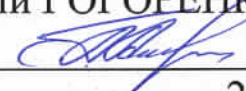


Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ЗА
ГВИНТОВОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олександр МИТРОФАНОВ

Здобувач освіти



Вадим БУГОР

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО
«___» _____ 20__ року

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

Бугор Вадим Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження роботи головного суднового двигуна за гвинтовою характеристикою

2. Керівник роботи д.т.н., доцент Митрофанов О. С.

(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 Потужність головного двигуна – 29100 кВт; частота обертання колінчатого валу – 83 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна конструкція та особливості роботи двигуна. 2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи дизеля. 3. Дослідження роботи головного суднового двигуна за гвинтовою характеристикою. 4. Економічне обґрунтування, щодо обрання раціонального режиму експлуатації головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230. 5. Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Загальний вигляд судна. 2. Загальне розміщення устаткування у МВ судна. 3. План трюму. 4. Двигун 8ДКРН 80/230. 5. Зміна параметрів роботи ГД за гвинтовою характеристикою.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Економічний розділ</i>	<i>Митрофанов О. С.</i>		
<i>Розділ хорони праці</i>	<i>Митрофанов О. С.</i>		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Загальна конструкція та особливості роботи двигуна.</i>		
2.	<i>Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи дизеля.</i>		
3.	<i>Дослідження роботи головного суднового двигуна за гвинтовою характеристикою.</i>		
4.	<i>Економічне обґрунтування, щодо обрання раціонального режиму експлуатації головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230.</i>		
5.	<i>Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна</i>		

Здобувач освіти

_____ (підпис)

Вадим БУГОР

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Олександр МИТРОФАНОВ

_____ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 за гвинтовою характеристикою.

В роботі розглянуто загальна характеристику судна та енергетичної установки. Представлено опис конструкції малообертового суднового двигуна типу 8ДКРН 80/230 виробництва фірми MAN B&W, що працює на гребний гвинт. Виконано моделювання номінального режиму роботи суднового дизеля 8ДКРН 80/230 у програмному комплексі Blitz-PRO.

Виконано аналіз особливостей роботи судових дизелів за гвинтовою характеристикою. Проведено розрахунок та дослідження роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 за гвинтовою характеристикою. Встановлено, що максимальна паливна ефективність дизеля на рівні 175,2...178,2 г/(кВт·год) досягається при 62...70 об/хв. (75...84 % від номінальної частоти обертання колінчастого валу). При цьому, відповідно, досягається і максимальна ефективність енергоперетворення у двигуні – $\eta_e = 47,5...48,3$. Визначення раціонального діапазону експлуатації судна забезпечує отримання річної економії судновласником у розмірі 2672673,05 грн.

Виконано розрахунок та дослідження неусталеної роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 при застосуванні електричних повітродувок, що дало змогу дослідити як змінюються характеристики дизеля при прискоренні.

Виконано аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні контейнеровозу. Проведено розрахунок штучного освітлення, а також проаналізовано вплив шкідливих компонентів у складі відпрацьованих газів на здоров'я персоналу судна.

Робота виконана українською мовою на 79 аркушах розрахунково-пояснювальної записки з використанням 12 джерел. Графічна частина представлена п'ятьма кресленнями формату – А1.

Ключові слова: головний двигун, номінальний режим роботи, гвинтова характеристика, економічні показники, екологічні показники.

					КРМ.142.6222м.02.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The qualification work is devoted to the study of the operation of the main ship engine 8DKRN 80/230 according to the screw characteristic.

The paper deals with the general characteristics of the vessel and power plant. A description of the design of a low-speed marine engine of the 8DKRN 80/230 type manufactured by MAN B&W, operating on a mushroom screw, is presented. The modelling of the nominal operating mode of the 8DKRN 80/230 marine diesel engine in the Blitz-PRO software package is carried out.

The peculiarities of marine diesel engine operation according to the screw characteristic are analysed. The calculation and study of the operation of the main ship engine 8DKRN 80/230 by the helical characteristic are carried out. It is established that the maximum fuel efficiency of the diesel engine at the level of 175.2...178.2 g/(kWh) is achieved at 62...70 rpm (75...84 % of the nominal crankshaft speed). At the same time, the maximum efficiency of energy conversion in the engine is achieved - $\eta_e = 47.5...48.3$. The determination of the rational range of ship operation ensures that the shipowner can obtain annual savings in the amount of UAH 2672673.05.

The calculation and study of the unsteady-state operation of the main ship's engine 8DKRN 80/230 with the use of electric blowers was carried out, which made it possible to investigate how the characteristics of the diesel engine change during acceleration.

An analysis of hazardous and harmful factors in the engine room of a container ship was carried out. Artificial lighting was calculated, and the impact of harmful components in the exhaust gases on the health of the ship's personnel was analysed.

The work is written in Ukrainian on 79 pages of calculation and explanatory notes using 12 sources. The graphical part is represented by five drawings of A1 format.

Key words: main engine, rated operating mode, helical characteristic, economic performance, environmental performance.

					KPM.142.6222м.02.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ГОЛОВНОГО ДВИГУНА 8ДКРН 80/230

- 1.1. Загальна характеристика судна та енергетичної установки
- 1.2. Опис конструкції малообертового суднового двигуна 8ДКРН 80/230.....
- 1.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 80/230

- 2.1. Головні задачі математичного моделювання двигунів.....
- 2.2. Визначення вихідних даних та розрахунок номінального режиму роботи головного суднового дизеля 8ДКРН 80/230.....
- 2.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 80/230 ЗА ГВИНТОВОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ

- 3.1. Режими роботи ДВЗ.....
- 3.2. Аналіз особливостей роботи двигунів за гвинтовою характеристикою.....
- 3.3. Розрахунок та дослідження роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 за гвинтовою характеристикою.....
- 3.4. Розрахунок та дослідження неусталеної роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230.....
- 3.5. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ, ЩОДО ОБРАННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РЕЖИМУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 80/230

- 4.1. Постановка проблеми.....

					КРМ.142.6222м.02.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- Визначення економічної доцільності від раціонального об-
 4.2. рання режиму експлуатації головного суднового двигуна
 8ДКРН 80/230.....
 4.3. Висновок до розділу.....

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

РОЗДІЛ 5 ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКС- ПЛУАТАЦІЇ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА

- 5.1. Аналіз небезпек та шкідливих факторів у машинному відді-
 лені контейнеровозу.....
 5.2. Розрахунок необхідного рівня штучного освітлення у примі-
 щенні машинного відділення контейнеровозу.....
 5.3. Забезпечення екологічних норм судновими ДВЗ
 5.4. Висновки до розділу.....

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- Додаток А. Загальний вигляд судна.....
 Додаток Б. Загальне розміщення устаткування у МВ судна...
 Додаток В. План трюму.....
 Додаток Г. Двигун 8ДКРН 80/230.....
 Додаток Д. Зміна параметрів роботи ГД за гвинтовою харак-
 теристикою.....

ВСТУП

Ефективність транспортного засобу визначається насамперед ефективністю його енергетичної установки. Основним типом енергетичних установок суден внутрішнього і змішаного плавання є дизельні двигуни. Таким чином, модернізація флоту неможлива без удосконалення конструкції і технічної експлуатації дизелів, які використовуються як головні і допоміжні суднові двигуни.

Основною метою заходів щодо вдосконалення конструкції суднових енергетичних установок та їхньої технічної експлуатації нині необхідно вважати енерго- і ресурсозбереження, що досягається завдяки інноваційним конструкторським і технологічним рішенням. Ефективність роботи суднових енергетичних установок – основний критерій результативності енергозберігаючих заходів, спрямованих насамперед на головний елемент суднових енергетичних установок – двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Слід виокремити декілька принципових напрямків підвищення ефективності ДВЗ:

- вдосконалення робочого циклу;
- використання вторинної енергії;
- зниження механічних втрат, що супроводжують роботу двигуна;
- визначення оптимальних експлуатаційних режимів двигуна та відповідно максимальне узгодження роботи двигуна та споживача енергії.

					<i>КРМ.142.6222м.02.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1
ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ГОЛОВНОГО
ДВИГУНА 8ДКРН 80/230

1.1. Загальна характеристика судна та енергетичної установки

Малообертовий дизельний двигун типу 8ДКРН 80/230 виробництва фірми MAN встановлюється на судні контейнеровозі. Відповідно до Регістру судноплавства це судно має необмежений район плавання. При цьому мінімальна температура навколишнього повітря в районах експлуатації цього судна повинна бути не більше ніж мінус -25°C . Основні характеристики судна-контейнеровозу подано у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні характеристики судна-контейнеровозу

№ з.п.	Найменування параметру та розмірність	Значення
1	Найбільша довжина контейнеровозу, м	180
2	Значення довжини між перпендикулярами судна, м	172
3	Ширина контейнеровозу, м	28
4	Значення висота борту контейнеровозу, м	16,85
5	Розрахункове значення осадки контейнеровозу, м	9,20
6	Максимальна осадка контейнеровозу, м	11,83
7	Значення габариту судна по висоті від його основної лінії, м	39,70
8	Найменше значення теоретичної висоти між палубних просторів у житлових та службових приміщеннях контейнеровозу, м	2,70
9	Значення висоти другого дна контейнеровозу у місці 17...77 шпангоуту в ДП, м	2,59
10	Значення Висота другого дна контейнеровозу у місці 77...244 шпангоуту, м	1,98
11	Прогин бімсів верхньої палуби контейнеровозу, м	0,15

За своїм архітектурно-конструктивним типом воно є сталевим, самохідним, однопалубним судном з кормовим розміщенням машинного відділення силової енергетичної установки.

Також контейнеровоз має певну кількість житлових приміщень, пост управління судном, подвійні борти і дно, лише одну повздовжню переборку та транцеву корму, з малим надводним бортом.

					<i>KPM.142.6222м.02.01.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Носове обведення контейнеровозу має бульбоподібну форму з відповідним до цього коефіцієнтом бульбо подібності, що становить сім.

Значення швидкості судна-контейнеровозу на випробуваннях складає не менш 14,2 вузлів на глибокій воді за умов його осадки у 9,2 м. При цьому судна має посадку на рівний кіль, а хвилюванні моря складає не вище 2-х балів. Також швидкість відповідає умові сили вітру – не більше 3-х балів за шкалою Бофорта. Під час випробувань обертання гребного гвинта судна-контейнеровозу складало 83 хв⁻¹ при відповідному значенні ефективної потужності головного двигуна 6ДКРН 80/230.

На всіх експлуатаційних режимах та завантаженнях судна-контейнеровозу його остійність цілком задовольняє основним специфікаційним правилам щодо побудови подібних морських суден з необмеженим районом плавання. Непотоплюваність судна-контейнеровозу забезпечується навіть за умов його повного завантаження усіма можливими видами вантажу до осадки у 9,2 м навіть при затоплюванні будь-якого одного відсіку (окрім затоплення МВ).

Величина періоду бортової качки судна-контейнеровозу для усіх його експлуатаційних режимів роботи та завантаженості забезпечується у межах 12...14 с. Високі маневрені якості судна-контейнеровозу, що є вкрай важливим для такого типу суден, забезпечуються за рахунок встановлення в його носовій частині спеціального пристрою підрулювання тунельного типу. Пристрій підрулювання судна дає упор у 58,5 кН.

Загальні вимоги до СЕУ:

- ефективна потужність силової установки будь-якого судена технічного флоту повинна забезпечити його швидкість не менш ніж сім вузлів;
- СЕУ має забезпечити можливість реверсування судна для забезпечення потрібного ступеня маневреності;
- СЕУ має забезпечити при здійсненні реверсуванні не менше 70% розрахункової частоти обертання гвинта від значення переднього ходу у межах не менше 30 хв.;

					КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– головні та допоміжні двигуна та різні механізми мають бути розміщені у приміщеннях МВ таким чином, щоб з їх постів управління та відповідних місць обслуговування було забезпечено максимально можливий вільний прохід до вихідних трапів;

– ширина проходів між головним та допоміжними двигунами й обладнанням у МВ на всій можливій довжині повинна бути не менш ніж – 0,6 м;

– потрібна ширина трапів та люків на їх виході має бути не менше 0,6 м;

– розташування головних та допоміжних двигунів й обладнанням, різних механізмів, трубопроводів та арматури має забезпечувати максимально можливий вільний доступ для виконання обслуговування та здійснення аварійного ремонту;

– головні суднові механізми (двигуни), їх передачі, упорні підшипники валопроводу гребного вала повинні повністю чи частково приєднуватися до суднового фундаменту за допомогою болтів та шпильок;

– МВ судна, тунелі валопроводу гребного вала та інші різноманітні трубопроводи повинні мати що найменш по два виходи, через які буде забезпечуватися вихід на палубу судна до рятувальних шлюпок чи спеціальних рятувальних плотів;

– для забезпечення максимально безпечног плавання та управління судном, світильники основного освітлення мають встановлюватися у всіх наявних приміщеннях на судні;

– усі суднові вентиляційні канали мають бути максимально захищені від можливої корозії;

– усі суднові вертикальні канали вентиляції та шахти мають проходити через наявні водонепроникні палуби та у межах лише одного водонепроникного відсіку судна;

– усі суднові канали вентиляції, які призначені для відведення можливого вибуху або пожежонебезпечних газових парів обов'язково мають бути газонепроникними та не повинні з'єднуватися з вентиляційними каналами інших суднових приміщень.

Базові вимоги Регістру до характеристик головного суднового двигуна:

					КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- головний двигун обов'язково має забезпечити стабільну та надійну роботу з не менше ніж 10 % його перевантаженням від номінальної потужності протягом не менш ніж однієї години роботи;
- мінімальна стійка частота обертання колінчастого валу ГД допускається на рівні не менш ніж 30 % від номінальної;
- повітряні трубопроводи й ресивер ГД мають обладнуватися відповідною системою своєчасного (попереднього) виявлення та сигналізації пожежі;
- ГД має регулятор, що повинен бути відрегульовано на не перевищення дизелем частоти обертання більше ніж на 15 % від номіналу.

1.2. Опис конструкції малообертового суднового двигуна 8ДКРН 80/230

Судновий малообертовий дизельний двигун 8ДКРН 80/230, який зображено на рис. 1.1 є двохтактним, реверсивним, восьмициліндровим, однорядним дизелем з вертикально-розташованим циліндрами. Діаметр циліндру – $D = 800$ мм, хід поршня – $S = 2300$ мм.

Основними деталями остову дизеля 8ДКРН 80/230 є фундаментна рама, картер (станіна), робочі циліндри та їх кришки.

Фундаментна рама дизеля 8ДКРН 80/230 спрощеної коробчастої конструкції, виготовлена зі сталі шляхом зварювання (рис. 1.2). Двигун своєю рамою встановлюється на судновий фундамент. Потрібне положення двигуна регулюється за допомогою сталевих клинів з подальшою фіксацією фундаментними болтами. Фундаментна рама дизеля 8ДКРН 80/230 має литі поперечні опори, які зроблені зі сталі. В опорах виконано спеціальні отвори для виходу анкерних зв'язків.

У поперечних опорах також виконано постілі для вкладишів коріних підшипників колінчастого валу. Самі підшипники є сталевими тонкостінними та заливуються бабітом.

Для забезпечення зливу змащувального масла з картеру в масляну циркуляційну цистерну. Цистерна розташовується під дизелем у подвійному дні корпусу судна-контейнеровозу. Для зливання змащувального масла з двигуна в кормовій частині масляного піддону є спеціальний отвір з захисною сіткою.

					КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

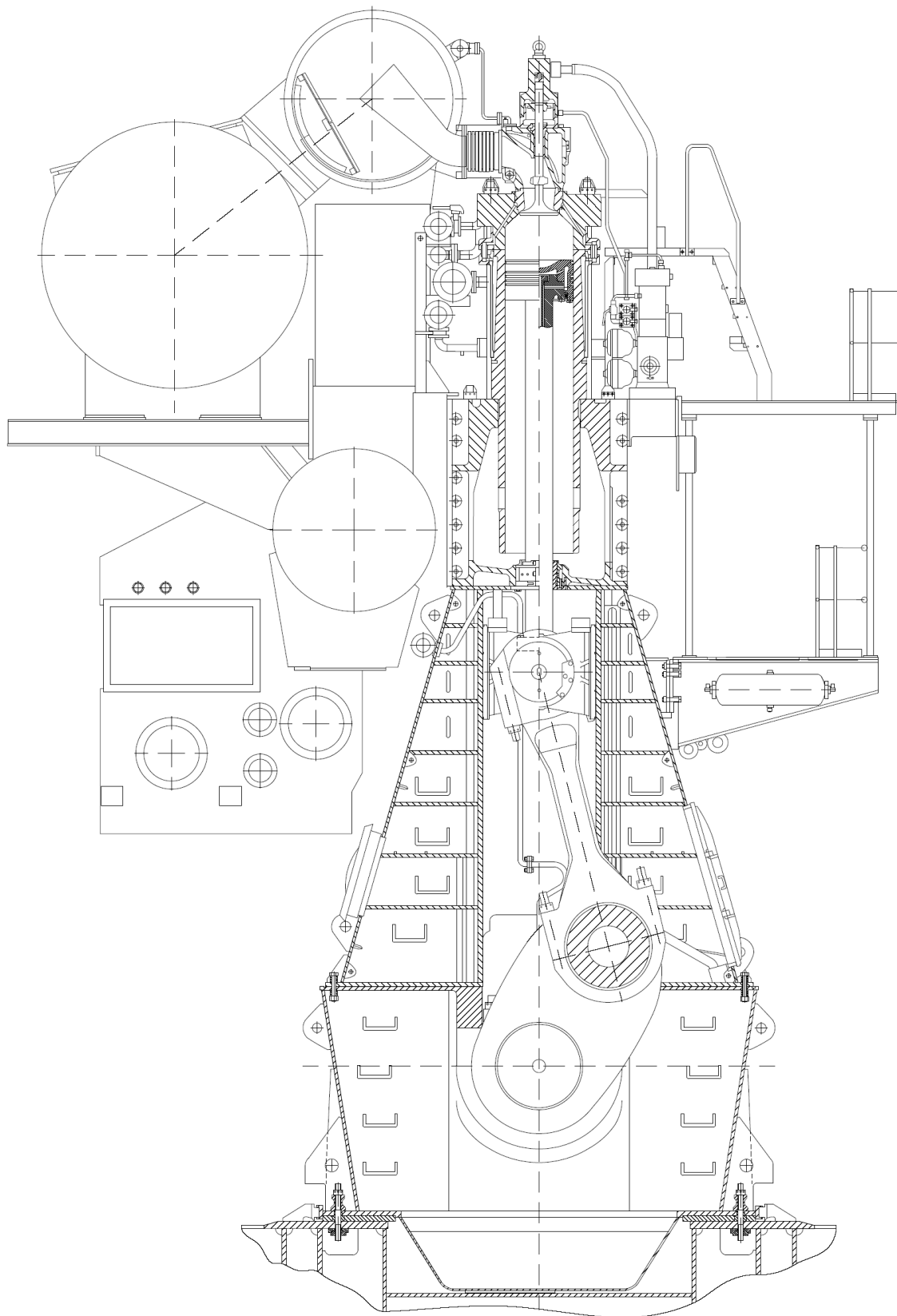


Рисунок 1.1 – Загальна будова суднового малообертового двигуна 8ДКРН 80/230

Також у кормі дизеля 8ДКРН 80/230 розміщується відсік для його приводів.
У цьому відсіку також вбудовано упорний підшипник.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.02.01.ПЗ

Аркуш



Картер дизеля 8ДКРН 80/230 виготовлено зі сталі зварним шляхом. Картер на бічних поверхнях має вхідні люки в кожен відсік робочого циліндру та відсік приводів з боку керування. Відсік приводів дизеля 8ДКРН 80/230 додатково має вихід з протилежного свого боку. На картері дизеля 8ДКРН 80/230 встановлюються запобіжні клапани. Вони розміщуються у верхній частині картеру (сім з боку газовипускнуну, один – з носового торця). На кожен циліндр припадає по чотири сталевих направляючих крейцкопфа. Ці напрямні приварюються до картера.

Блок робочих циліндрів дизеля 8ДКРН 80/230 формується з окремих частин. Кожна окрема частина це литий чавунний блок. Окремі блоки поєднуються між собою в моноблок (блок робочих циліндрів) за допомогою призонних болтів. У кожен окремий блок вставляється зіставна циліндрова втулка. Зіставна циліндрова втулка має дві частини з роз'ємом вище верхнього рівня блока. Кожна частина виготовлена з модифікованого чавуну. У верхньому бурті нижній частині втулки дизеля 8ДКРН 80/230 зроблено отвори куди вставляють вісім штуцерів для циліндрової змазки. Верхня частина втулки з зовні закривається пустотілою чавунною сорочкою, яка надає можливість сформувати порожнину охолодження. У верхній частині (біля камери згоряння) втулка має косі отвори, які забезпечують підведення охолоджуючої рідини якомога ближче до нагрітої поверхні.

					<i>KPM.142.6222м.02.01.ПЗ</i>	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У нижній частині ущільнення втулки забезпечується чотирма гумовими кільцями, а у верхній – двома. Ущільнення посадкового місця втулки робочого циліндру та блоку забезпечується шляхом якісного притиранням поверхонь контакту. Ущільнення між втулкою та кришкою забезпечується за рахунок застосування ущільнювального кільця з м'якої сталі. Перехід охолоджуючої рідини з блоку циліндрів забезпечується за допомогою встановлення чотирьох перепускних патрубків, а з сорочки у кришку – також по перепускним трубкам.

Сама втулка робочого циліндру дизеля 8ДКРН 80/230 виконується суцільною (рис. 1.3). У якості матеріалу використано модифікований високоякісний чавун. Нижня частина втулки оснащена тридцятьма продувними вікнами, виготовленими під певним кутом.

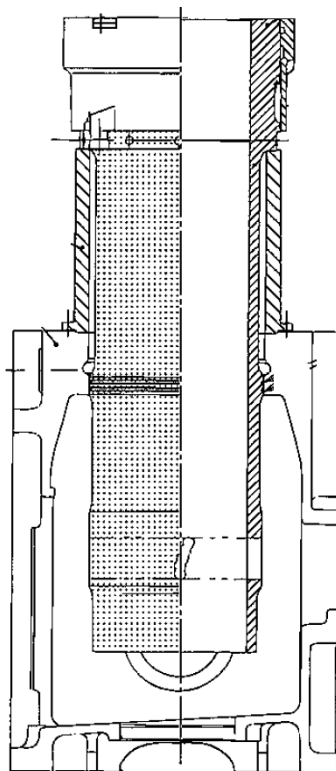


Рисунок 1.3 – Загальна будова втулки робочого циліндру дизеля 8ДКРН 80/230

Втулка робочого циліндру має масивний борт у якому виконано свердлення для проходу охолоджуючої рідини із зарубашкової порожнини до кришки. Змащення циліндрів здійснюється через два ряди, виконаних у верхній частині втулки, отворів. З боку поверхні дзеркала кожен масляний отвір має також роздавальні по поверхні канавки.

					КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Робочий циліндр дизеля 8ДКРН 80/230 закривається кришкою (рис. 1.4), яка є литою зі високоякісної сталі. Кришка має ковпачкову форму з виконаними отворами для охолоджуючої рідини. У ній розміщено дві паливні форсунки (симетрично центра), випускний клапан (по центру циліндра), а також додатково – запобіжний клапан й індикаторний кран. Кришка приєднується до блоку дизеля за допомогою шістнадцяти шпильок. Шпильки пронизують сорочку охолодження верхньої частини циліндрової втулки.

