

Гранично допустима температура газів перед турбіною становить 600 °С для малогабаритних турбокомпресорів і 550 °С для більших моделей. Допускається короткочасне (до 1 години) перевищення цієї температури на 50 °С. Ресурс роботи турбокомпресора до планового обслуговування становить 20 000 годин.

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Загальні положення

Турбокомпресор є невід'ємною частиною системи наддуву суднового дизельного двигуна. Його ефективна та безпечна експлуатація має надзвичайне значення для забезпечення стабільної роботи головної енергетичної установки судна. З огляду на те, що під час роботи турбокомпресор працює на високих частотах обертання (до 25 000 об/хв), а температура газів на вході до турбіни може перевищувати 500–600 °С, обслуговування даного агрегата пов'язане з рядом виробничих небезпек і шкідливих факторів.

Метою організації охорони праці під час експлуатації турбокомпресорів є недопущення аварій, збереження здоров'я обслуговуючого персоналу та забезпечення відповідності дій вимогам чинного законодавства України, зокрема Закону України «Про охорону праці», Кодексу цивільного захисту, Міжнародної конвенції з охорони праці на борту суден (MLC) та інших нормативних актів [8].

Основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори

Під час експлуатації турбокомпресора можуть діяти такі чинники:

- високі температури газів і поверхонь турбіни (понад 500 °С);
- високий рівень шуму (до 105 дБ), особливо в зоні роботи компресора;
- вібрації від обертових частин;
- рухомі механічні частини, що обертаються з великою швидкістю;
- високий тиск у повітроводах та системах наддуву;
- ризик опіків, механічних травм або уражень при розгерметизації систем;
- наявність парів масла та відпрацьованих газів, які можуть бути шкідливими при тривалому вдиханні.

					<i>КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Організаційні заходи безпеки

З метою забезпечення безпечної експлуатації турбокомпресорів на суднах необхідно дотримуватись наступних організаційних вимог:

допуск до обслуговування мають лише особи, які пройшли відповідний інструктаж, мають кваліфікацію та допуск до робіт із підвищеною небезпекою;

робота повинна проводитись згідно з експлуатаційною документацією виробника та інструкціями з охорони праці;

перед початком зміни відповідальний механік зобов'язаний перевірити герметичність з'єднань, відсутність нештатного шуму чи вібрації;

планово-попереджувальне обслуговування повинно здійснюватися згідно з графіком та фіксуватись у вахтовому журналі;

під час роботи турбокомпресора заборонено виконувати жодні регулювальні чи ремонтні операції.

Технічні заходи безпеки

До основних технічних рішень, що забезпечують безпеку обслуговування, належать:

наявність теплоізоляційного кожуха турбінного корпусу, що запобігає опікам;

встановлення вібродатчиків та термодатчиків, які контролюють стан агрегату та виводять сигнали на пульт управління;

використання запобіжних клапанів у системі наддуву для уникнення надлишкового тиску;

застосування антивібраційних кріплень для зменшення передавання коливань на корпус двигуна;

герметизація маслопроводів і використання вогнестійких матеріалів для уникнення загоряння;

забезпечення вільного доступу до аварійного вимикача живлення системи турбонаддуву.

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ)

При роботі в машинному відділенні та безпосередньо біля турбокомпресора обслуговуючий персонал зобов'язаний використовувати ЗІЗ:

спеціальний вогнетривкий одяг;

захисні рукавиці, стійкі до термічного впливу;

захисні окуляри або щитки;

беруші або протишумові навушники;

захисне взуття з металевими вставками;

респіратори, якщо є ризик потрапляння у повітря парів мастила або газів.

Вимоги до робочого місця та експлуатаційного середовища

Робоче місце біля турбокомпресора має відповідати наступним вимогам:

освітленість не менше 200 лк;

температура у приміщенні повинна не перевищувати гранично допустимих норм (вентиляція обов'язкова);

рівень шуму не повинен перевищувати 85 дБ (за необхідності застосовуються засоби шумозниження);

повітрообмін повинен забезпечувати розбавлення концентрації шкідливих речовин до безпечного рівня;

наявність знаків безпеки та попереджувальних табличок;

наявність плану евакуації та вогнегасників поруч.

Порядок дій у разі аварійної ситуації

У разі виникнення несправностей або аварійних ситуацій обслуговуючий персонал зобов'язаний:

Негайно зупинити турбокомпресор шляхом відключення системи подачі палива та повітря.

Вивести механізми у аварійний режим, закривши запірну арматуру.

Повідомити старшого механіка або чергового інженера про ситуацію.

Вжити заходів до локалізації витoku масла, пари або полум'я.

					<i>КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У разі загоряння – використати вогнегасник, призначений для масляних пожеж (порошковий або вуглекислотний).

Здійснити вентиляцію приміщення для усунення залишків шкідливих парів.

Провести перевірку обладнання перед відновленням роботи після усунення причин інциденту.

Навчання, інструктажі та медогляд

Працівники, які обслуговують турбокомпресор, повинні:

проходити початковий та періодичний інструктаж з охорони праці;

мати посвідчення про допуск до робіт підвищеної небезпеки;

проходити щорічний медичний огляд;

вміти діяти у надзвичайних ситуаціях та знати розташування засобів пожежогасіння;

брати участь у тренуваннях з евакуації.

Висновки

Ефективне забезпечення вимог охорони праці при експлуатації турбокомпресора середньообертового суднового дизельного двигуна є необхідною умовою безперебійної та безпечної роботи енергетичної установки судна. Своєчасна діагностика несправностей, дотримання правил експлуатації, використання сучасних засобів захисту та належна підготовка персоналу дозволяють суттєво знизити ризики виробничого травматизму та забезпечити високий рівень безпеки морських інженерних систем.

					<i>КРБ.142.4227ст.25.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У результаті виконання кваліфікаційної роботи було проведено комплексний інженерний аналіз головного суднового дизельного двигуна типу 6ЧН33/44 (YANMAR 6N330-UN).

У роботі виконано:

- детально проаналізовано конструктивні особливості та функціональні елементи двигуна, зокрема кривошипно-шатунний механізм та обслуговуючі системи;
- за методикою Гриневецького–Мазінга виконано тепловий розрахунок робочого циклу, що дозволило визначити індикаторні параметри, максимальні тиски згоряння, індикаторну потужність та ефективний ККД;
- здійснено динамічний розрахунок зусиль у кривошипно-шатунному механізмі, побудовано графіки зміни газових, інерційних та дотичних сил, що дозволяє оцінити навантаження на елементи конструкції при обертанні колінчастого вала;
- розроблено сучасний турбокомпресор для забезпечення наддуву;
- запропоновано ефективні заходи з охорони праці при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті турбокомпресора.

Результати досліджень можуть бути використані як основа для удосконалення конструкції сучасних суднових двигунів, підвищення їх надійності, паливної ефективності та безпечності експлуатації.

					КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
2. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
3. Черниш І. І., Кар'янський С. А., Оженко Є. М. Сучасні суднові дизелі: особливості конструкції, експлуатації та автоматизованого управління. Одеса : НУ «ОМА», 2019. – 217 с.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. – 332 с.
5. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник. Харків : НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
6. Challen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second edition Butter-worth-Heinemann, 1999. – 675 p.
7. Bennett S. Modern Diesel Technology: Light Duty Diesels. New York: Delmar, 2012. – 412 p.
8. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

					<i>КРБ.142.4227см.25.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		