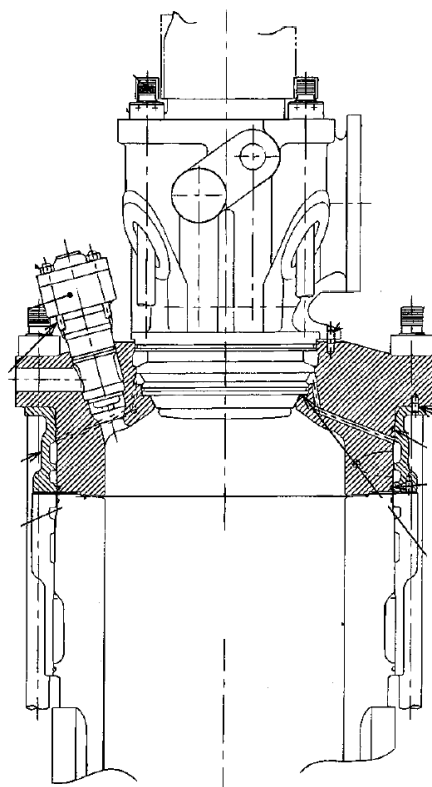


Рисунок 1.4 – Загальна будова кришку дизеля 8ДКРН 80/230

Поршень дизеля 8ДКРН 80/230 має сталеву головку та укорочену спідницю (рис. 1.5). Головка виготовлена хром-молібденової сталі, а спідниця – високоякісного графітного чавуну. Камера згоряння дизеля 8ДКРН 80/230 ущільнюється чотирма компресійними кільцями. На юпці поршня розміщено два красномідних паска для припрацювання.

Поршень дизеля 8ДКРН 80/230 має примусове охолодження маслом. Масло до порожнини охолодження поршня подається, а потім відводиться через отвори у поперечині крейцкопфа та сталевій трубці розміщеній усередині штока поршня.

					КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

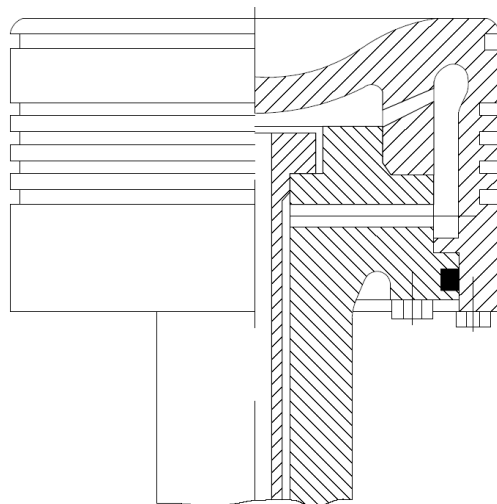


Рисунок 1.5 – Загальна будова поршень дизеля 8ДКРН 80/230

Крейцкопф дизеля 8ДКРН 80/230 двосторонньої конструкції (рис. 1.6). Він має чотири повзуни які залиті бабітом. Поперечина виготовлена зі сталі куванням. У ній виконано канали для подачі масла. До поперечини крейцкопфу дизеля 8ДКРН 80/230 приєднується підп'ятник штоку поршня. Кріплення забезпечується за допомогою різьбових з'єднань. Також до крейцкопфу приєднується коліно телескопу подачі масла та зливна труба охолодження поршню.

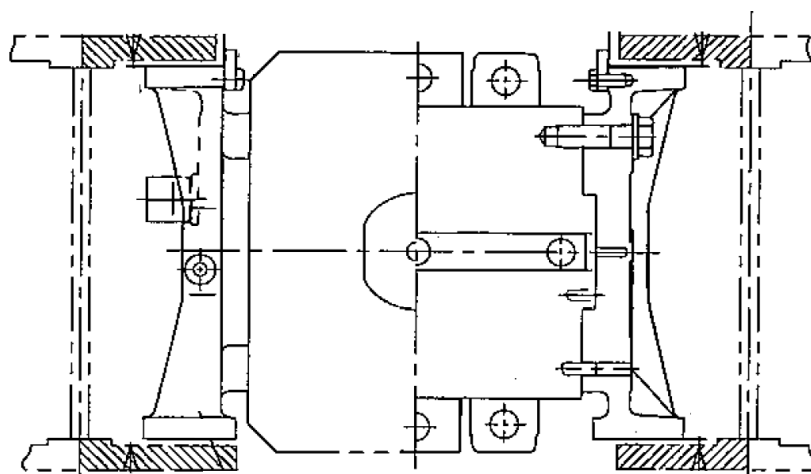


Рисунок 1.6 – Загальна будова крейцкопфу дизеля 8ДКРН 80/230

Колінчастий вал дизеля 8ДКРН 80/230 напівзіставний (рис. 1.7). Він складається з литих кривошипів та запресованих рамових шийок. У носовій частині двигуна на валу встановлюється поршень демпферу осьових коливань. З цього боку також встановлюється однорядна зірочка. Вона слугує для забезпечення приводу

					КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

допоміжних валів з балансирами врівноваження. З корми приєднують дворядну зірочку приводу розподільчого валу.

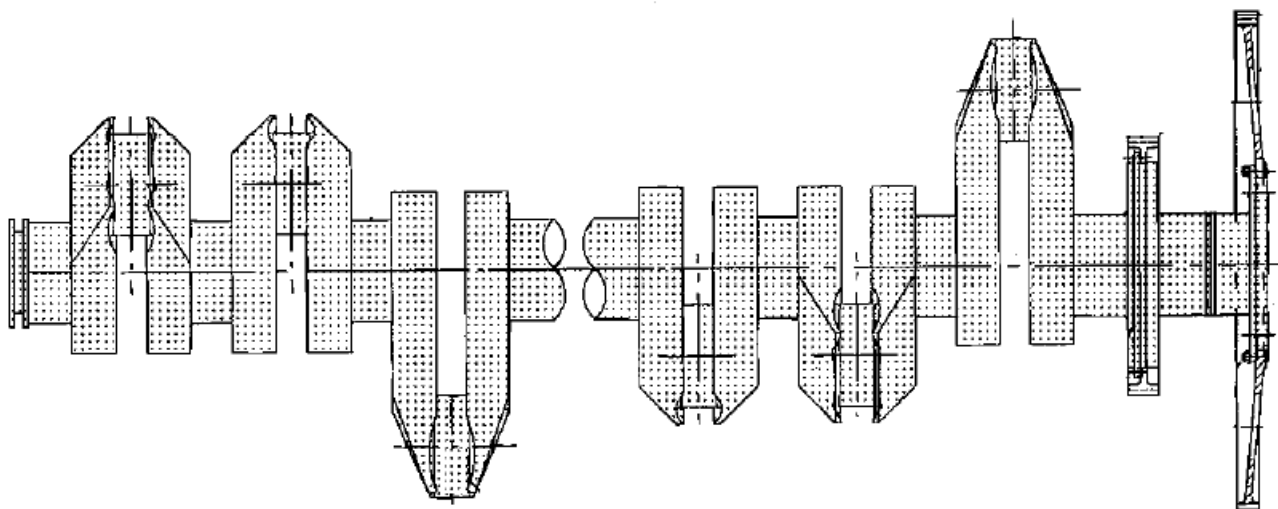


Рисунок 1.7 – Загальна будова колінчастого валу дизеля 8ДКРН 80/230

Шатун (рис. 1.8) дизеля 8ДКРН 80/230 спочатку виготовляють у вигляді сталевий відливки, далі за допомогою кування та механічної обробки надають остаточну форму. Верхня головка – безвильчатого типу. Верхня й нижня головки є невід'ємні тобто виконані за одно ціле з стрижнем. Вкладиші мотильового підшипника сталеві тонкостінні з заливкою поверхонь тертя бабітом.

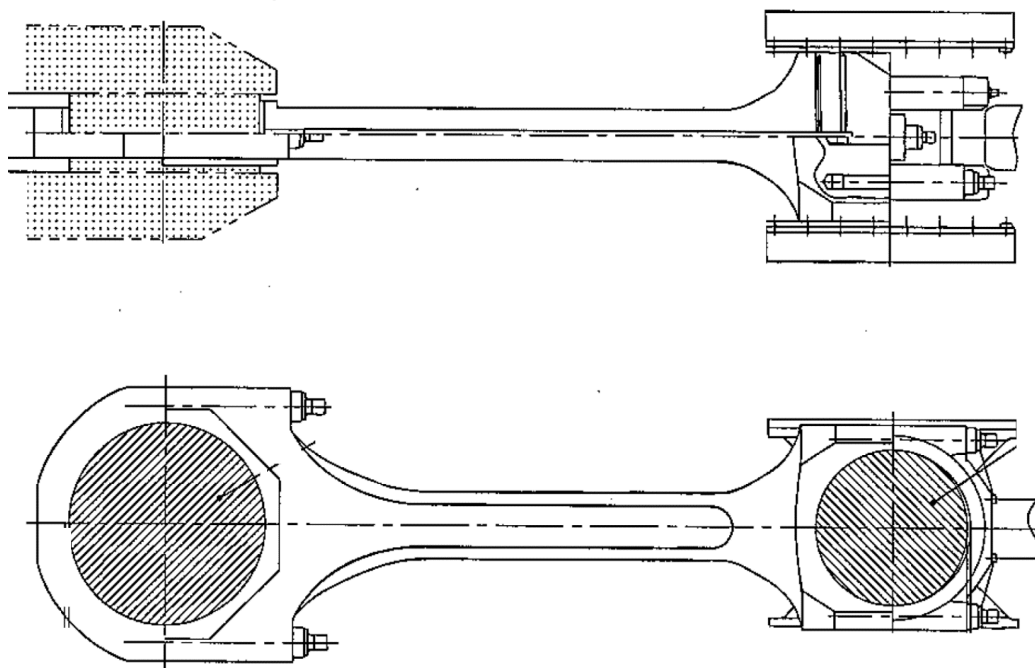


Рисунок 1.8 – Загальна будова шатун дизеля 8ДКРН 80/230

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.02.01.ПЗ

Аркуш

Стрижень шатуна має свердлення для подачі масла від мотильового підшипника до верхньої головки шатуна. Стрижень шатуна дизеля 8ДКРН 80/230 є досить коротким, що позитивно сприяє зменшенню загальної висоти дизеля.

Розподільчий вал (рис. 1.9) дизеля 8ДКРН 80/230 має привід від дворядного чотирьох-дюймового ланцюга. На розподільчому валу дизеля 8ДКРН 80/230 встановлено дві проміжні зірочки які слугують для розміщення балансирів, що урівноважують моменти від сил інерції другого порядку.

Також від розподільчого валу дизеля 8ДКРН 80/230 приводяться у дію лубрикатори змащення втулок циліндрів й регулятор частоти обертання. З кормового торця до валу приєднано валик повітророзподільника.

Розподільчий вал дизеля 8ДКРН 80/230 складеної конструкції на нього на-присовуються кулачки приводу газорозподілу і паливоподачі.

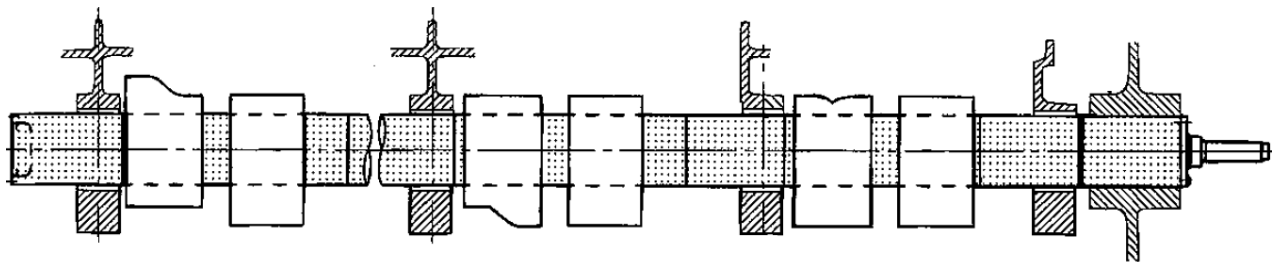


Рисунок 1.9 – Загальна будова розподільчого валу дизеля 8ДКРН 80/230

Дизель 8ДКРН 80/230 має загальнопоширену систему пуску. Система пуску окрім відповідних трубопроводів містить головний пусковий клапан пускові клапани та золотниковий повітророзподільник. Реверсування дизеля виконується реверсом повітророзподільника та штовхачів ПНВТ використовуючи актуатори розміщені на кожному насосі подачі палива.

Клапан випуску відпрацьованих газів дизеля 8ДКРН 80/230 (рис. 1.10) складається з литого чавунного корпусу, шпинделя з імпеллером (який забезпечує поворот клапану за рахунок потоку газів) та сідло яке має охолодження. Охолоджуюча рідина подається до сідла клапану з порожнин охолодження кришки циліндрів. Посадочні пояски сідла клапану й шпинделя наплавлені стеллітом. Відкриття випускного клапану забезпечується гідропоршнем, а закриття – пневмопоршнем.

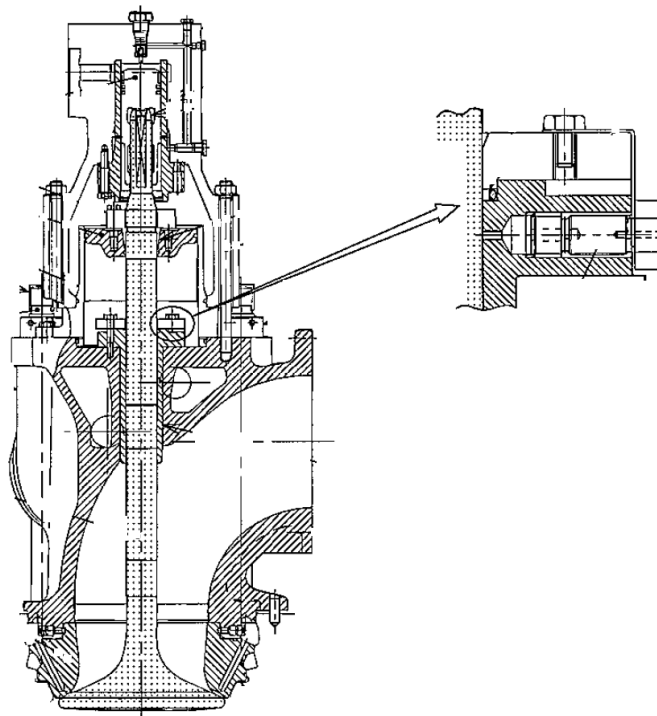


Рисунок 1.10 – Загальна будова випускного клапану дизеля 8ДКРН 80/230

Анкерні болти дизеля 8ДКРН 80/230 зібрані (рис. 1.11). Матеріалом для них є високоякісна сталь. Вони складаються з двох частин. Анкерні болти поєднують разом блок дизеля, картер та фундаментну раму. Затяжка гайок виконуються з використанням гідравлічного домкрату.

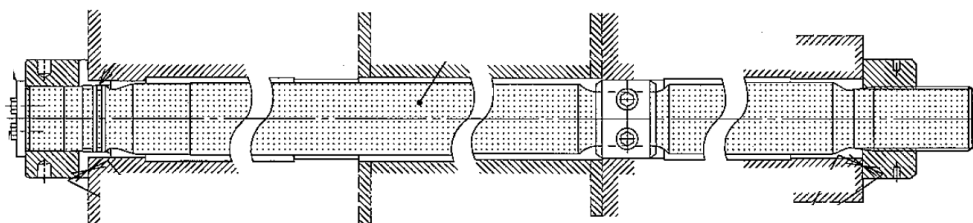


Рисунок 1.11 – Загальна будова анкерного болта дизеля 8ДКРН 80/230

1.3. Висновок до розділу

Малообертовий двотактний дизель 8ДКРН 80/230 виробництва фірми MAN B&W відповідає усім необхідним вимогам експлуатації на судні у якості головного двигуна, що приводить у дію гребний гвинт. Тому одним з головних завдань є визначення оптимальних режимів його роботи на судні (мінімальної витрати пального при заданій потужності) за гвинтовою характеристикою.

					КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 80/230

2.1. Головні задачі математичного моделювання двигунів

На сьогодні в усьому світі процеси проектування та доведення нового або модернізованого двигуна не мисляться без виконання математичного моделювання та оптимізації за певними параметрами. Актуальність та необхідність виконання таких дій дедалі більше зростає з постійним зростанням нормативів, що обмежують перш за все викиди шкідливих компонентів з ВГ, вимог паливної економичності та високої питомої потужності сучасних двигунів.

Попередній теоретичний (розрахунковий) аналіз питань, що пов'язані з удосконаленням робочого процесу ДВЗ, його паливної апаратури та системи повітропостачання, надає змогу значно скоротити увесь об'єм досить дорогих експериментальних досліджень. При цьому наявне програмне забезпечення, що використовується для таких цілей, має надавати можливість виконувати моделювання відповідні процеси з досить високою точністю. Чим повніше застосована математична модель охоплює усі потрібні та розглянуті фізичні процеси й максимально коректніше їх описує, тим надійніше та точніше може бути отриманий результат.

Ще одною, досить важливою, якістю має володіти застосоване програмне забезпечення – можливістю аналізувати та розв'язувати досить складні оптимізаційні задачі.

Недостатнім є отримати в розрахунку досить гарний збіг з наявним експериментом. Для розв'язання складних практичних задач потрібно знайти максимально ефективні шляхи вдосконалення наявної конструкції, знайти оптимальні значення багатьох конструктивних факторів, що досить по-різному впливають на робочий процес двигуна і, подекуди, призводять до виникнення конфліктних ситуацій. Так, наприклад, потрібно знайти таке поєднання форми камери згоряння дизеля, конструкції його паливної апаратури й характеристики впорскування циклової дози палива, що забезпечить одночасне максимальне зниження витрати палива

					<i>KPM.142.6222m.02.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

й емісії NO_x . Оптимізація одного, чи навіть двох обраних параметрів з використанням методу перебору зазвичай не дає можливості одержати досить якісного результату для задачі з великою кількістю факторів впливу. Для підвищення якості розв'язання поставлених оптимізаційних задач раціональним є застосування формальної пошукової процедури нелінійного програмування, що дає можливість вести оптимальний пошук в певному автоматичному режимі. Для реалізації цієї можливості ядро програмного комплексу, що реалізує математичну модель обраного та досліджуваного процесу, має мати, крім потрібної (заданої) точності, ще й високу швидкість, оскільки під час виконання пошуку оптимуму зазвичай доводиться виконувати розрахунки багатьох сотень а подекуди і тисяч варіантів конструкції.

2.2. Визначення вихідних даних та розрахунків номінального режиму роботи головного суднового дизеля 8ДКРН 80/230

Моделювання номінального режиму роботи головного суднового дизельного двигуна типу 8ДКРН 80/230 виконується у багатофункціональному програмному комплексі – *Blitz-PRO*, розробленому на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ, НУК. Багатофункціональний програмний комплекс є досить потужним дослідницьким інструментом який також підходить і для виконання інженерних розрахунків. Для одержання у ньому надійних та адекватних результатів моделювання номінального режиму роботи двигуна 8ДКРН 80/230, потрібно базуючись на паспортних даних двигуна-прототипу, сформулювати вихідні дані. Вихідні дані та узагальнені результати моделювання номінального режиму роботи двигуна-прототипу 8ДКРН 80/230 представлено у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати моделювання робочого циклу (номінальний режим) суднового дизельного двигуна типу 8ДКРН 80/230

№ з.п.	Параметр та розмірність	Значення
1	Brake power, kW	29102,98689
2	crank speed	83
3	Air excess ratio	1,7101

					КРМ.142.6222м.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4	Fuel mass per cycle, g	133,1405
5	Friction power, kW	1686,64012
6	Brake torque, N*m	3350639,451
7	Brake mep, kPa	2100,1452
8	Friction mep, kPa	121,6312
9	Brake efficiency, %	46,4911
10	Mechanical efficiency, %	94,5324
11	Brake sfc, g/(kW*h)	182,1415
12	Gross indicated power, kW	30809,5324
13	Net indicated power, kW	30809,5135
14	Gross mean indicated pressure, kPa	2221,7647
15	Net mean indicated pressure, kPa	2221,7668
16	Indicated efficiency, %	49,1812
17	Indicated sfc, g/(kW*h)	172,1716
18	Volumetric efficiency, %	55,3734
19	Residual gases fraction, %	1,0801
20	Scavenging factor	1,97001
21	Crank radius, mm	1150
22	Maximum pressure p _z , kPa	16993,7152
23	Maximum temperature T _z , deg. C	1607,3001
24	Maximum temperature in the burned gases zone T _{z.burned} , deg. C	2689,9603
25	Maximum temperature in the fresh charge zone T _{z.fresh} , deg. C	620,1401
26	Firing pressure p _c , kPa	10526,7223
27	Firing temperature T _c , deg. C	786,42351
28	Exhaust opening pressure p _b , kPa	1357,5254
29	Exhaust opening temperature T _b , deg. C	1265,5854
30	Intake pressure p _{int} , kPa	100,5314
31	Ambient temperature t ₀ , deg. C	20
32	Outlet compressor pressure p _k , kPa	427,2621
33	Outlet compressor temperature t _k , deg. C	190,5443
34	Receiver average pressure p _s , kPa	424,4351
35	Receiver average temperature t _s , deg. C	42,2211
36	Exhaust manifold average pressure p _t , kPa	367,6021
37	Exhaust manifold average temperature t _t , deg. C	415,74101
38	Pressure losses at the intake receiver due to friction, kPa	0,01001
39	Pressure losses at the exhaust manifold due to friction, kPa	0,0700
40	Pressure at the turbine outlet p _{zt} , kPa	110,40121
41	Temperature at the turbine outlet t _{zt} , deg. C	256,4157
42	Combustion start, c.a.d.	174,325
43	Duration of combustion, c.a.d.	102,87124

44	Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.	689,3817
45	Duration of injection, c.a.d.	30
46	Injection start, c.a.d.	173,5
47	Sauter average droplet size, mcm	27,815
48	Ignition delay, c.a.d.	0,7701
49	Average injection pressure, kPa	96,02021
50	Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.	185,3951
51	Relative fuel share injected during ignition delay, %	0,04001
52	Incyylinder CO concentration at exhaust opening [CO], ppm	583,4952
53	Exhaust manifold CO concentration [CO]exh, ppm	296,6001
54	Incyylinder NO concentration at exhaust opening [NO], ppm	1531,9421
55	Exhaust manifold NO concentration [NO]_exh, ppm	778,7128
56	Specific NOx ammount at exhaust gases g_NO, g/(kW·h)	7,17001
57	Intake valves/ports mass flow, G_int, kg/s	70,68023
58	Exhaust valves/ports mass flow, G_exh, kg/s	70,83028
59	Turbine mass flow, G_t, kg/s	70,76031
60	Cylinder head wall av. temperature, deg. C	217,12024
61	Piston wall av. temperature (firing side), deg. C	292,37014
62	Piston wall av. temperature (cooled side), deg. C	194,24037
63	Cylinder liner wall av. temperature, deg. C	115,06029
64	Receiver wall av. temperature, deg. C	51,86061
65	Exhaust manifold wall av. temperature, deg. C	409,7401
66	Incyylinder resulting temperature, deg. C	844,6511
67	Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	415,6921
68	Incyylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² ·K)	0,15001
69	Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² ·K)	0,11001
70	Reffered compressor flow, kg/s	66,720022
71	Reffered compressor speed, rpm	12328,5911
72	Reduced turbine speed, rpm/K ^{0.5}	469,720221
73	Actual compression ratio	9,94031
74	Compressor power, kW	12065,430177
75	Turbine power, kW	11968,05
76	Turbine power in pulse flow, kW	12078,86
77	Compressor adiabatic efficiency, %	88,09007
78	Supercharger pressure increase ratio	3,33011
79	Redused sacond stage turbine flow, kg/s·K ^{0.5} /kPa	5,05001
80	Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbo-charger), %	83,2925
81	Turbine efficiency in pulse flow, %	83,2918

82	Turbine pulse factor, %	1,01001
83	Supercharger speed, rpm	12187,0323
84	Supercharger pressure increase ratio	4,250015
85	Turbine equivalent flow area, sq. mm	126500
86	Fuel burned released heat Q_{fuel} , kW	62021,94015
87	Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	1238,11091
88	Friction heat rejected to cooling water, kW	843,32021
89	Total heat, rejected to cooling water Q_w , kW	2081,43037
90	Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	299,42054
91	Friction heat rejected to oil, kW	843,32062
92	Total heat rejected to oil, Q_{oil} , kW	1142,74001
93	Heat, rejected in charge air cooler Q_{cac} , kW	11258,55031
94	Exhaust gases heat, Q_{eg} , kW	18357,83027
95	Exhaust manifold cooling, Q_{exh} , kW	21,9503
96	Receiver cooling, Q_{res} , kW	-184,053
97	Total heat, Q_{sum} , kW	62072,0701

За результатами проведеного моделювання робочого циклу суднового мало-обертового дизельного двигуна 8ДКРН 80/230 при його роботі на номінальному режимі за допомогою багатфункціонального програмного комплексу *Blitz-PRO* побудовано наступні залежності – рис. 2.1 –2.2.

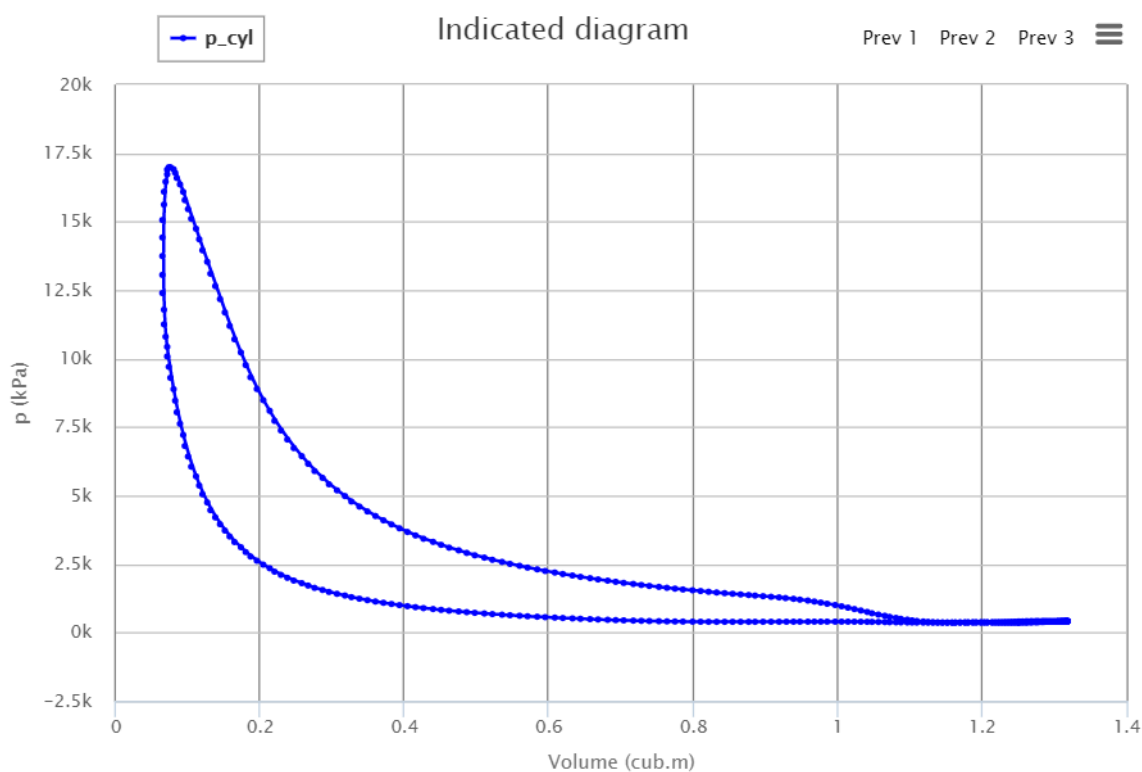


Рисунок 2.1 – Згорнута індикаторна діаграма дизеля 8ДКРН 80/230

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.02.02.ПЗ

Аркуш

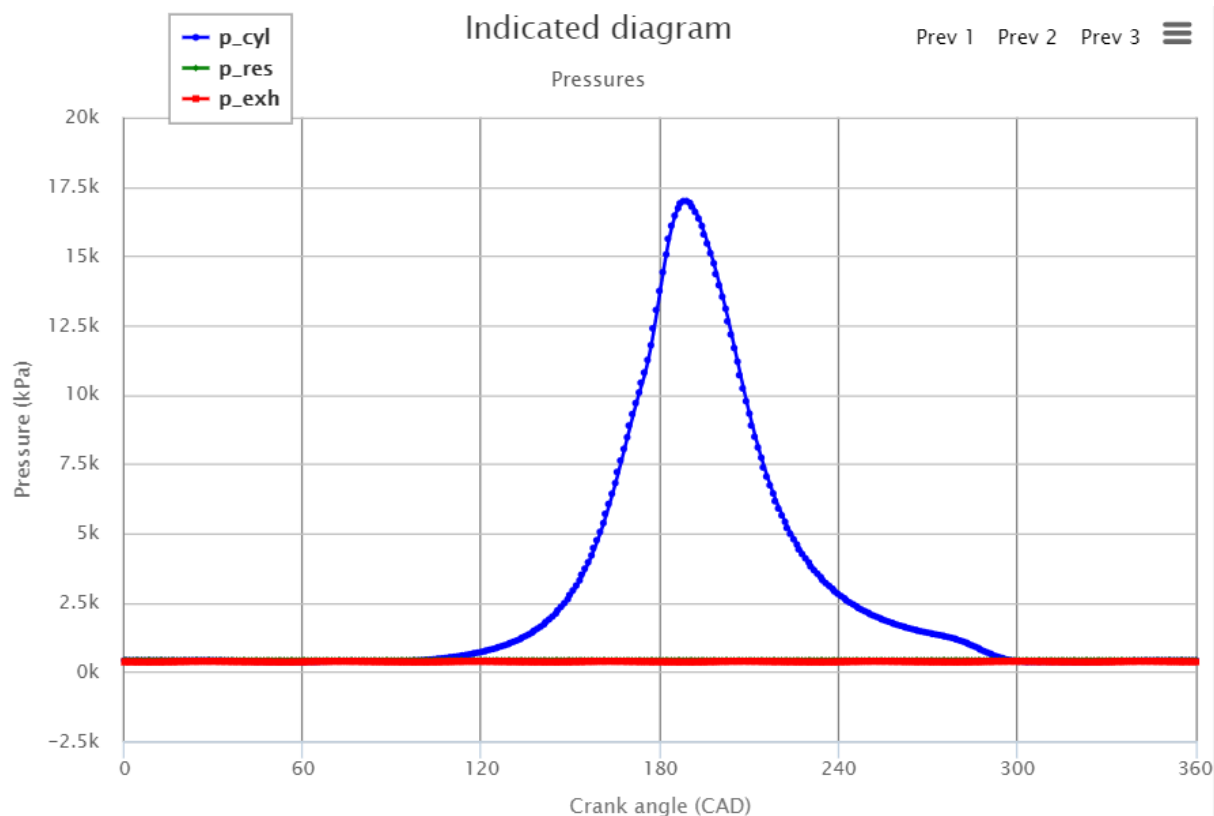


Рисунок 2.2 – Розгорнута індикаторна діаграма дизеля 8ДКРН 80/230

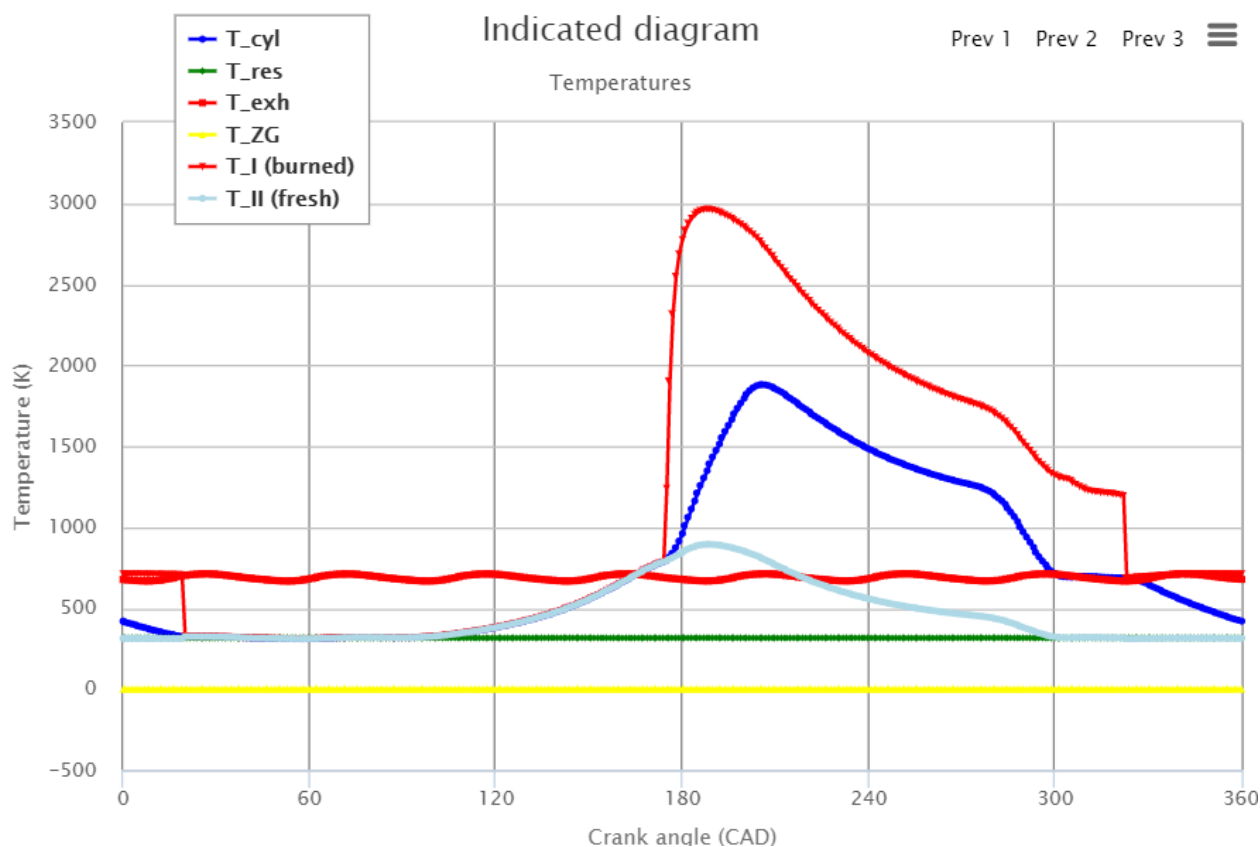


Рисунок 2.3 – Зміна температури у робочому циліндрі дизеля 8ДКРН 80/230

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.02.02.ПЗ

Аркуш

2.3. Висновок до розділу

Проведено моделювання робочого циклу номінального режиму головного малообертового суднового дизеля типу 8ДКРН 80/230 за допомогою багатофункціонального програмного комплексу *Blitz-PRO*. Отримані при виконанні моделювання результати робочого циклу номінального режиму за допомогою налаштованої відповідним чином моделі з достить високою точністю відповідають паспортним даним двигуна-прототипу та можуть бути у подальшому застосовані для наступних досліджень роботи головного суднового двигуна за гвинтовою характеристикою.

					КРМ.142.6222м.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА
8ДКРН 80/230 ЗА ГВИНТОВОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ

3.1. Режими роботи ДВЗ

Комбіновані двигуни внутрішнього згоряння застосовують у різних галузях промисловості, будівництва, сільського господарства і на транспорті. Енергія, що виробляється цими тепловими двигунами, використовується споживачами з найрізноманітнішим характером зміни споживаної потужності, який визначається їхнім призначенням.

Комбінований двигун внутрішнього згоряння повинен надійно працювати в широкому діапазоні зміни частоти обертання і потужності (крутного моменту). Цей діапазон визначається допустимими умовами роботи двигуна і споживача і може бути обмежений різними факторами; тепловою і механічною напруженістю деталей двигуна, умовами протікання робочого процесу і спільної роботи компресора, газової турбіни і поршневої частини та ін. Мінімальний допустимий швидкісний режим визначається умовами стійкої роботи двигуна.

На кожному швидкісному режимі ефективна потужність (крутний момент) двигуна може змінюватися від нуля (холостий хід) до максимального значення, яке може розвинути двигун. Тому сукупність можливих режимів роботи двигуна в координатах, де за віссю абсцис відкладено частоту обертання, а за віссю ординат – потужність (крутильний момент) двигуна, зображається площею, обмеженою ординатами, які відповідають максимальній і мінімальній частоті обертання, віссю абсцис і кривою зміни потужності (моменту) залежно від частоти обертання.

Потужність за заданої частоти обертання змінюють органом управління. Кожному положенню органа керування відповідає цілком певна характеристика зміни потужності або крутного моменту залежно від частоти обертання. Маючи подібні характеристики для кількох положень органа керування, можна отримати все поле можливих режимів роботи двигуна.

					<i>КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Характеристику зазвичай прийнято представляти у вигляді графічної залежності економічних, енергетичних і експлуатаційних показників двигуна від одного з параметрів, який береться як незалежна змінна (рис. 3.1).

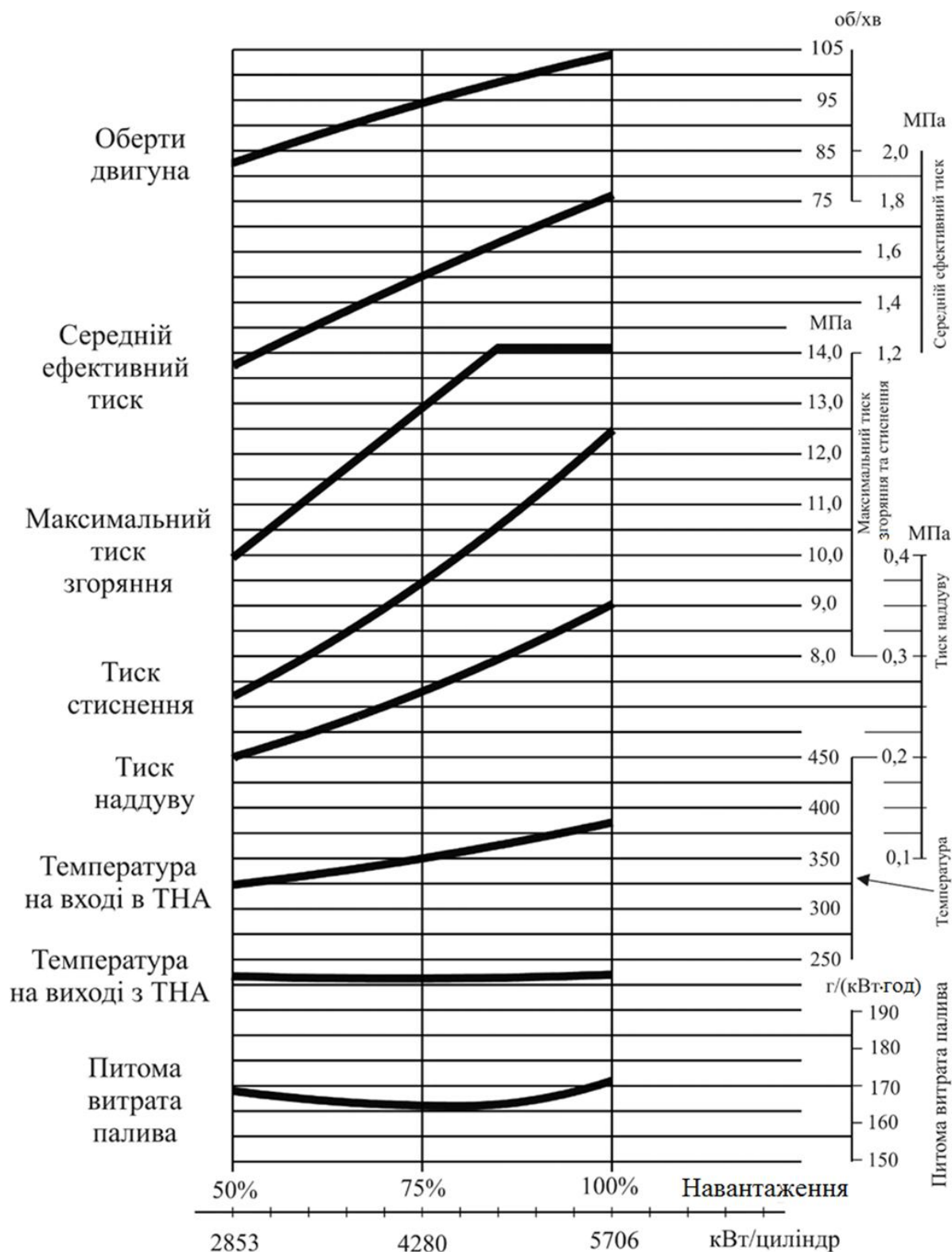


Рисунок 3.1 – Характеристика роботи малооборотного дизельного двигуна виробництва фірми MAN B&W

3.2. Аналіз особливостей роботи двигунів за гвинтовою характеристикою

Гвинтовою характеристикою називають залежність зміни потужності та інших показників роботи двигуна від частоти обертання вала в разі безпосереднього з'єднання двигуна з гребним гвинтом.

Під час роботи двигуна на гребний гвинт зміна ефективної потужності залежно від частоти обертання вала двигуна відбувається за кубічною параболою виду

$$N_e = An^3,$$

де A – коефіцієнт пропорційності.

Для виконання цієї умови зі зміною частоти обертання вала необхідно змінювати подачу палива за цикл. Таким чином, гвинтову характеристику комбінованого двигуна можна отримати поєднанням характеристики гвинта із зовнішньою і частковими швидкісними характеристиками двигуна.

Основним режимом роботи суднового двигуна є номінальний; з цього і виходять при побудові гвинтової характеристики. Поточне значення потужності двигуна

$$N_e = N_{e\text{ном}} \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^3.$$

Таким чином, під час роботи двигуна з гвинтом постійного кроку за гвинтовою характеристикою його можливості використовуються не повністю. Часто судновий двигун повинен забезпечувати підвищений крутний момент (або потужність) під час роботи на низьких частотах обертання. Із цією метою на судах встановлюють спеціальні редуктори, що дають змогу збільшувати передавальне відношення передачі на гвинт під час зменшення частоти обертання вала двигуна, а також використовують гвинти з регульованим кроком (ГРШ). Їх застосування дає змогу працювати за зовнішньою характеристикою в усьому діапазоні зміни частоти обертання вала і тим самим краще використовувати можливості двигуна. При цьому потужність, що передається гвинту, залежить від відношення його кроку H до діаметра D_B і від частоти обертання n_B гвинта, тобто $N_e = f\left(\frac{H}{D_B}, n_B\right)$.

					КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На рис. 3.2 показано характеристики роботи двигуна з гвинтом регульованого кроку. Кожна з кривих залежності $\frac{N_e}{N_{e\text{НОМ}}} = f\left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}}\right)$ за постійного відношення H/D_B являє собою гвинтову характеристику.

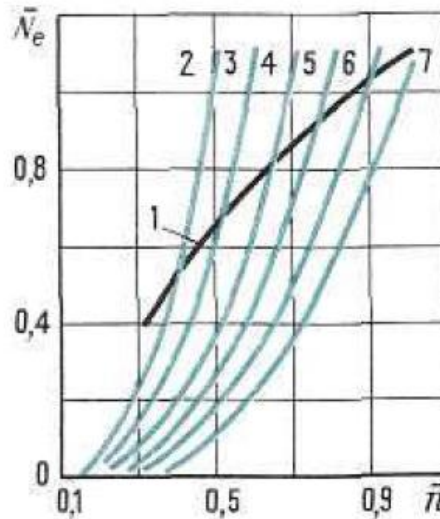


Рисунок 3.2 – Характеристики роботи двигуна з гвинтом регульованого шагу:

1 – зовнішня характеристика; 2 – $H/D_B = 2$; 3 – $H/D_B = 1,5$; 4 – $H/D_B = 1,2$;
5 – $H/D_B = 0,9$; 6 – $H/D_B = 0,7$; 7 – $H/D_B = 0,5$

Режим роботи двигуна може змінюватися від мінімально стійкої частоти обертання до значення n , що відповідає роботі за зовнішньою характеристикою (крива 1, рис. 3.2).

Крутний момент двигуна під час роботи за гвинтовою характеристикою

$$M_e = A_1 n^2,$$

де $A_1 = 9,549 A$.

Середній ефективний тиск

$$p_e = A_2 n^2,$$

де $A_2 = 30\tau A / (iV_h)$.

Питома витрата палива

$$g_e = g_{e\text{НОМ}} \frac{g_{\text{т.ц}}}{g_{\text{т.ц.НОМ}}} \cdot \frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \cdot \frac{N_{e\text{НОМ}}}{N_e} = g_{e\text{НОМ}} \frac{g_{\text{т.ц}}}{g_{\text{т.ц.НОМ}}} \cdot \left(\frac{n_{\text{НОМ}}}{n}\right)^2.$$

Циклова подача палива може бути підрахована методом послідовних наближень за формулою

$$g_{\text{т.ц}} = g_{\text{т.ц.ном}} \cdot \frac{N_e}{N_{\text{еном}}} \cdot \frac{n_{\text{ном}}}{n} \cdot \frac{\eta_{\text{еном}}}{\eta_e} = g_{\text{т.ц.ном}} \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^2 \cdot \frac{\eta_{\text{еном}}}{\eta_e}.$$

Під час роботи дизелів без наддуву за гвинтовою характеристикою коефіцієнт наповнення змінюється приблизно так само, як і під час роботи за зовнішньою характеристикою, оскільки навантаження дизеля мало впливає на зміну η_v . Коефіцієнт надлишку повітря α зі зменшенням частоти обертання дизеля збільшується, що пов'язано з пониженням циклової подачі палива, яка відповідно до рівняння змінюється приблизно пропорційно квадрату частоти обертання вала.

Закон зміни α в основному визначає і характер зміни індикаторного ККД η_i при зменшенні частоти обертання. Тому в дизелях η_i збільшується зі зменшенням n .

Механічний ККД знижується зі зменшенням частоти обертання. Питома ефективна витрата палива залежить від зміни η_i і η_m . У зв'язку з цим у дизелях питома витрата палива під час зниження частоти обертання спочатку зменшується, досягаючи мінімуму за $n \approx (0,8 \dots 0,9) \cdot n_{\text{ном}}$, і потім збільшується.

Аналогічно змінюються показники роботи двигунів із наддувом. На рис. 3.3 показано гвинтову характеристику суднового малооборотного комбінованого двотактного дизеля МАН типу K10Z93/170E (10ДКРН 93/170) потужністю 19118 кВт за $n = 112$ об/хв.

У дизелі передбачено наддув від ТК із турбіною постійного тиску, додаткове стиснення повітря в підпоршневих порожнинах та інжектором, включеним паралельно компресору ТК, а також проміжне охолодження повітря. Мінімум питомої витрати відповідає режиму роботи за $n = 105$ об/хв, тобто за $n \approx 0,935 \cdot n_{\text{ном}}$.

Питома витрата повітря безперервно зростає зі зменшенням частоти обертання, що зумовлює зниження температури випускних газів на виході з двигуна. Температура t_r газів на вході в газову турбіну вища, ніж температура t_p внаслідок тертя і зменшення швидкості потоку. Різниця температур $t_r - t_p$ становить близько

					КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

50° на номінальному режимі і приблизно 20° за навантаження, що дорівнює 25% номінального.

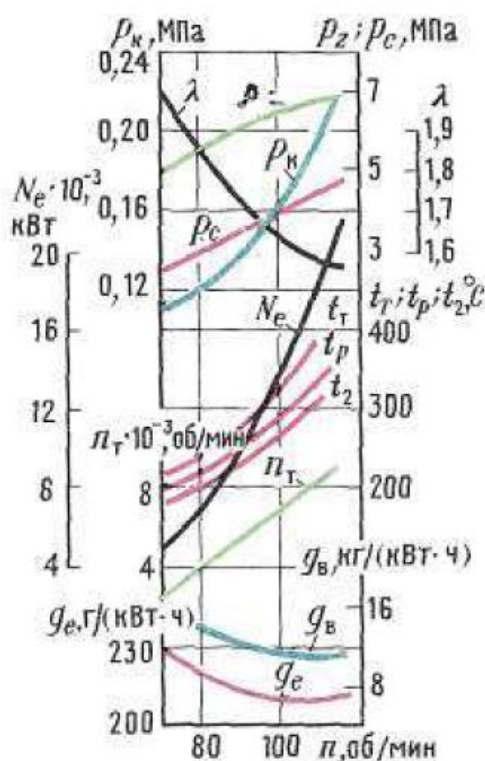


Рисунок 3.3 – Гвинтова характеристика дизеля МАН типу K10Z93/170E (10ДКРН 93/170)

3.3. Розрахунок та дослідження роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 за гвинтовою характеристикою

Гвинтовою характеристикою прийнято називати залежність потужності дизеля від частоти обертання його валу при роботі на гребний гвинт судна. При роботі дизеля 8ДКРН 80/230 за гвинтовою характеристикою його згенерована потужність має повністю поглинатися гребним гвинтом судна.

Спецефічною особливістю гвинтових характеристик роботи двигунів є різке зменшення потужності дизеля при зниженні його частоти обертання. Так, за умов номінальної частоти обертання значення потужності дизеля 8ДКРН 80/230 по зовнішньої та гвинтової характеристикам збігаються, а при частоті обертання колінчастого валу, рівній 25% від номінальної, потужність дизеля за гвинтовою характеристикою приблизно у 30 разів менша потужності дизеля за зовнішньою характеристикою.

Моделювання різних режимів роботи головного суднового дизельного двигуна типу 8ДКРН 80/230 для побудови гвинтової характеристики виконується у багатофункціональному програмному комплексі – *Blitz-PRO*, розробленому на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ, НУК. Результати розрахунків подано у табличній формі – таблиця 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків гвинтової характеристики дизельного двигуна типу 8ДКРН 80/230

Назва параметру	Кількість обертів, об/хв						
	83	80	70	62	50	40	30
Brake power, kW	29122,9	26076,3	17469,6	12139,1	6366,5	3259,3	1375,1
crank speed	83	80	70	62	50	40	30
Air excess ratio	1,71	1,78	1,83	2,10	1,49	2,20	3,14
Fuel mass per cycle, g	133,14	122,42	92,62	71,45	54,77	37,34	26,12
Ignition fuel mass per cycle, g	0	0	0	0	0	0	0
Friction power, kW	1686,4	1587,7	1228,5	999,6	614,0	457,6	312,8
Brake torque, N·m	3350641	3112625	2383174	1869673	1215916	778092	437693
Brake mep, kPa	2100,1	1951,0	1493,7	1171,9	762,1	487,7	274,3
Friction mep, kPa	121,6	118,8	105,0	96,5	73,5	68,5	62,4
Brake efficiency, %	46,5	47,0	47,5	48,3	41,0	38,5	31,0
Mechanical efficiency, %	94,5	94,3	93,4	92,4	83,3	74,7	59,3
Brake sfc, g/(kW·h)	182,1	180,3	178,2	175,2	206,5	220,0	273,5
Gross indicated power, kW	30809,3	27664,0	18698,1	13138,7	7644,3	4362,9	2318,2
Net indicated power, kW	30809,3	27664,0	18698,1	13138,7	7644,3	4362,9	2318,2
Gross mean indicated pressure, kPa	2221,75	2069,74	1598,79	1268,39	915,07	652,85	462,50
Net mean indicated pressure, kPa	2221,75	2069,74	1598,79	1268,39	915,07	652,85	462,50
Indicated efficiency, %	49,18	49,83	50,87	52,32	49,24	51,52	52,18
Indicated sfc, g/(kW·h)	172,17	169,93	166,45	161,83	171,95	164,33	162,25
Volumetric efficiency, %	55,39	57,83	61,71	74,68	64,11	64,00	63,37
Residual gases fraction, %	1,08	1,08	1,13	1,04	0,42	0,25	0,17
Scavenging factor	1,96	1,94	1,98	1,67	2,95	3,54	4,60
Crank radius, mm	1628	1628	1628	1628	1628	1628	1628
Maximum pressure p _z , kPa	16990,2	16437,7	13728,8	12051,9	7498,9	6535,0	5363,3
Maximum temperature T _z , deg. C	1607,7	1588,1	1621,8	1511,9	1896,0	1481,6	1140,7

Maximum temperature in the burned gases zone T _{z.burned} , deg. C	2690,1	2696,7	2727,4	2741,1	2806,0	2759,9	2681,1
Maximum temperature in the fresh charge zone T _{z.fresh} , deg. C	620,1	627,3	650,8	677,1	671,4	626,2	574,5
Firing pressure p _c , kPa	10523,0	10156,7	7945,5	7287,5	4097,6	3979,4	3768,1
Firing temperature T _c , deg. C	786,4	792,4	798,9	833,0	805,5	789,1	772,3
Exhaust opening pressure p _b , kPa	1357,4	1256,5	939,9	679,2	514,2	391,0	311,8
Exhaust opening temperature T _b , deg. C	1265,9	1223,4	1179,4	1053,6	1347,5	1020,5	818,1
Intake pressure p _{int} , kPa	100,5	100,6	100,8	100,9	100,9	101,0	101,0
Ambient temperature t ₀ , deg. C	20	20	20	20	20	20	20
Outlet compressor pressure p _k , kPa	427,13	390,26	280,23	202,84	125,63	125,63	125,63
Outlet compressor temperature t _k , deg. C	190,44	175,99	132,11	94,48	48,12	48,46	48,76
Receiver average pressure p _s , kPa	424,13	387,78	279,04	202,31	126,84	127,94	128,75
Receiver average temperature t _s , deg. C	42,22	41,13	37,99	35,44	31,52	31,69	31,86
Exhaust manifold average pressure p _t , kPa	367,48	334,23	240,70	178,45	102,34	102,17	102,06
Exhaust manifold average temperature t _t , deg. C	416,21	399,63	369,51	363,43	307,70	180,03	108,13
Pressure losses at the intake receiver due to friction, kPa	0,01	0,01	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00
Pressure losses at the exhaust manifold due to friction, kPa	0,07	0,06	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01
Pressure at the turbine outlet p _{zt} , kPa	111,00	109,30	104,97	102,74	102,05	101,98	101,92
Temperature at the turbine outlet t _{zt} , deg. C	257,50	253,59	264,02	292,89	307,70	180,03	108,13
Combustion start, c.a.d.	174,3	174,3	174,3	174,1	180,7	182,6	184,5
Duration of combustion, c.a.d.	102,9	102,6	100,6	108,2	85,8	60,3	41,6
Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.	689,4	664,2	617,2	506,4	422,2	472,6	551,2
Duration of injection, c.a.d.	30	28,10	22,80	19,10	12	7	4
Injection start, c.a.d.	173,5	173,5	173,5	173,5	180	182	184
Sauter average droplet size, mcm	27,82	29,31	35,54	42,76	49,64	51,42	53,89
Ignition delay, c.a.d.	0,77	0,74	0,71	0,57	0,67	0,58	0,48

					KPM.142.6222м.02.03.ПЗ			Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				

Average injection pressure, Mpa	96,02	87,15	60,64	43,08	38,28	33,47	28,32
Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.	185,38	184,87	183,16	182,08	184,17	185,68	187,10
Relative fuel share injected during ignition delay, %	0,04	0,05	0,05	0,02	0,10	0,14	0,18
Incylinder CO concentration at exhaust opening [CO], ppm	583,53	594,85	635,62	563,42	226,22	51,12	10,37
Exhaust manifold CO concentration [CO]exh, ppm	297,02	306,92	321,68	337,75	76,67	14,44	2,26
Incylinder NO concentration at exhaust opening [NO], ppm	1532,87	1508,06	1622,29	1474,63	2380,08	1579,62	1035,55
Exhaust manifold NO concentration [NO]_exh, ppm	780,23	778,09	821,02	883,97	806,68	446,26	225,33
Specific NOx ammount at exhaust gases g_NO, g/(kW h)	7,17	7,27	7,93	8,11	10,92	11,36	13,17
Intake valves/ports mass flow, G_int, kg/s	70,57	64,22	44,47	29,42	22,87	22,09	21,43
Exhaust valves/ports mass flow, G_exh, kg/s	70,72	64,39	44,56	29,48	22,91	22,11	21,44
Turbine mass flow, G_t, kg/s	70,65	64,34	44,52	29,44	22,89	22,08	21,41
Cylinder head wall av. temperature, deg. C	217,13	210,06	191,09	169,99	151,55	125,55	108,52
Piston wall av. temperature (firing side), deg. C	292,40	282,60	256,91	225,45	199,11	156,41	128,15
Piston wall av. temperature (cooled side), deg. C	194,26	189,21	175,96	159,75	146,17	124,16	109,59
Cylinder liner wall av. temperature, deg. C	115,07	111,93	104,74	99,58	96,65	90,71	87,37
Receiver wall av. temperature, deg. C	51,85	50,62	47,04	44,11	39,73	39,91	40,08
Exhaust manifold wall av. temperature, deg. C	409,82	393,54	362,66	358,21	301,81	176,62	106,65
Incylinder resulting temperature, deg. C	844,89	841,99	888,21	858,08	1079,25	834,93	648,17
Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	416,15	399,02	367,88	362,53	306,88	179,69	108,23
Incylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² ·K)	0,15	0,14	0,11	0,09	0,05	0,04	0,03
Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² ·K)	0,11	0,12	0,11	0,13	0,09	0,07	0,06

					KPM.142.6222м.02.03.ПЗ		Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			

Reffered compressor flow, kg/s	66,63	60,59	41,87	27,66	21,50	20,77	20,14
Reffered compressor speed, rpm	12324,9 4	11758,74	9803,05	7933,65	3034,8 5	3034,85	3034,85
Reduced turbine speed, rpm/K ^{0.5}	469,42	453,34	386,70	314,44	125,92	142,56	155,42
Actual compression ratio	9,94	10,49	11,40	14,52	12,95	12,95	12,95
Compressor power, kW	12040,2	10026,15	4991,90	2197,17	663,77	646,06	630,30
Turbine power, kW	11906,9	9949,3	4956,6	2184,9	0	0	0
Turbine power in pulse flow, kW	12020,2	10035,6	4988,7	2197,5	0	0	0
Compressor adiabatic efficiency, %	88,12	89,02	88,90	87,02	72,05	74,13	75,59
Supercharger pressure increase ratio	3,31	3,06	2,29	1,74	1,00	1,00	1,00
Reduced sacond stage turbine flow, kg/s*K ^{0.5} /kPa	5,05	4,99	4,69	4,16	5,39	4,60	4,10
Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbocharger), %	83,28	83,04	81,23	79,18	0	0	0
Turbine efficiency in pulse flow, %	83,28	83,03	81,21	79,08	0	0	0
Turbine pulse fuctor, %	1,01	1,01	1,01	1,01	0	0	0
Supercharger speed, rpm	12183,4	11623,7	9690,5	7842,5	3000,0	3000,0	3000,0
Supercharger pressure increase ratio	4,2	3,9	2,8	2,0	1,3	1,3	1,3
Turbine equivalent flow area, sq. mm	126500	128800	128800	120500	120500	120500	120500
Fuel burned released heat Q_fuel, kW	62022	54965,98 5	36390,07 7	24861,55 5	15369, 2	8383,23 6	4398,49 1
Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water	1238	1127	902	685	651	346	183
Friction heat rejected to cooling water, kW	843	794	614	500	307	229	156
Total heat, rejected to cooling water Q_w, kW	2082	1921	1517	1185	958	575	339
Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	299	285	244	197	153	95	55
Friction heat rejected to oil, kW	843	794	614	500	307	229	156
Total heat rejected to oil, Q_oil, kW	1143	1078	858	697	460	324	211
Heat, rejected in charge air cooler Q_cac, kW	11234	9347	4641	2037	599	585	574
Exhaust gases heat, Q_eg, kW	18420	16442	11817	8670	7197	3772	2002

					КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ		Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			

Exhaust manifold cooling, Q_{exh} , kW	22	21	19	19	15	7	3
Receiver cooling, Q_{res} , kW	-184	-172	-132	-103	-72	-73	-73
Total heat, Q_{sum} , kW	62073	54980	36419	24849	15668	8595	4578

За результатами проведеного моделювання гвинтової характеристики суднового малообертового дизельного двигуна 8ДКРН 80/230 при його роботі на номінальному режимі за допомогою багатofункціонального програмного комплексу *Blitz-PRO* побудовано наступні залежності – рис. 3.4 –3.15.

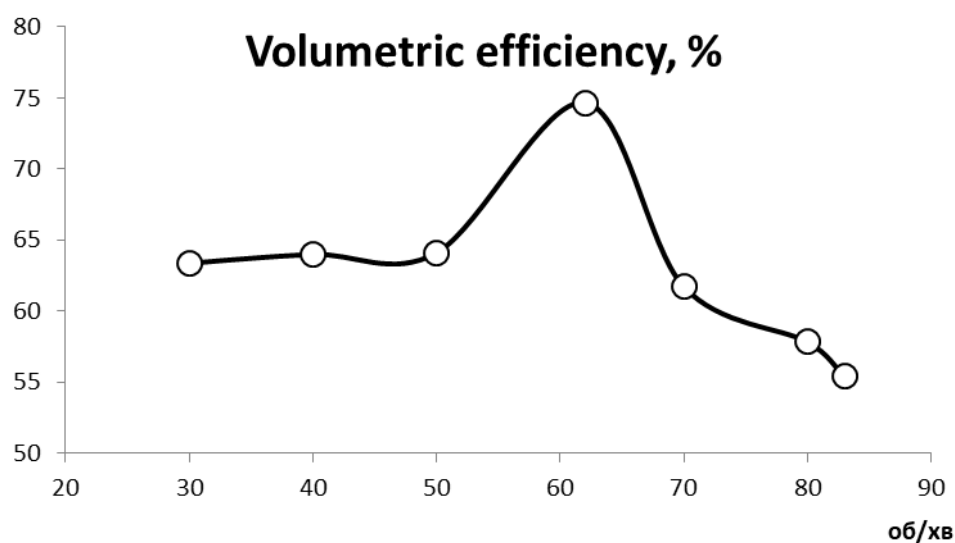


Рисунок 3.4 – Залежність об'ємного ККД від обертів дизеля 8ДКРН 80/230

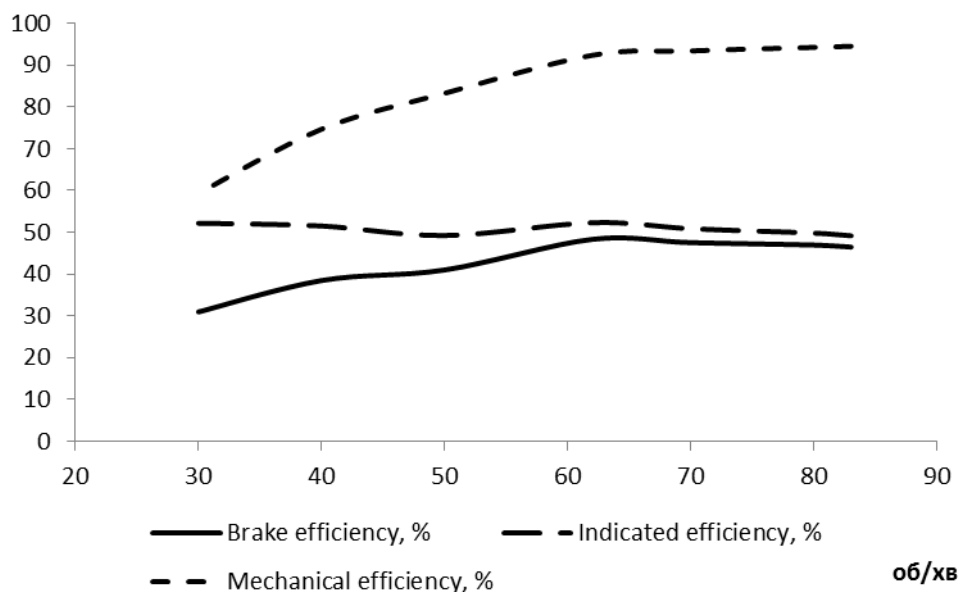


Рисунок 3.5 – Залежність різних ККД дизеля 8ДКРН 80/230 від обертів

Maximum pressure p_z , kPa

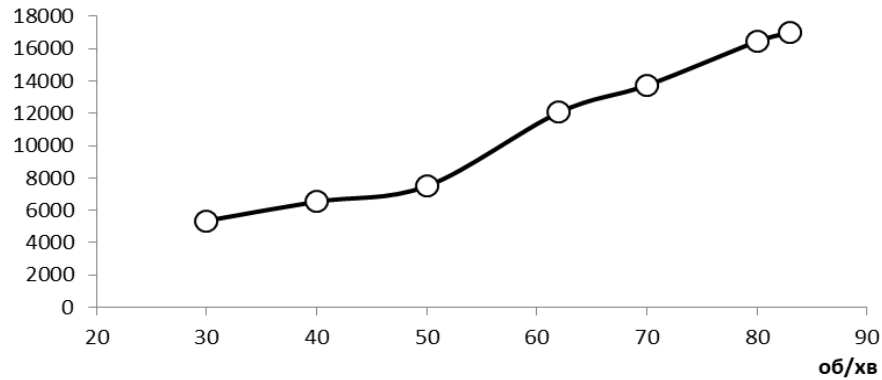


Рисунок 3.6 – Залежність зміни максимального тиску від обертів дизеля
8ДКРН 80/230

Air excess ratio

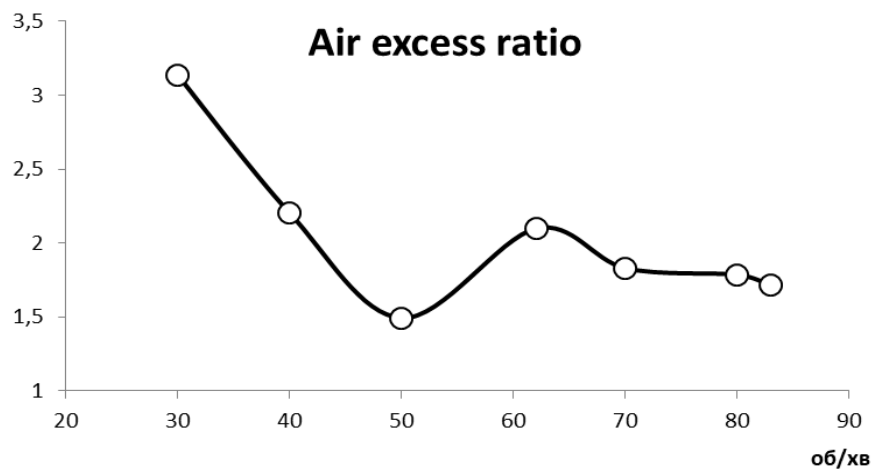


Рисунок 3.7 – Залежність зміни коефіцієнту надлишку повітря від обертів
дизеля 8ДКРН 80/230

Duration of combustion, c.a.d.

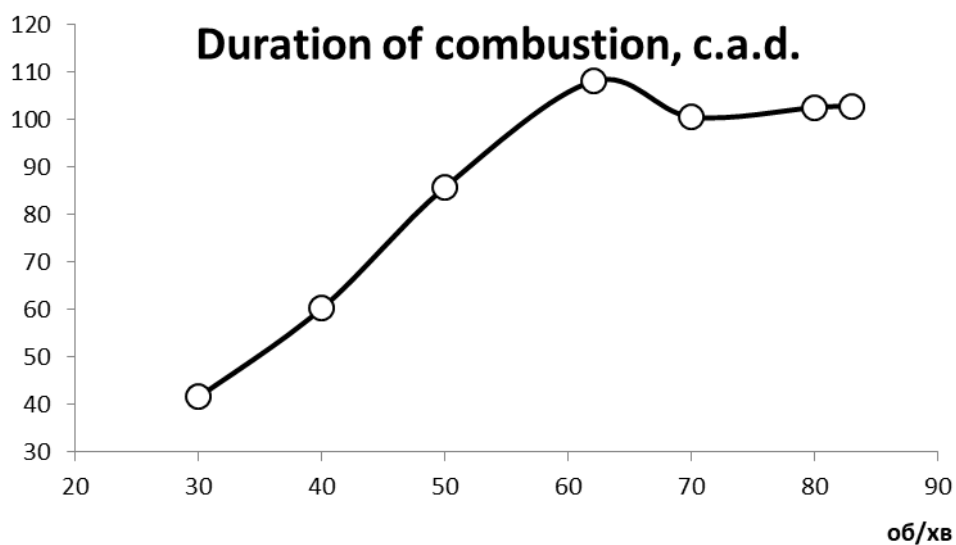
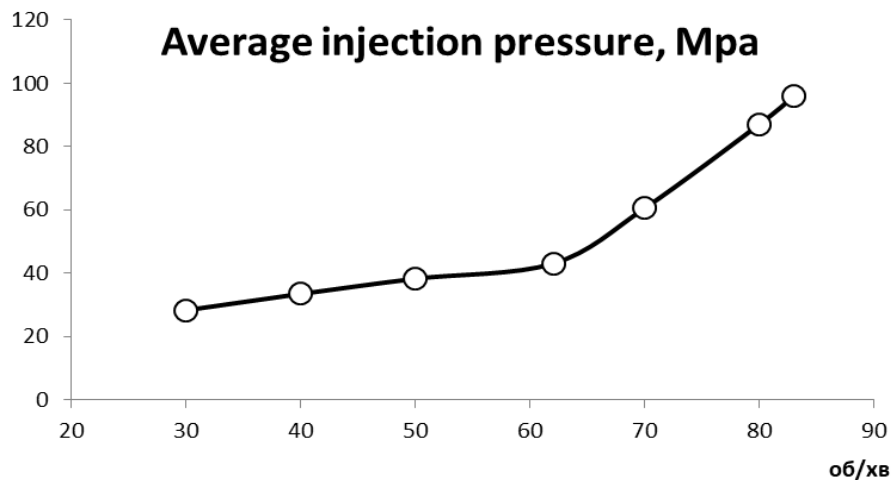
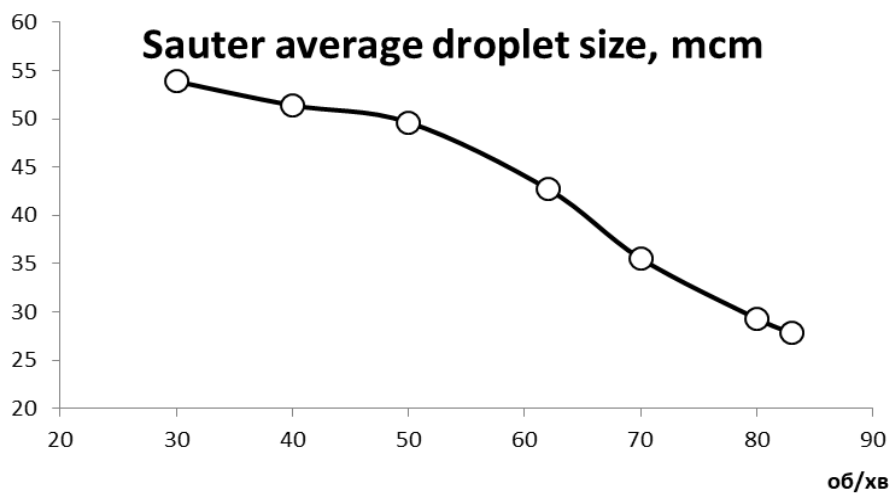


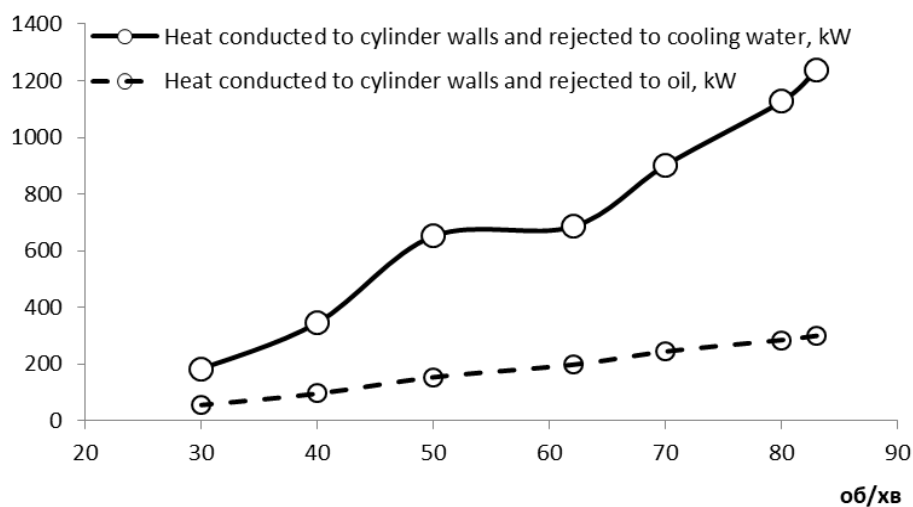
Рисунок 3.8 – Залежність зміни тривалості горіння від обертів дизеля 8ДКРН
80/230



**Рисунок 3.9 – Залежність зміни середнього тиску впорскування палива
обертів дизеля 8ДКРН 80/230**



**Рисунок 3.10 – Залежність зміни середнього розміру крапель розпорошеного
палива від обертів дизеля 8ДКРН 80/230**



**Рисунок 3.11 – Залежність зміни відведеного тепла у масло та воду від обертів
дизеля 8ДКРН 80/230**

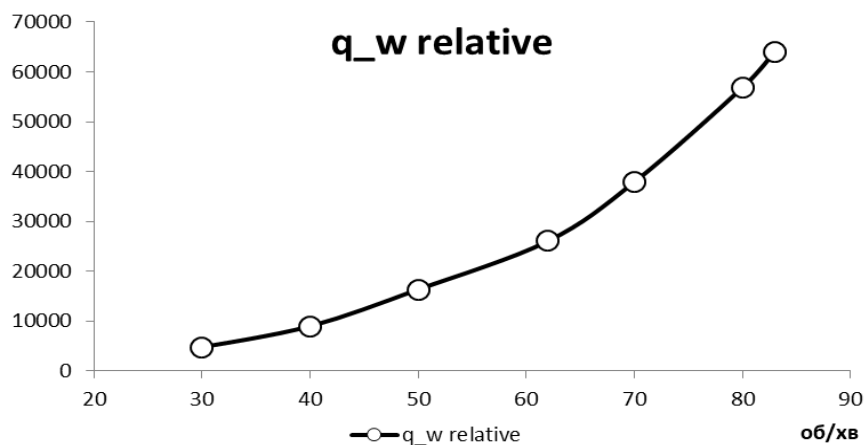


Рисунок 3.12 – Залежність зміни загальної кількості тепла від обертів дизеля 8ДКРН 80/230

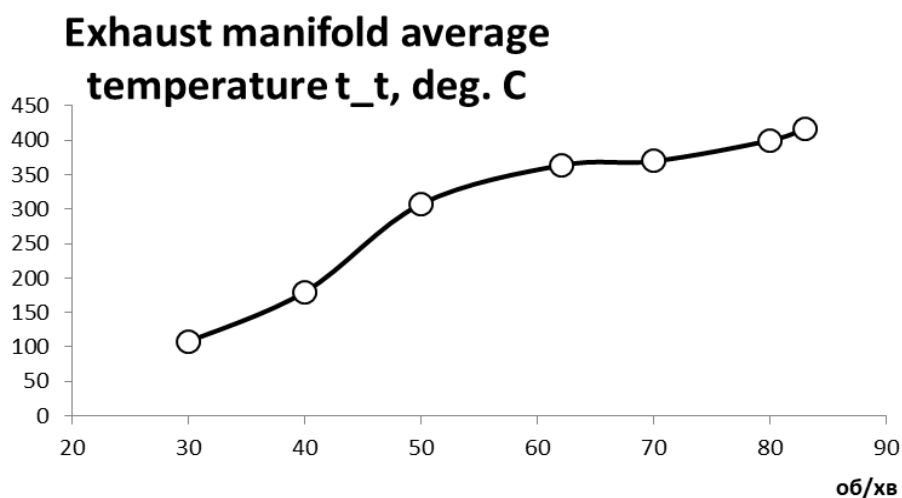


Рисунок 3.13 – Залежність зміни температури випускного колектору від обертів дизеля 8ДКРН 80/230

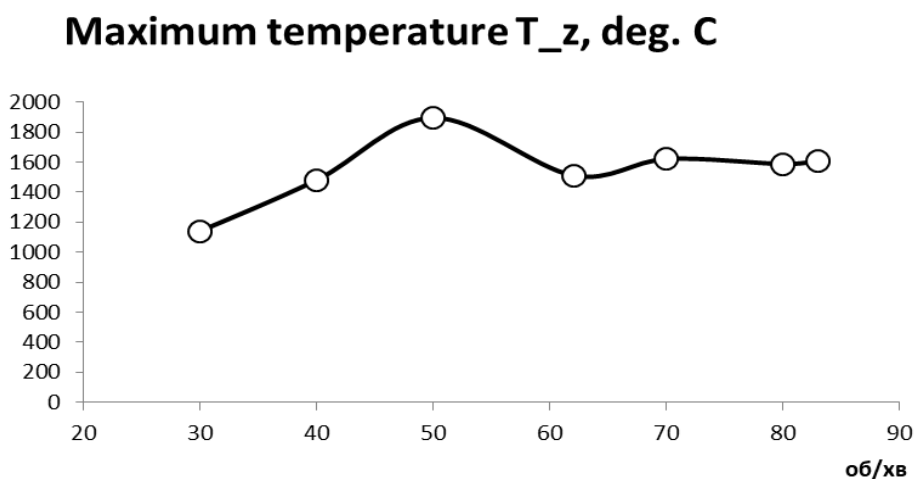


Рисунок 3.14 – Залежність зміни максимальної температури від обертів дизеля 8ДКРН 80/230

3.4. Розрахунок та дослідження неусталеної роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230

Моделювання неусталеної роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 при використанні електричних повітродувок потрібне для визначення та моделювання роботи дизеля при перехідних режимах роботи. Для реалізації моделювання неусталеної роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 при застосуванні електричних повітродувок використовуються дані судна наведені у першому розділі. Також для виконання подальших розрахунків було підібрано необхідний гвинт, який забезпечує усі потрібні вимоги для взаємодії з дизелем 8ДКРН 80/230. Окрім цього було визначено крутний момент та відносну тягу гвинта. Результат такого підбору відображено у вигляді діаграми.

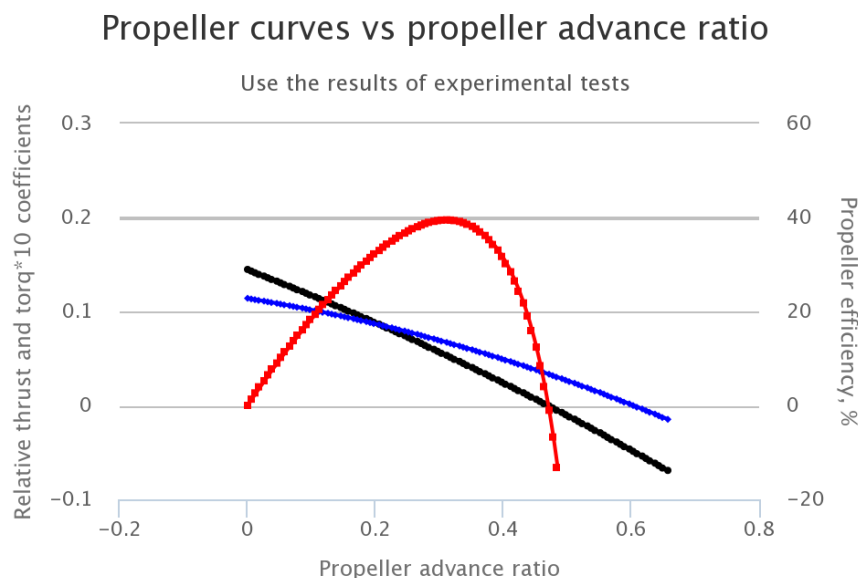


Рисунок 3.15 – Криві обраного гвинта відносно коефіцієнту просування

Для початку моделювання необхідно встановити момент інерції турбокомпресора дизеля та відповідно сумарний момент інерції колінчастого валу двигуна 8ДКРН 80/230, гребного гвинта й валу, що передає крутний момент на гребний гвинт. Для цієї мети у програмі *SolidWorks* було побудовано 3D моделі колінчастого валу дизеля 8ДКРН 80/230, турбокомпресоре, гребного гвинта й валу, що передає відповідний крутний момент на гребний гвинт. Було закладено матеріали з яких зроблено деталі і відповідно встановлені відповідні моменти інерції.

Таблиця 3.2 – Початкові дані для розрахунку перехідного режиму суднового двигуна 8ДКРН 80/230

№ з.п.	Параметр та розмірність	Значення
1	Кількість обертів, об/с	0,5
2	Кутова швидкість	3,14
3	Потужність на валу	1361,25
4	Крутний момент гвинта, M_B	433,5191
5	kq	0,007124
6	λ_p	0,29
7	Швидкість набігаючого потоку, м/с	1,7255
8	Швидкість судна при 30 обертах, м/с	2,8

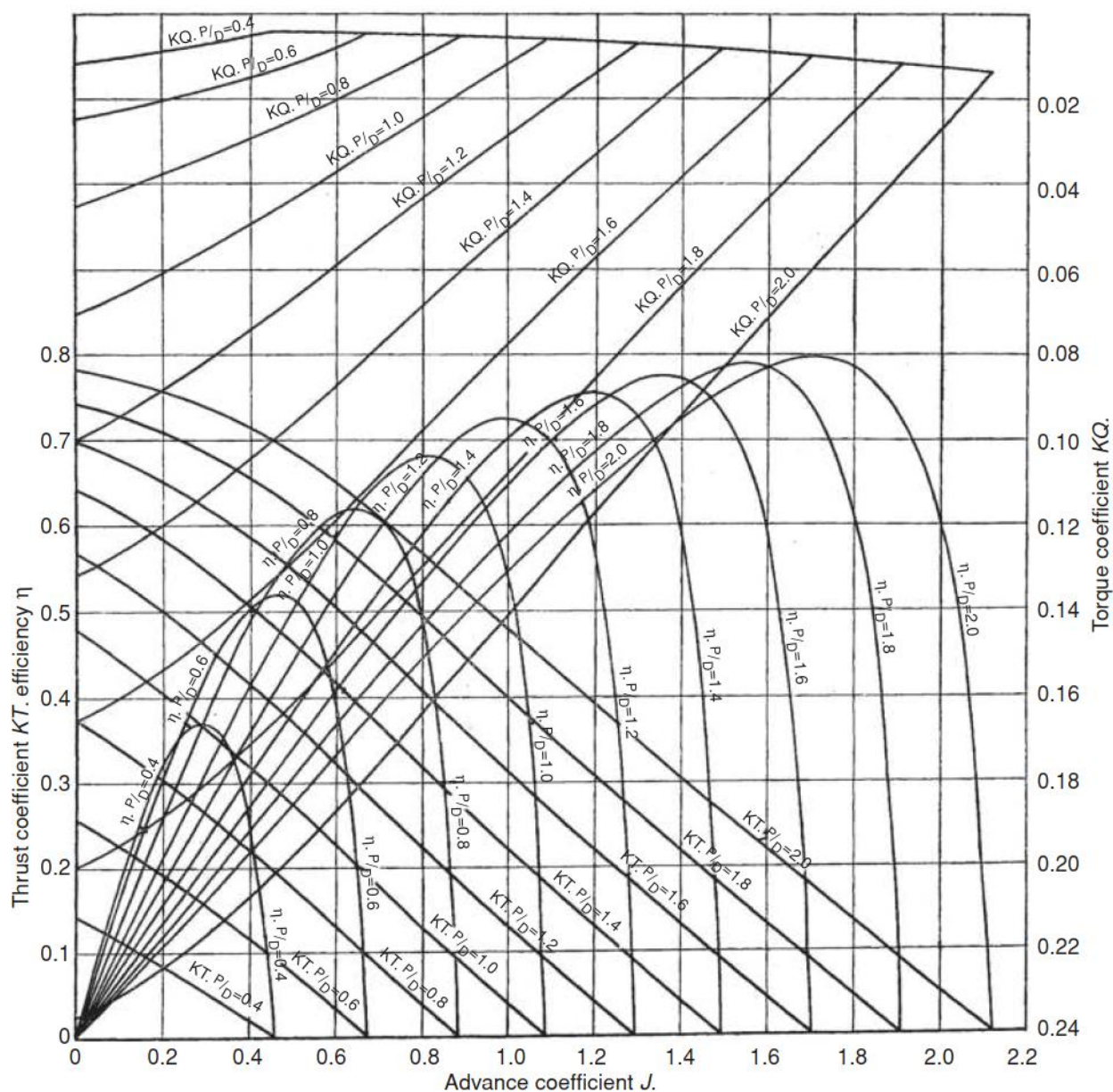


Рисунок 3.16 – K_T - характеристики K_Q для гвинта $Gawn$ с $BAR = 0,65$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.02.03.ПЗ

Аркуш

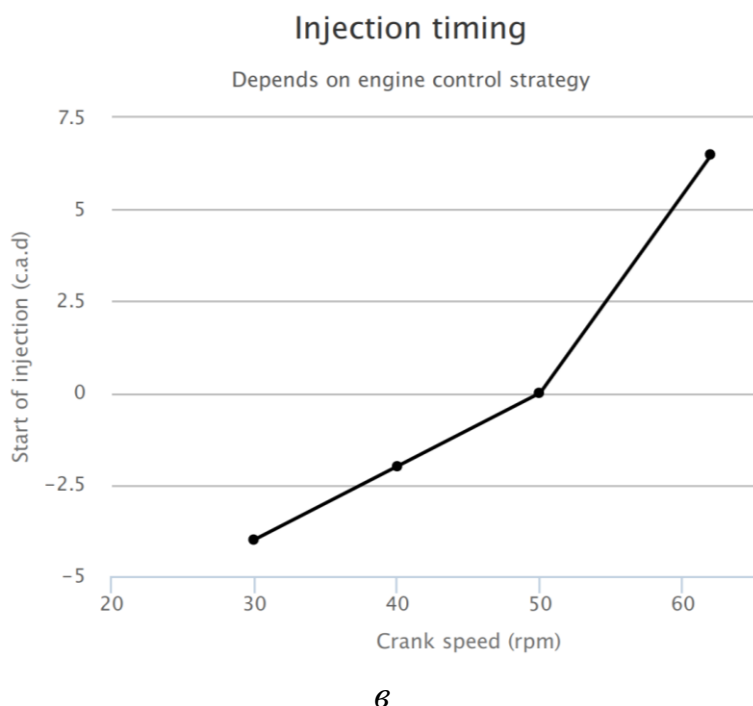
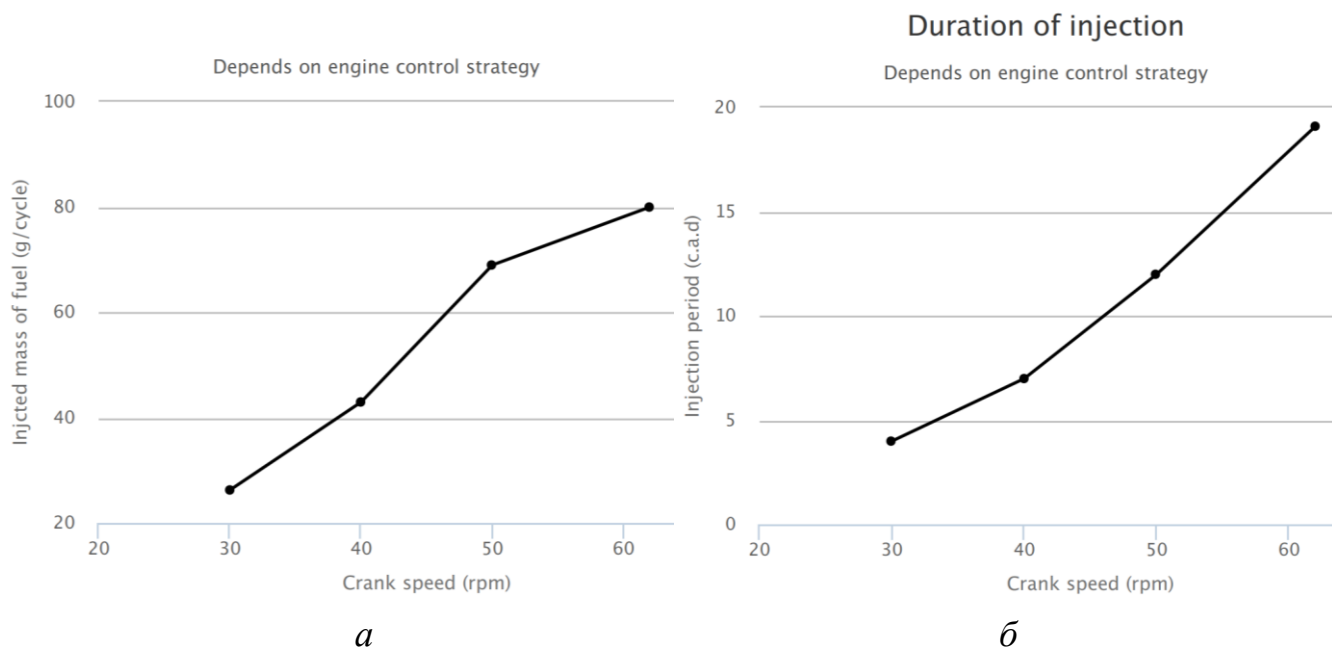


Рисунок 3.17 – Зміна параметрів паливоподачі від обертів головного суднового дизельного двигуна 8ДКРН 80/230:

a – циклова подача палива; *б* – тривалість впорскування;
в – випередження впорскування

Результати розрахунку перехідного режиму головного суднового дизельного двигуна 8ДКРН 80/230 подано у таблиці 3.3.

					КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

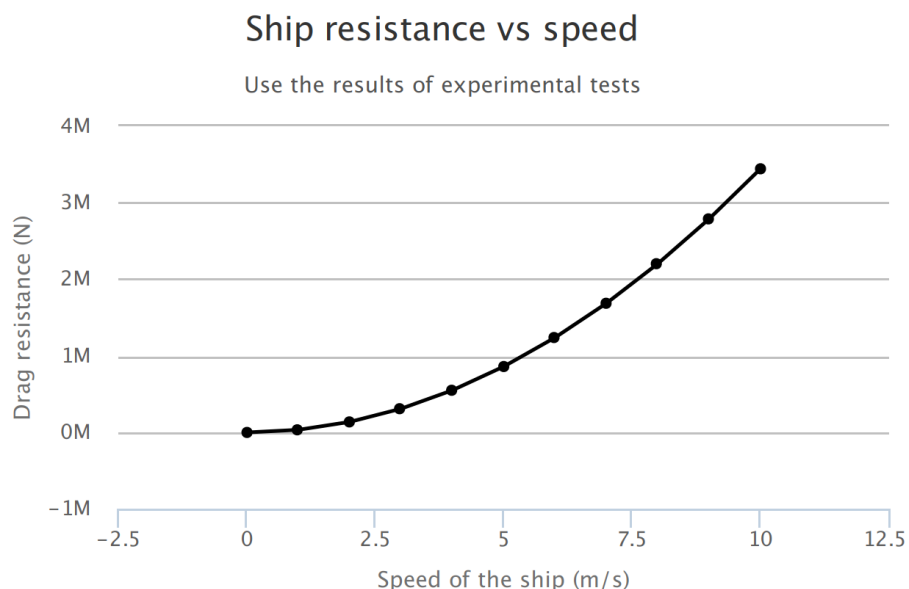


Рисунок 3.18 – Характеристика опору судна від його швидкості

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку перехідного режиму головного суднового дизельного двигуна 8ДКРН 80/230

№ з.п.	Параметр та розмірність	Значення
1	Brake power, kW	7867,1638
2	crank speed	50,0037
3	Air excess ratio	1,20
4	Fuel mass per cycle, g	67,9259
5	Friction power, kW	399,2293
6	Brake torque, N*m	2504196,0006
7	Brake mep, kPa	941,7159
8	Friction mep, kPa	79,6512
9	Brake efficiency, %	40,8575
10	Mechanical efficiency, %	85,5193
11	Brake sfc, g/(kW·h)	207,2277
12	Gross indicated power, kW	9199,2852
13	Net indicated power, kW	9199,2852
14	Gross mean indicated pressure, kPa	1101,1736
15	Net mean indicated pressure, kPa	1101,1736
16	Indicated efficiency, %	47,7758
17	Indicated sfc, g/(kW·h)	177,2196
18	Volumetric efficiency, %	64,0284
19	Residual gases fraction, %	0,4390
20	Scavenging factor	2,9736
21	Crank radius, mm	1628
22	Maximum pressure p _z , kPa	8730,221827

23	Maximum temperature T_z , deg. C	2209,664577
24	Maximum temperature in the burned gases zone T_z .burned, deg. C	2856,368704
25	Maximum temperature in the fresh charge zone T_z .fresh, deg. C	710,3412493
26	Firing pressure p_c , kPa	4093,921964
27	Firing temperature T_c , deg. C	806,3988958
28	Exhaust oppening pressure p_b , kPa	592,434567
29	Exhaust oppening temperature T_b , deg. C	1555,305715
30	Intake pressure p_{int} , kPa	100,9470987
31	Ambient temperature t_0 , deg. C	20
32	Outlet compressor pressure p_k , kPa	125,625
33	Outlet compressor temperature t_k , deg. C	48,10398342
34	Receiver average pressure p_s , kPa	126,6481606
35	Receiver average temperature t_s , deg. C	31,43815714
36	Exhaust manifold average pressure p_t , kPa	102,3874026
37	Exhaust manifold average temperature t_t , deg. C	340,6460187
38	Pressure losses at the intake receiver due to friction, kPa	0,003819076
39	Pressure losses at the exhaust manifold due to friction, kPa	0,021854135
40	Pressure at the turbine outlet p_{zt} , kPa	102,062286
41	Temperature at the turbine outlet t_{zt} , deg. C	340,6460187
42	Combustion start, c.a.d.	180,6
43	Duration of combustion, c.a.d.	78,89572274
44	Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.	600,782242
45	Duration of injection, c.a.d.	12,00130648
46	Injection start, c.a.d.	179,9
47	Sauter average droplet size, mcm	44,31161789
48	Average injection pressure, MPa	56,39297315
49	Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.	182,9618833
50	Incyylinder CO concentration at exhaust openning [CO], ppm	441,8487447
51	Exhaust manifold CO concentration [CO]exh, ppm	148,5888988
52	Incyylinder NO concentration at exhaust openning [NO], ppm	2615,45982
53	Exhaust manifold NO concentration [NO]_exh, ppm	879,5505227
54	Specific NOx ammount at exhaust gases g_{NO} , g/(kW h)	5,821500943
55	Intake valves/ports mass flow, G_{int} , kg/s	22,99736914
56	Exhaust valves/ports mass flow, G_{exh} , kg/s	23,04279888
57	Turbine mass flow, G_t , kg/s	23,01575132
58	Cylinder head wall av. temperature, deg. C	110,0356492
59	Piston wall av. temperature (firing side), deg. C	129,6843903
60	Piston wall av. temperature (cooled side), deg. C	110,3831909
61	Cylinder liner wall av. temperature, deg. C	98,99020869
62	Receiver wall av. temperature, deg. C	39,48403871
63	Exhaust manifold wall av. temperature, deg. C	114,7450369
64	Incyylinder resulting temperature, deg. C	1304,923938
65	Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	339,6398571
66	Incyylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² ·K)	0,056177152
67	Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² ·K)	0,110093101
68	Reffered compressor flow, kg/s	21,61921248

					KPM.142.6222м.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

69	Reffered compressor speed, rpm	3034,847919
70	Reduced turbine speed, rpm/K ^{0.5}	122,4968439
71	Actual compression ratio	12,94717947
72	Compressor power, kW	666,6948311
73	Compressor adiabatic efficiency, %	71,63532505
74	Supercharger pressure increase ratio	1,002970711
75	Redused sacond stage turbine flow, kg/s·K ^{0.5} /kPa	5,569172426
76	Supercharger speed, rpm	3000
77	Supercharger pressure increase ratio	1,257781445
78	Turbine equivalent flow area, sq. mm	120500
79	Fuel burned released heat Q_fuel, kW	11437,06166
80	Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	609,0529306
81	Friction heat rejected to cooling water, kW	199,6146547
82	Total heat, rejected to cooling water Q_w, kW	808,6675853
83	Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	133,6722035
84	Friction heat rejected to oil, kW	199,6146547
85	Total heat rejected to oil, Q_oil, kW	333,2868581
86	Heat, rejected in charge air cooler Q_cac, kW	601,8887684
87	Exhaust gases heat, Q_eg, kW	4953,897487
88	Exhaust manifold cooling, Q_exh, kW	478,2753942
89	Receiver cooling, Q_res, kW	-42,34977596
90	Total heat, Q_sum, kW	15085,52963

За результатами проведеного моделювання розрахунку перехідного режиму головного суднового дизельного двигуна 8ДКРН 80/230 за допомогою багатофункціонального програмного комплексу *Blitz-PRO* побудовано наступні залежності – рис. 3.19 –3.38.

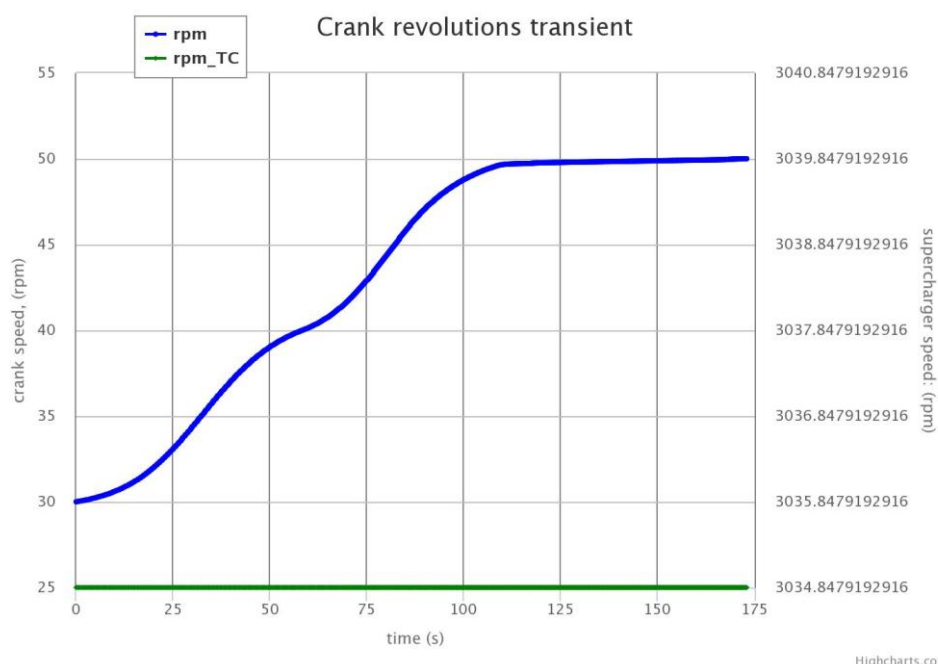


Рисунок 3.19 – Діаграма зміни обертів колінчастого валу дизеля 8ДКРН 80/230

					КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

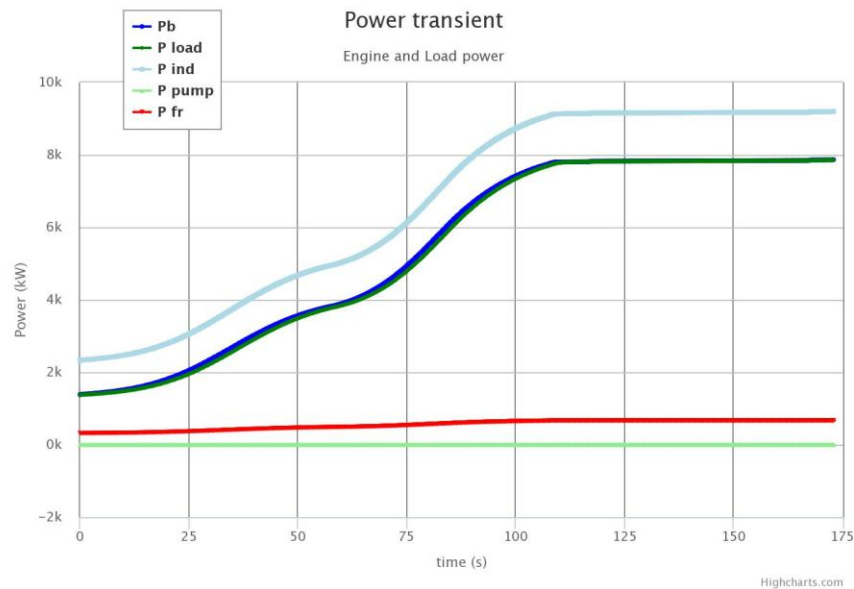


Рисунок 3.20 – Діаграма зміни перехідної потужності дизеля 8ДКРН 80/230

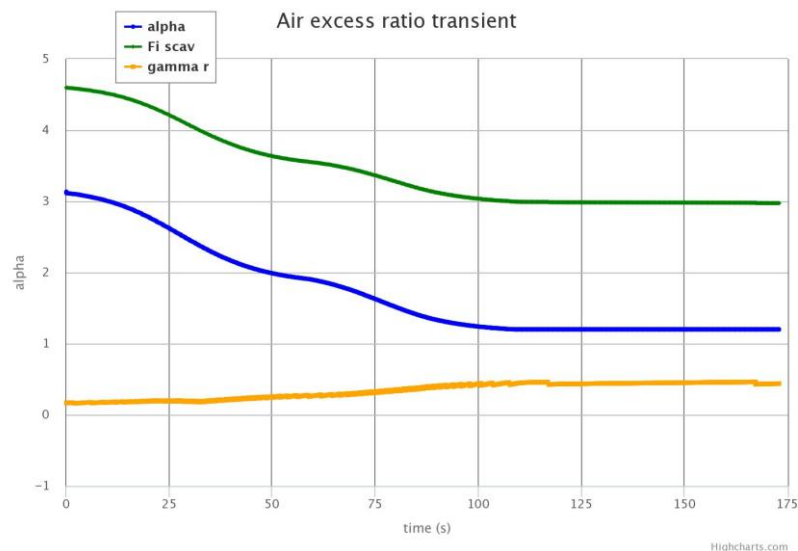


Рисунок 3.21 – Діаграма зміни ефективності газообміну дизеля 8ДКРН 80/230



Рисунок 3.22 – Діаграма зміни ефективності дизеля 8ДКРН 80/230

					КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

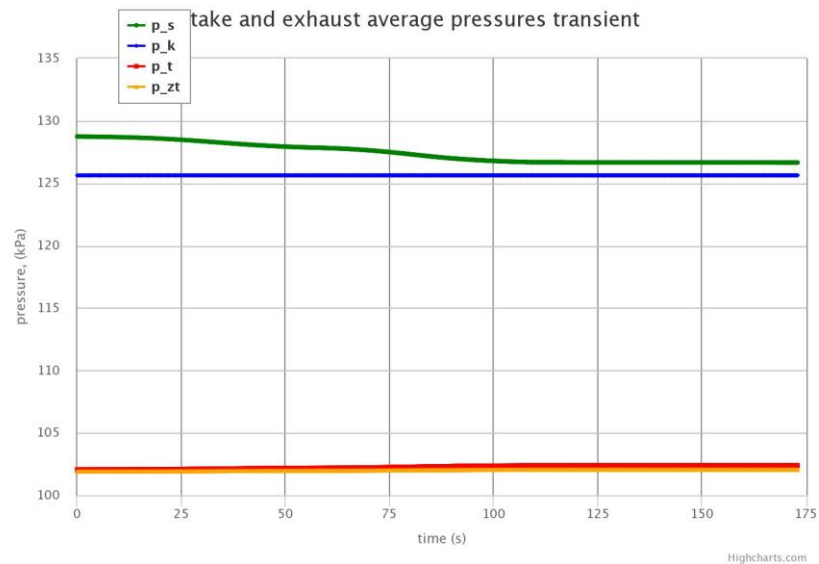


Рисунок 3.23 – Діаграма зміни тиску дизеля 8ДКРН 80/230

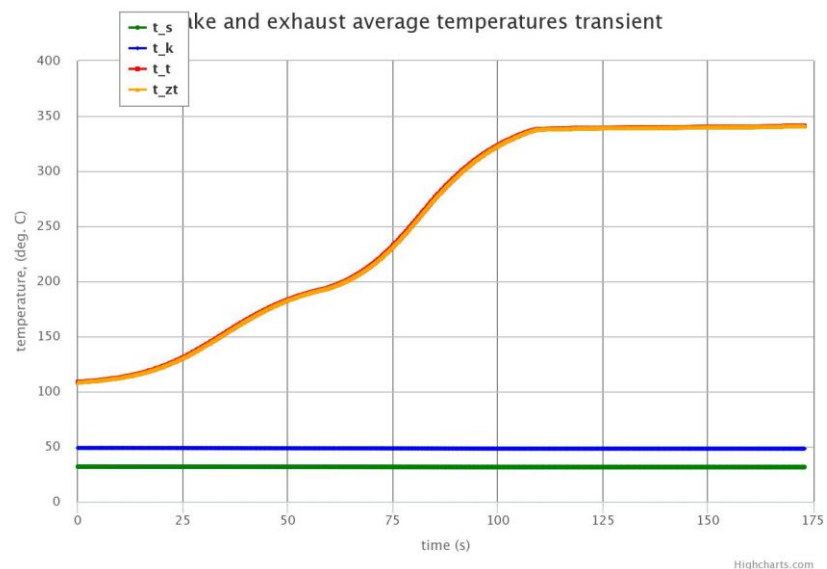


Рисунок 3.24 – Діаграма зміни температур дизеля 8ДКРН 80/230

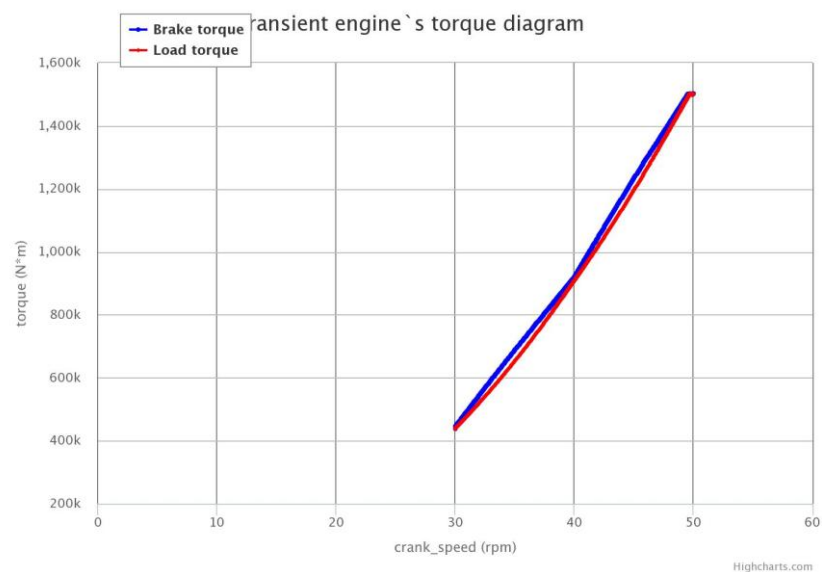


Рисунок 3.25 – Діаграма зміни крутного моменту дизеля 8ДКРН 80/230

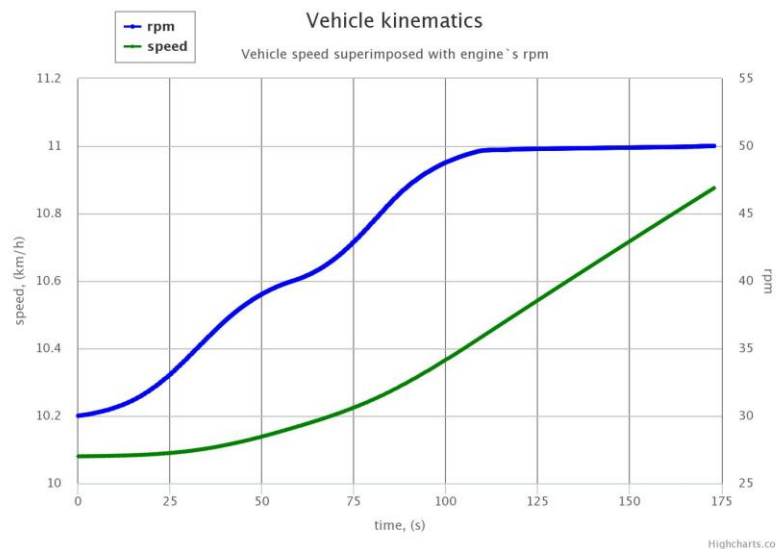


Рисунок 3.26 – Діаграма зміни швидкості судна-контейнеровозу

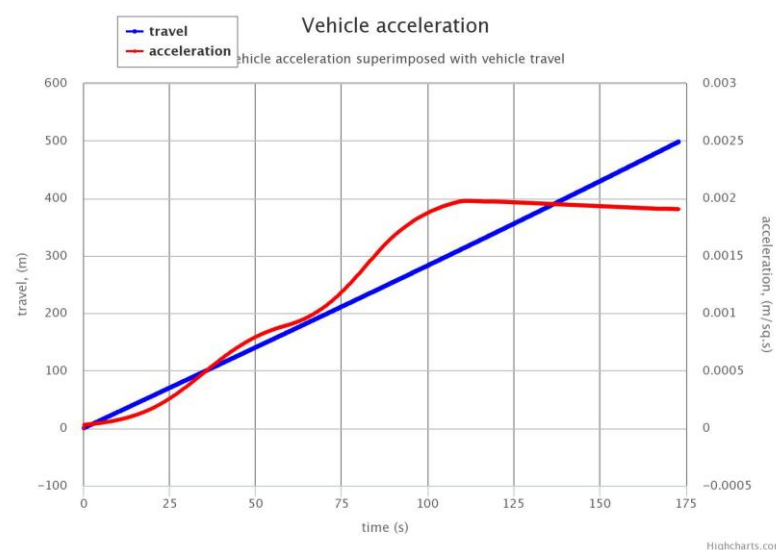


Рисунок 3.27 – Діаграма зміни прискорення судна-контейнеровозу та його пройдений шлях

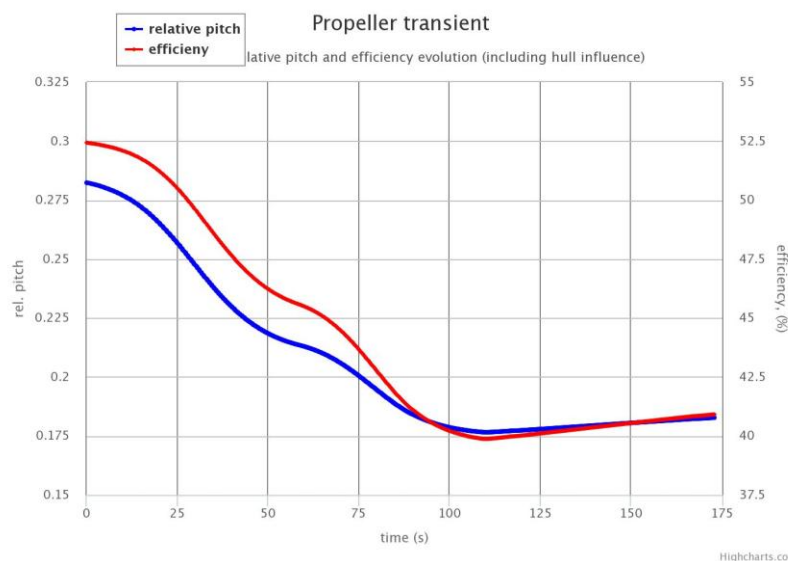


Рисунок 3.28 – Діаграма зміни ККД гвинта судна-контейнеровозу

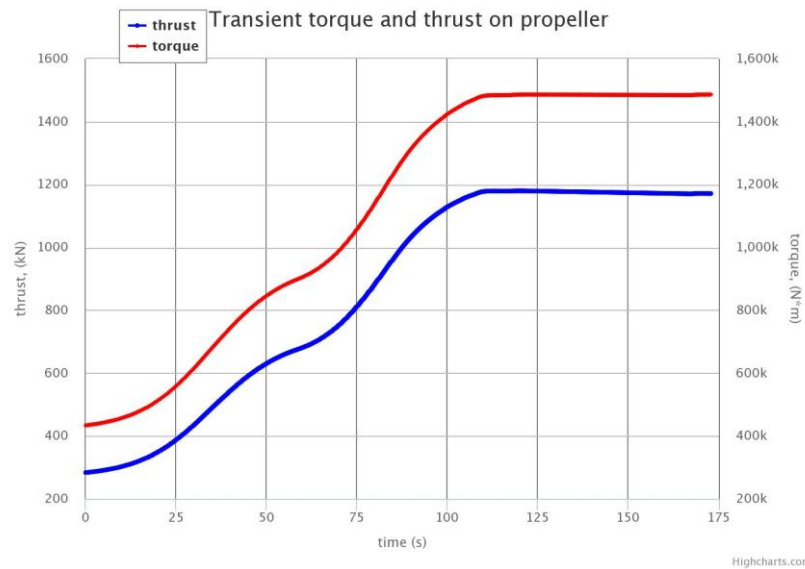


Рисунок 3.29 – Діаграма зміни крутного моменту і тяги гвинта контейнеровозу

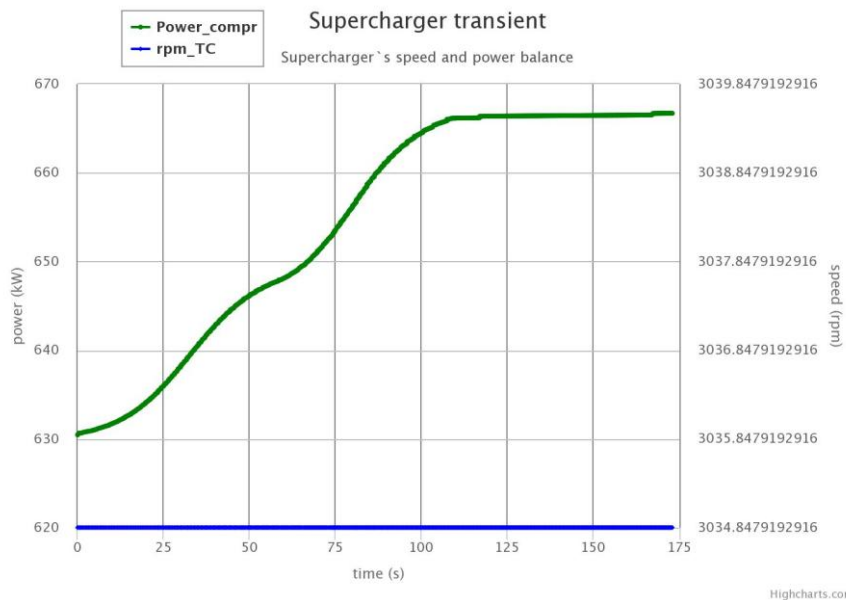


Рисунок 3.30 – Діаграма зміни балансу потужності повітрорудувки дизеля

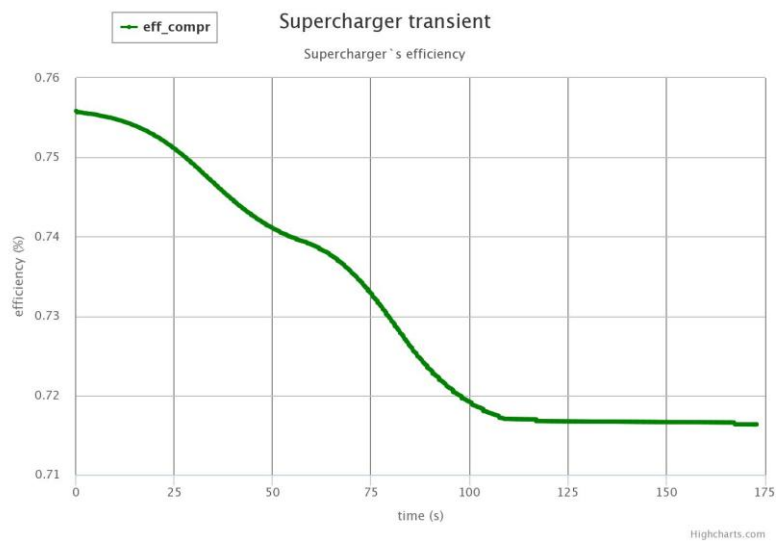


Рисунок 3.30 – Діаграма зміни ефективності повітрорудувки дизеля

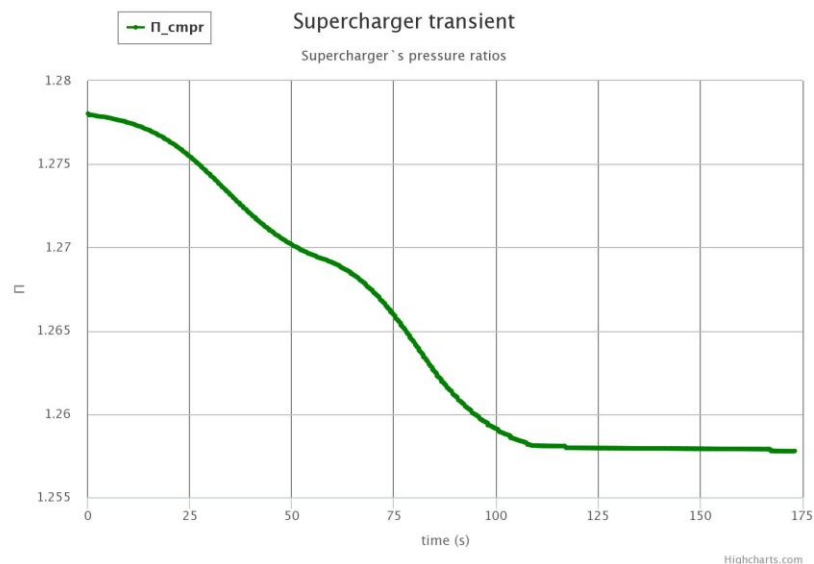


Рисунок 3.31 – Діаграма зміни коефіцієнту підвищення тиску повітродувки

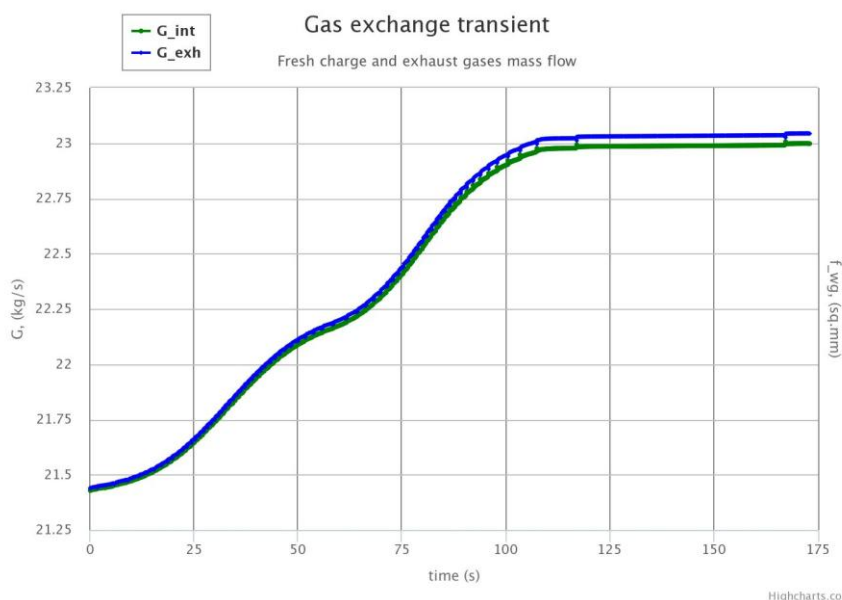


Рисунок 3.32 – Діаграма зміни масової витрати повітря і відпрацьованих газів

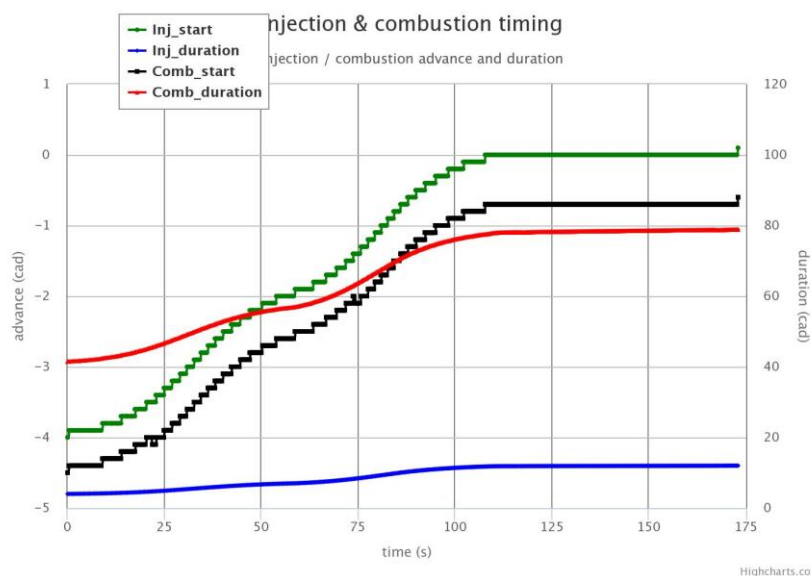


Рисунок 3.33 – Діаграма зміни часу упрскування та горіння палива дизеля

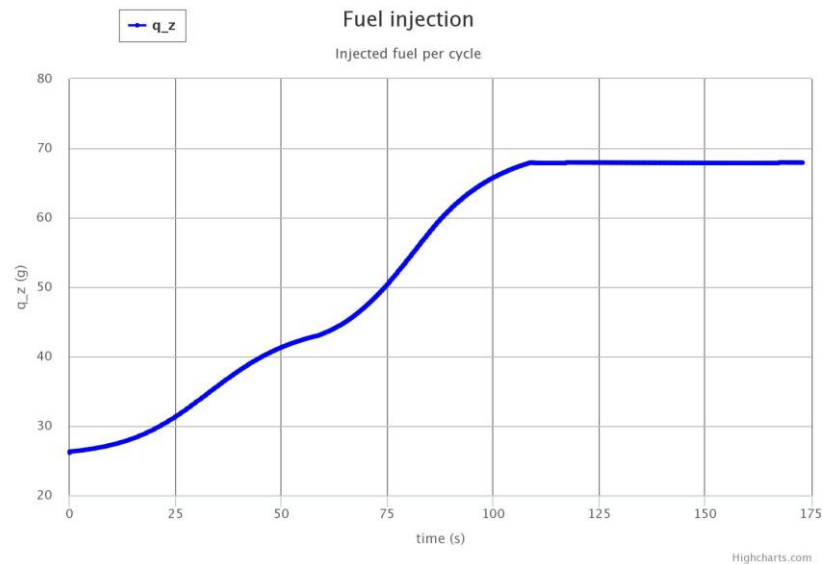


Рисунок 3.34 – Діаграма зміни циклової подачі палива дизеля 8ДКРН 80/230

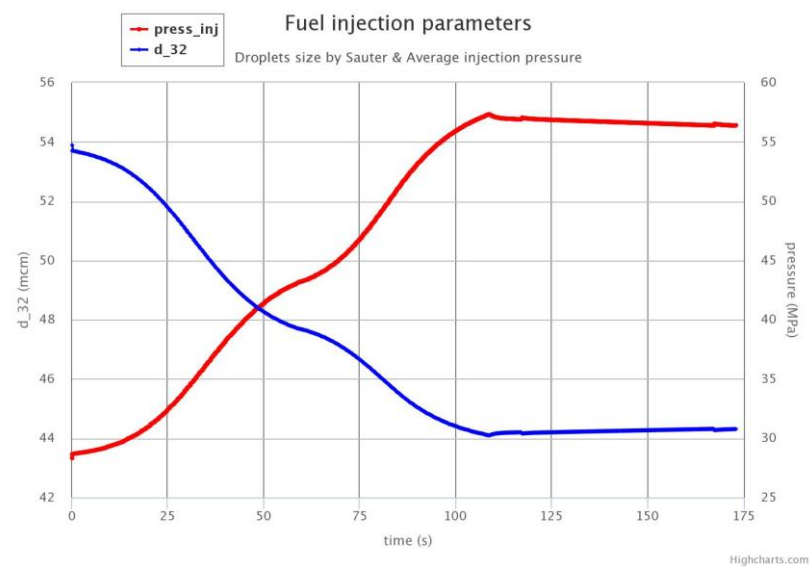


Рисунок 3.35 – Діаграма зміни параметрів розпилення палива дизеля

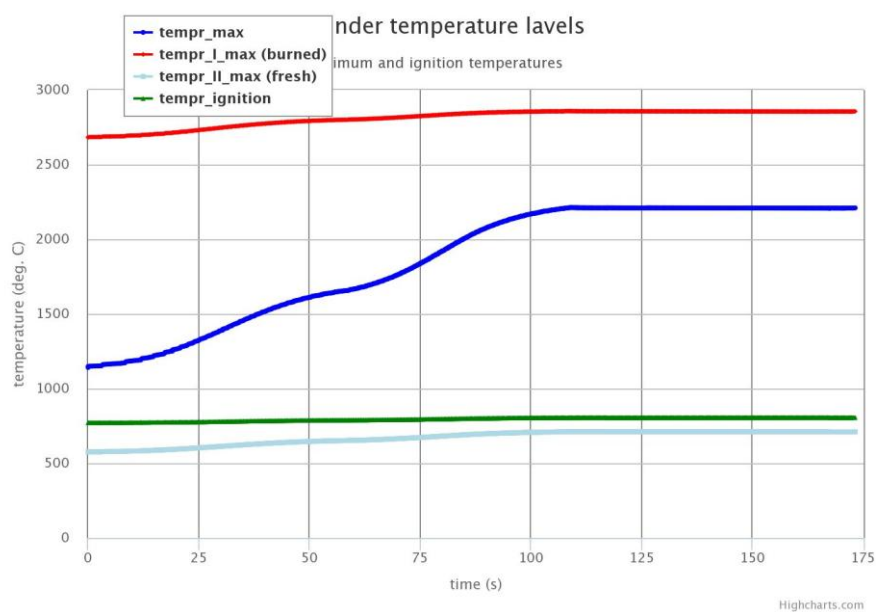


Рисунок 3.36 – Діаграма зміни температур у циліндрі дизеля 8ДКРН 80/230

					КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

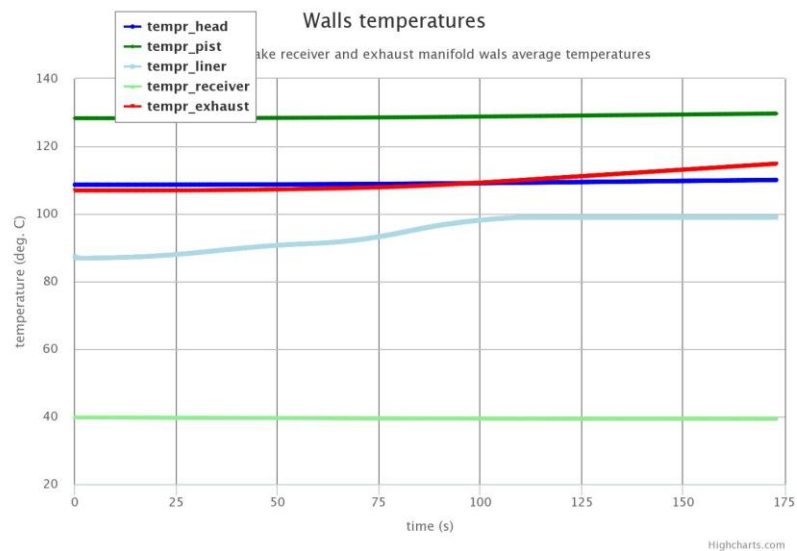


Рисунок 3.37 – Діаграма зміни температур стінок поверхонь дизеля

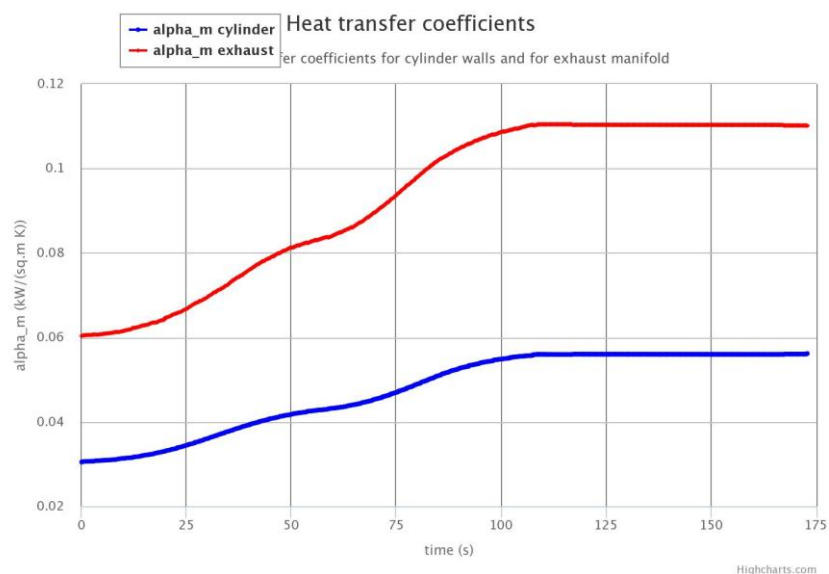


Рисунок 3.38 – Діаграма зміни середніх коефіцієнтів тепловіддачі дизеля

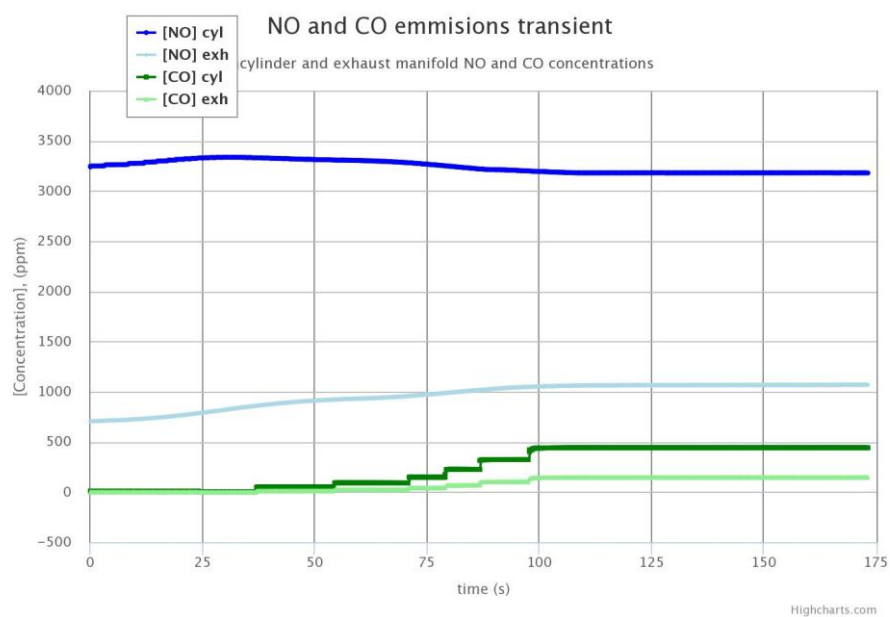


Рисунок 3.39 – Діаграма зміни концентрації NO і CO

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ

Аркуш

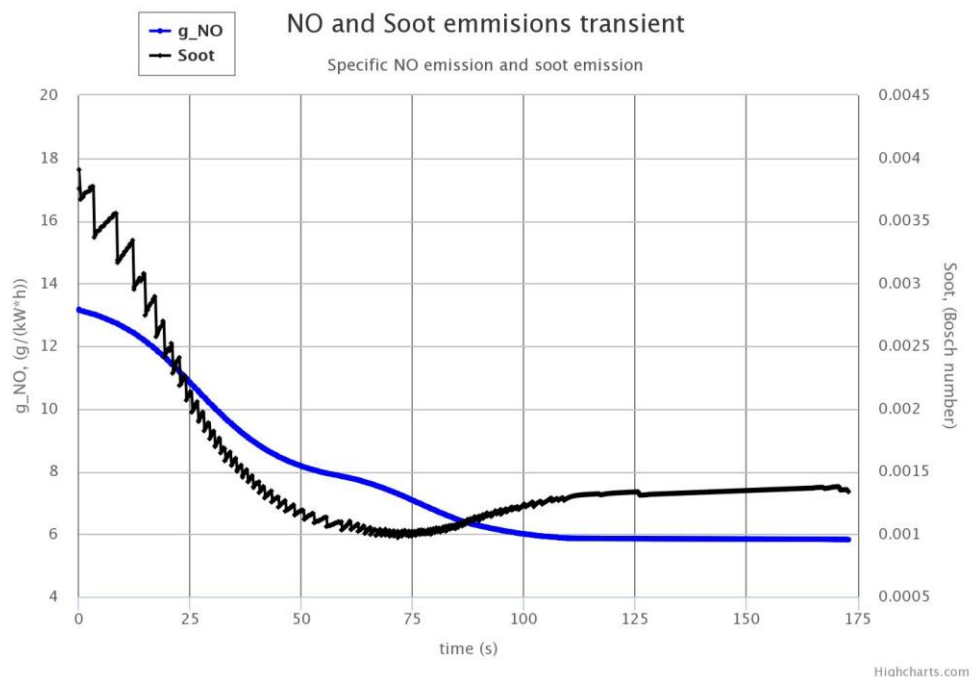


Рисунок 3.40 – Діаграма зміни NO та викидів сажі

3.5. Висновок до розділу

У розділі виконано аналіз особливостей роботи суднових двигунів за гвинтовою характеристикою. Виконано розрахунок та дослідження роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 за гвинтовою характеристикою. Встановлено, що максимальна паливна ефективність дизеля на рівні 175,2...178,2 г/(кВт·год) досягається при 62...70 об/хв. (75...84 % від номінальної частоти обертання колінчастого валу). При цьому, відповідно, досягається і максимальна ефективність енергоперетворення у двигуні – $\eta_e = 47,5...48,3$. Однак визначено, що з точки зору екологічних показників роботи дизеля цей діапазон не є найбільш сприятливим. Так для цього діапазону значення питомої кількості NO_x у вихлопних газах складатиме $NO_x = 8,11...7,93$ г/(кВт·год) тоді, як на номінальному режимі – $NO_x = 7,17$ г/(кВт·год).

Також у розділі виконано розрахунок та дослідження неусталеної роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 при застосуванні електричних повітродувов, що дало змогу дослідити як змінюються характеристики дизеля при прискоренні. Зокрема розраховано перехідний режим від 30 до 50 обертів колінчастого валу. При досягненні 50 обертів двигун матиме наступні показники роботи: $N_e =$

7867,16 кВт; питома витрата палива $g_e = 207,2$ г/кВт·год; циклова подача палива $q_f = 67,92$ г/цикл; механічний ККД $\eta_m = 85,51$ %; ефективний ККД $\eta_e = 40,8$ %; максимальний тиск $P_{max} = 8730,2$ кПа.

					КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ, ЩОДО ОБРАННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РЕЖИМУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 80/230

4.1. Постановка проблеми

Енергетика є однією з основ існування та розвитку земної цивілізації. За рік на планеті спалюється понад 4,5 млрд тонн вугілля і понад 3,5 млрд тонн нафти. За такого марнотратного витрачання енергії неминуче слід очікувати настання енергетичної кризи. В економічній політиці всіх розвинених країн пріоритетним напрямком є різке збільшення обсягу науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт у сфері енергозбереження.

Завдяки своїй енергетичній ефективності дизелі нині витіснили інші типи енергетичних установок на судах річкового і морського флоту і в осяжному майбутньому вони збережуть домінуюче становище. При цьому витрати, які припадають на пальне на судні складають понад 60% від усіх експлуатаційних витрат, що відповідно відбивається на конкурентоспроможності транспортних перевезень. Саме тому визначення раціонального режиму експлуатації з метою зниження паливної ефективності за рейс є вкрай важливою задачею.

4.2. Визначення економічної доцільності від раціонального обрання режиму експлуатації головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230

За результатами виконаних у третьому розділі розрахунків гвинтової характеристики було обрана найбільш сприятливий діапазон експлуатації суднового головного двигуна 8ДКРН 80/230 виробництва фірми MAN.

Відповідно у таблиці 4.1 подано основні техніко-економічні показники дизеля при роботі на двох найбільш сприятливих режимах, що дасть змогу далі виконати розрахунки та зробити порівняння річної економії від роботи двигуна тому чи іншому режимі.

					<i>KPM.142.6222m.02.04.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1 – Основні техніко-економічні показники головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 виробництва фірми MAN при роботі на різних режимах

Найменування показників	Позначення	Розмірність	70	62
Потужність	Ne	кВт	17469,6	12139,1
Частота обертання	n	хв ⁻¹	83	83
Діаметр циліндра	D	м	0,8	0,8
Хід поршня	S	м	2,3	2,3
Питома витрата палива	g _e	кг/кВт·год	0,1782	0,1752
Механічний ккд	η _м	—	0,934	0,924
Питома витрата масла	g _м	кг/кВт·год	0,14256	0,14256
Вага	G	кг	655000	655000
Габарити	L	м	10,9	10,9
	B	м	9,084	9,084
	H	м	14,02	14,02
Ціна двигуна	Ц	грн	928290000	928290000
Ціна палива	Ц _п	грн/кВт·год	4,7903	4,7096
Ціна масла	Ц _м	грн/кг	29,5	29,5
Час роботи за рік	t	год	5305	6750
Число контрольних ремонтів	η	—	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	ε _{min}	—	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	—	0,05	0,05
Коефіцієнт використання потужності	K _п	—	0,84	0,75
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	K _{к·р}	—	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	t _{пер}	год	13900	18000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	t _{к.р}	—	30000	38300
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	кВт	0,15	0,15

Оцінка економічного ефекту від роботи дизеля на більш раціональному режимі роботи виконана у табличній формі – табл. 4.2.

					КРМ.142.6222м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2 – Розрахунки економічної доцільності від роботи дизеля 8ДКРН 80/230 на більш раціональному режимі

Найменування	Позначення	Спосіб визначення	70	62
Річна продуктивність	N, кВт·год в рік	$N = K_{\Pi} \cdot N_{\varepsilon} \cdot t$	77848031,52	77841978,75
Термін служби	T, рік	$T = \frac{t_{\text{ксп}}}{t}$	5,66	5,67
Річні поточні витрати на паливо	З _п , грн	$З_n = N \cdot \Pi_n \cdot g_{\varepsilon}$	66453842,05	64230178,8
Річні поточні витрати на масло	З _м , грн	$З_m = g_m \cdot N \cdot \Pi_m$	327391453,5	327365998,5
Річні витрати на поточний ремонт	З _{п.р} , грн	$З_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{\text{пер}}}$	17714310,97	17405437,5
Річні витрати на капітальний ремонт	З _{к.р} , грн	$З_{k.p} = \frac{K_{k.p} \cdot t \cdot \Pi}{t_{k.p} \cdot \varepsilon_{\min}}$	44768895,00	44618733,68
Річний економічний ефект у споживача	U ₁ , грн	$U_1 = З_n + З_m + З_{k.p} + З_{n.p}$	456328501,54	453620348,46
	U ₁ ¹⁶ , грн	$U_1^{16} = \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\delta}$	456293021,5	—
Річний економічний ефект у споживача	E _к , грн	$E_k = \left[\Pi_{\varepsilon} \cdot \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\delta}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\varepsilon}} + E_{\varepsilon}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{16} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - \Pi_c$	9807727,8	
Додаткові одноразові витрати на двигун	ΔK, грн	—	0	
Річна економія	ΔS, грн	$\Delta S = U_1^{16} - U_1^c$	2672673,05	

4.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунки економічної доцільності від проведеного дослідження роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 виробництва фірми MAN за гвинтовою характеристикою. Завдяки роботі двигуна на більш раціональному режимі, що забезпечує зниження питомої ефективної витрати палива, отримана річна економія у розмірі 2672673,05 грн.

					КРМ.142.6222м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА

5.1. Аналіз небезпек та шкідливих факторів у машинному відділені контейнеровозу

При експлуатації суднової енергетичної установки (СЕУ) та різного додаткового устаткування й обладнання у машинному відділенні (МВ) контейнеровозу, персонал судна наражається на різноманітні небезпечні й шкідливі фактори (чинники), що подекуди вельми негативно діють на здоров'я, самопочуття, а також перешкоджають безпечним та продуктивним умовам праці суднових механіків та іншого персоналу.

На будь-якому судні у значній кількості завжди присутні змащувальне масло та паливо, а подекуди і інші газоподібні чи рідкі легкозаймисті речовини. Відповідно це утворює умови підвищеної пожежонебезпечності й вибухонебезпечності у МВ та на судні в цілому.

Відповідно тому на усіх судах в цілому та в їх МВ зокрема передбачена певна низка відповідних обов'язкових заходів, що мають на меті підвищення безпеки (превентивні заходи), а також на здійснення пожежогасіння утворених осередків. Для забезпечення ефективних дій щодо пожежогасіння приміщень машинного відділення на судні передбачено водяну та об'ємно-хімічну системи пожежогасіння.

Для превентивного виявлення ймовірних осередків займання чи вибуху в приміщеннях МВ судна-контейнеровозу передбачена протипожежна сигнальна система. Також у МВ будь-якого судна у достатній кількості повинні бути різного роду первинні елементи пожежогасіння, наприклад, пісок та вогнегасники.

Елементи та деталі головного та допоміжних дизелів, а також різного устаткування та обладнання судна-контейнеровозу що обертаються або рухаються зворотньо-поступово є небезпечними та можуть бути причиною травмування механі-

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ків та іншого персоналу судна. Для запобігання цього на контейнеровозі передбачається низька заходів:

- встановлення біля рухомих частин різних обмежувачів;
- комплектування механізмів запобіжниками, що слугують для миттєвого відключення пристроїв та агрегатів у автоматичному режимі;
- встановлення біля рухомих частин різних блокувальні конструктивні елементи, що запобігатимуть потраплянню механіків та іншого персоналу судна у небезпечні зону;
- встановлення попереджувальної сигналізації, яка інформує механіків та інший персонал судна щодо роботи певного обладнання, а також про виникнення позаштатних й небезпечних збоїв у його роботі;
- встановлення на судні систем дистанційного керування та автоматизації ЕУ контейнеровозу, які надають змогу персоналу судна виконувати контроль та регулювання з місць, значно віддалених від потенційно-небезпечних зон.

Для приміщення МВ контейнеровозу, які і для інших типів суден характерним є присутність шкідливих та небезпечних газів: оксидів азоту, окислів вуглецю, водяного, паливного та масляного пару тощо. Для безпечного обслуговування ЕУ контейнеровозу у приміщеннях МВ нормативами встановлено норми концентраційних меж наявності шкідливих компонентів: окисів вуглецю – до 20 мг/м³; сірководню – до 10 мг/м³; двоокисів азоту – до 20 мг/м³; сірчистого ангідриду – до 10 мг/м³; оксиду азоту – до 5 мг/м³; паливних парів – до 30 мг/м³.

До шкідливих факторів впливу на суднових механіків та інший персонал також можна віднести різного роду випромінювання (теплові та електромагнітні).

Джерелом теплового випромінювання на контейнеровозі є безпосередньо ЕУ судна (головний та допоміжні ДВЗ). Знизити дію теплових випромінювань на контейнеровозі можна за рахунок шляхом теплоізоляції нагрітих частин.

Джерелом електромагнітного випромінювання на контейнеровозі є радіо- та радіолокаційні станції. Знизити дію електромагнітного випромінювання на контейнеровозі можна за рахунок шляхом розташування джерел генерації в місцях,

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

значно віддалених від персоналу судна, а також встановленням спеціальних екрануючих бар'єрів на ці джерела.

Також до негативних чинників, що впливають на суднових механіків та інший персонал є шум та вібрація. Джерелом цих чинників є двигуни (головний та допоміжні), валопровід гребного гвинта та різноманітне суднове допоміжне обладнання й механізми. Також, варто відзначити, що додаткову спричиняти деяку вібрацію на судні можуть і морські хвилі.

Негативна дія від вібрації та шуму на організм суднових механіків та інший персонал досить важко переоцінити. Рівень негативного впливу напряму залежить від тривалості та частотного спектру коливань хвиль звуку та вібрації. Наявність цих факторів при виконанні трудової діяльності моряків створює досить негативні умови праці.

Так, залежно від ступеня інтенсивності коливань хвиль й тривалості у суднових механіків та іншого персоналу можуть деякі зміни в серцево-судинній та центральній нервовій системах. Негативний вплив також розповсюджується і на вестибулярний апарат.

На початкових стадіях створення судна проєктанти закладають певні норми допустимого рівня шуму та вібрації на устаткування, що застосовується на судні, тим самим забезпечуючи загальне зниження цих негативних факторів.

Шум від двигунів здебільшого виникає від всмоктуванні свіжого повітря у циліндр та випуску відпрацьованих газів – так званий шум аеродинамічного походження. Такий шум ефективно знижують, встановленні у системах повітропостачання та газовідведення, глушники та утилізаційні котли. Комплексним методом є розміщення джерел шуму у окремих секціях чи відсіках. Також досить дієвим є використання ізолюючих кожухів та звукопоглинальних матеріалів різного складу.

При роботі ГД, допоміжних утилізаційних котлів (УК), допоміжних дизель-генераторів (ДГ) можливі витоки ВГ. До складу ВГ двигунів окрім безпечних складових повного згоряння входять і ряд компонентів неповного згоряння, а також ціла низька інших сполук таких, наприклад, як окисів азоту, частинок золи,

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

бензперен тощо. Концентрація цих шкідливих газів та різних сполук у повітрі приміщеннях МВ контейнеровозу обов'язково піддається нормуванню (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Санітарні норми концентрації шкідливих компонентів у навколишньому повітрі машинного відділення

Границі допустимої концентрації шкідливих компонентів, м ² /м ³ (для МВ судна)									
Сажа	Оксид вуглецю	Вуглеводні		Альдегіди		Окиси азоту		Сполуки сірки	
С	СО	За перерахунком на бензин	C ₂ ОН ₁	CH ₂ O	P ₂ CO	NO	NO ₂	SO ₂	H ₂ SO ₄
3,50	20	300	0,0015	0,70	0,05	30	9	0,05	0,10

Мікроклімат приміщення МВ контейнеровозу характеризується такими показниками, як: температура; вологість; вміст шкідливих газоподібних компонентів; швидкість повітряного потоку. Ці показники забезпечуються за допомогою суднової систем вентиляції. Система суднової вентиляції може бути: притоковою або витяжною; з функцією опалення чи навпаки кондиціонування. Норми параметрів мікроклімату для МВ контейнеровозу подано у табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Нормування параметрів мікроклімату МВ судна

Кліматичні умови у приміщеннях МВ контейнеровозу	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %	Швидкість потоку повітря, м/с
Літній період експлуатації контейнеровозу:	34	70 – 40	1.0 – 1.5
– приміщення МВ з тепловиділенням на робочих місцях	25 – 28	60 – 40	1.0 – 1.5
	20 – 23	60 – 40	0. – 0.3
– без тепловиділення на робочих місцях	23 – 25	60 – 40	до 0,5
	20 – 23	60 – 40	0,2 – 0,5
	22 – 28	60 – 40	0,5 – 1,0
– ізольовані пости керування			
Зимовий період експлуатації контейнеровозу:	22	–	1.5
– робочі приміщення МВ	25	60 – 40	0.5 – 1.0
– ізольовані пости керування			
*В чисельнику – для північних та помірних районів, в знаменнику – для південних районів			

Максимально рівномірне освітлення приміщення машинного відділення контейнеровозу дозволяє підтримувати високу працездатність суднових механіків та іншого персоналу. Гарне освітлення МО та робочого місця знижує втому органів зору, що може виникати від переадаптування при переведенні зору з досить добре освітленої ділянки поверхні чи предмету на погано.

За своєю фізичною сутністю світло є електромагнітною хвилею, яку продукує деяке джерело. Потужність такого світлового потоку у границях видимої частини спектру, має загальноприйняту назву – світловий потік.

За одиницю оцінювання ступеня освітленості приміщень прийнято Люкс (Лк). У якості джерела генерації світла на судах морського та річкового флоту застосовують люмінесцентні та лампи розжарювання. У таблиці 5.3. подано санітарні норми штучного освітлення в різних приміщеннях судна морського та річкового флоту.

Таблиця 5.3 – Норми штучного освітлення на судах флоту

Приміщення МВ, робоче місце	Робоча поверхня	Площина нормування освітленості	Мінімальна освітленість, Лк	
			Люмінесцентна лампа	Лампа розжарювання
Машинне відділення, приміщення допоміжних механізмів, постів керування	на палубі шкала прибо- рів ДВЗ	Горизонтальна	100	50
		Вертикальна	500	300
	ступеньки трапів	Горизонтальна	75	30
	шкала приборів ГРЦ	Вертикальна	300	200
	пульт ГРЦ	вертикальна	200	150
Котельне відділення	на палубі шкала приборів котла	Горизонтальна	100	50
		Вертикальна	300	200
Гірокомпасні, румпельні, агрегатні, насосні відділення	на палубі шкала приборів	Горизонтальна	75	30
		Вертикальна	100	50
Акумуляторні	шкала приборів	Вертикальна	300	200

Досягнення норм зазначених у табл.5.3 є базовою задачею при реалізації розрахунків штучного освітлення в приміщеннях суден. Також, при забезпеченні освітлення базуючись на багаторічному практичному опиті сформовано базові вимоги, що до штучного освітлення:

- забезпечення потрібного рівня (табл. 5.3) та максимальної рівномірності (однорідності) освітлення робочих місць;
- забезпечення відсутності різних тіней або навпаки бліків на робочих поверхнях;
- забезпечення відсутності змінення напруги у мережі живлення та пульсацій світлового потоку.

5.2. Розрахунок необхідного рівня штучного освітлення у приміщенні машинного відділення контейнеровозу

Метою розрахунку є встановлення необхідної кількості ламп типу – ДРЛ для забезпечення норм освітлення у приміщенні машинного відділення судна-контейнеровозу. Для цього використовується загальновідомий метод, що при розрахунках також враховує потік, який відбивається від стелі та стін приміщення МВ контейнеровозу.

Світловий потік який можна отримати від деякої групи ламп Фл, Лм світильників з встановленими у них люмінесцентними лампами визначаємо за наступною формулою:

$$\sum \Phi_{\text{л}} = E_{\text{н}} \cdot S \cdot z \cdot \frac{k}{\eta},$$

де S – площа приміщення машинного відділення контейнеровозу, яку необхідно освітити, м; $E_{\text{н}}$ – мінімально-нормована освітленість машинного відділення контейнеровозу, Лк; k – коефіцієнт запасу; z – коефіцієнт, що враховує мінімальну освітленість приміщення машинного відділення контейнеровозу, що фактично є відношенням $E_{\text{сеп}}/E_{\text{мін}}$; η – коефіцієнт, що враховує використання наявного світлового потоку від відповідної лампи.

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Значення площі приміщення машинного відділення контейнеровозу, що потребує штучного освітлення складатиме:

$$S = A \cdot B = 29,5 \cdot 24,5 = 722,75 \text{ м}^2$$

Мінімальна норма допустимого освітлення для машинного відділення контейнеровозу становить близько 50 лк. Коефіцієнт оцінки мінімальну освітлення для ламп ДРЛ – 1,1. Коефіцієнт запасу – 1,5.

Коефіцієнт, що враховує використання наявного світлового потоку від відповідної лампи залежить від: ККД; кривої розподілу інтенсивності сили світлового потоку; коефіцієнтів відбиття від стелі – $\rho_{\text{стеля}}$; та стін – $\rho_{\text{стіна}}$, висоти розміщення світильника – H_p ; показника приміщення. Показник приміщення:

$$i = \frac{S}{H_p \times (A + B)} = \frac{722,75}{6,5 \times (29,5 + 24)} = 2,1$$

де H_p – висота розміщення світильників над робочою поверхнею у машинному відділенні контейнеровозу (6,5 м); $\rho_{\text{стеля}} = 30\%$; $\rho_{\text{стіна}} = 10\%$; $\eta = 0,7$.

Тоді потік світла у машинному відділенні контейнеровозу, від групи люмінесцентних ламп, становитиме:

$$\sum \Phi_{\text{л}} = 50 \times 722,75 \times 1,2 \times \frac{1,5}{0,7} = 92925 \text{ лм}$$

Потік світла від одної лампи ДРЛ – $\Phi_{\text{л}} = 18210$ лм. Для штучного освітлення МВ контейнеровозу обираємо лампу ДРЛ-750. Тоді визначимо потрібну кількість таких ламп у МВ контейнеровозу, яких буде досить для створення зазначених вище норм освітленості:

$$N = \frac{\sum \Phi_{\text{л}}}{\Phi_{\text{л}}} = \frac{92925}{18210} = 5 \text{ шт.}$$

5.3. Забезпечення екологічних норм судновими ДВЗ

Дизель, що працює, є інтенсивним джерелом шумового, теплового та хімічного забруднення навколишнього середовища. Проблема скорочення викидів забруднювальних речовин дизелем, що працює, є одним із найважливіших завдань дизелебудування, від розв'язання якого залежить стан здоров'я людини і збереження генофонду.

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Відповідно до Закону України «Про охорону атмосферного повітря» наша держава зобов'язується виконувати вимоги «Технічного Кодексу щодо викидів оксидів азоту від суднових двигунів», який є складовою частиною «Міжнародної конвенції про запобігання забрудненню із суден» (МАРПОЛ 73/78). Тому, дослідження в галузі комплексного поліпшення енергетичних та екологічних характеристик суднових дизелів є актуальними.

Найвідоміші в суднобудівній галузі способи зниження викидів оксидів азоту, такі як селективне каталітичне відновлення та рециркуляція відпрацьованих газів, мають низку серйозних недоліків – це значне ускладнення конструкції та збільшення витрати палива. Зростання цін на паливо змушує суднобудівні компанії шукати такі методи, які одночасно забезпечують зниження викидів оксидів азоту без помітного погіршення паливної економічності дизельного двигуна.

Серед таких методів заслуговують на особливу увагу ті, які спрямовані на вдосконалення робочого процесу шляхом впливу на термодинаміку горіння палива в циліндрі двигуна внутрішнього згорання.

Найбільш токсичним компонентом ВГ дизелів є оксиди азоту. Вони утворюються в камері згорання дизеля шляхом окислення азоту повітря, а також азоту з азотовмісних молекул палива. Але останній становить не більше 0,2% від маси палива, тому зазвичай розглядається лише процес окислення атмосферного азоту.

Хімічно інертний у нормальних умовах азот за підвищених тисків і температур (вище 2000 К) у камері згорання дизеля реагує з киснем повітря з утворенням переважно оксиду NO. Окислюється азот за фронтом полум'я в зоні утворення продуктів згорання. При цьому спостерігається дисоціація молекул кисню, азоту, водню і парів води, продукти якої відрізняються підвищеною хімічною активністю.

Умови зниження оксидів азоту NO_x і питомої витрати палива протилежні, оскільки для зниження вмісту NO_x необхідно знижувати максимальну температуру циклу, а для зниження питомої витрати палива – підвищувати. Водночас

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тепловий режим багато в чому визначає теплонапруженість деталей циліндро-поршневої групи і, відповідно, надійність роботи двигунів.

Нині визначено дві групи заходів, спрямованих на зниження викиду оксидів азоту – первинні та вторинні. Первинні заходи пов'язані з поліпшенням протікання процесу згоряння в циліндрі двигуна. Вторинні заходи охоплюють три групи вдосконалення систем двигуна: підготовка повітряного заряду, паливopідготовку і подачу палива, застосування каталітичного очищення ВГ. Тому технології створення малотоксичного дизеля полягає у наступному.

Первинні заходи:

- організація робочого процесу;
- управління кутом початку подачі палива;
- управління фазами газорозподілу;
- збільшення ступеня стиснення та оптимізація камери згоряння;
- застосування циклів Аткинсона та Міллера;
- каталітичне очищення ВГ.

Вторинні заходи:

- паливopідготовка та паливо подавання;
- багатofазне подавання палива;
- уприскування водо-паливної емульсії;
- керований процес горіння гомогенної суміші;
- демпфірування коливань палива в паливній системі.

Підготовка повітряного заряду:

- зменшення температури повітря на впуску в циліндр;
- подача вологого повітря або перегрітої пари;
- рециркуляція відпрацьованих газів.

Ефективність застосування первинних і вторинних заходів наразі оцінюють так: первинні заходи можуть забезпечити до 20% зниження нормованих токсичних компонентів у відпрацьованих газах; вторинні заходи можуть практично повністю усунути викид токсичних компонентів. Причому до найефективніших вторинних заходів належать упорскування в циліндр водо-паливної емульсії FEW

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

(Fuel Water Emulsion), подача вологого повітря в двигун HAM (Humid Air Motor), каталізатори очищення відпрацьованих газів SCR (Selective Catalytic Reduction).

5.4. Висновки до розділу

У розділі виконано розгорнутий аналіз небезпечних та шкідливих факторів для суднових механіків та іншого персоналу, що мають місце у машинному відділенні контейнеровозу. Виконано узагальнюючий розрахунок штучного освітлення у приміщенні машинному відділенні контейнеровозу, а також проаналізовано вплив шкідливих компонентів у складі відпрацьованих газів на здоров'я людини.

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Магістерська робота на тему: «*Дослідження роботи головного суднового двигуна за гвинтовою характеристикою*» містить усі рекомендовані розділи та потрібні креслення.

У першому розділі розглянуто загальна характеристику судна та енергетичної установки. Представлено опис конструкції малообертового суднового двигуна типу 8ДКРН 80/230 виробництва фірми MAN B&W, що працює на грибний гвинт.

У другому розділі виконано моделювання номінального режиму роботи суднового двигуна 8ДКРН 80/230 у програмному комплексі *Blitz-PRO*. Встановлено, що усі отримані результати з достатньою точністю відповідають паспортним даним двигуна прототипу.

У третьому розділі магістерської роботи виконано аналіз особливостей роботи судових дизелів за гвинтовою характеристикою. Виконано розрахунок та дослідження роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 за гвинтовою характеристикою. Встановлено, що максимальна паливна ефективність дизеля на рівні 175,2...178,2 г/(кВт·год) досягається при 62...70 об/хв. (75...84 % від номінальної частоти обертання колінчастого валу). При цьому, відповідно, досягається і максимальна ефективність енергоперетворення у двигуні – $\eta_e = 47,5...48,3$. Визначення раціонального діапазону експлуатації судна забезпечує отримання річної економії судновласником у розмірі 2672673,05 грн.

Встановлено, що з точки зору екологічних показників роботи дизеля цей діапазон не є найбільш сприятливим. Так для цього діапазону значення питомої кількості NO_x у вихлопних газах складатиме $\text{NO}_x = 8,11...7,93$ г/(кВт·год) тоді, як на номінальному режимі – $\text{NO}_x = 7,17$ г/(кВт·год).

Виконано розрахунок та дослідження неусталеної роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 80/230 при застосуванні електричних повітродувок, що дало змогу дослідити як змінюються характеристики дизеля при прискоренні.

					КРМ.142.6222м.02.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Зокрема розраховано перехідний режим від 30 до 50 обертів колінчатого валу. При досягненні 50 обертів двигун матиме наступні показники роботи: $N_e = 7867,16$ кВт; питома витрата палива $g_e = 207,2$ г/кВт·год; циклова подача палива $q_f = 67,92$ г/цикл; механічний ККД $\eta_m = 85,51$ %; ефективний ККД $\eta_e = 40,8$ %; максимальний тиск $P_{max} = 8730,2$ кПа.

У п'ятому розділі виконано розгорнутий аналіз небезпечних та шкідливих факторів для суднових механіків та іншого персоналу, що мають місце у машинному відділенні контейнеровозу. Виконано узагальнюючий розрахунок штучного освітлення у приміщенні машинному відділенні контейнеровозу, а також проаналізовано вплив шкідливих компонентів у складі відпрацьованих газів на здоров'я людини.

					КРМ.142.6222м.02.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

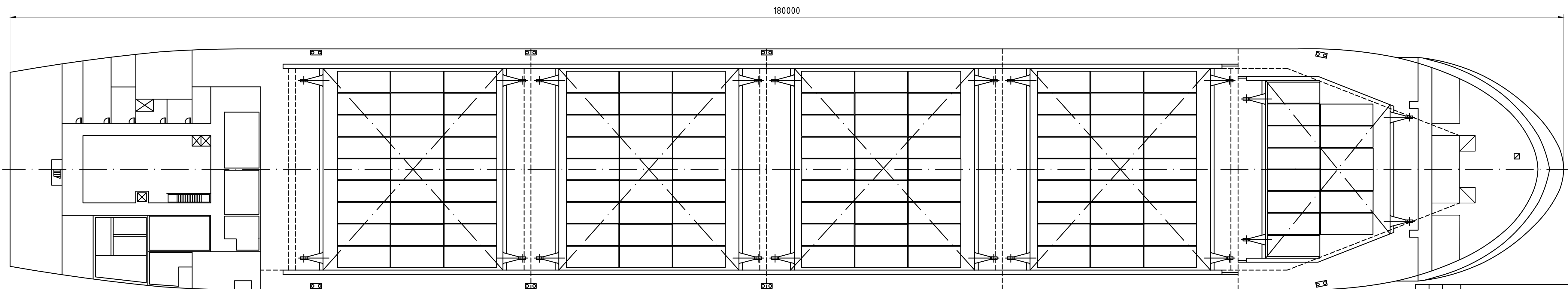
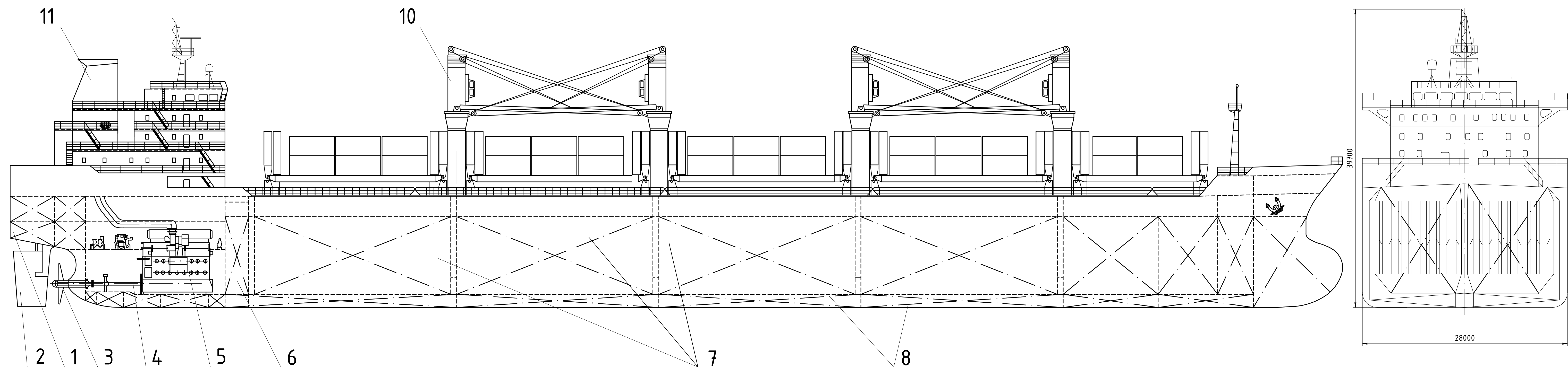
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.
3. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.
4. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : НУК, 2013. – 100 с.
5. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
6. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. –384 с.
7. ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація».
8. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. - New York.: McGraw Hill New York, 1988. – 930 –. – ISBN 0-07-100499-8
9. Realizing Future Trends in Diesel Engine Development / B. Georgi, S. unkert, J. Liang, M. Willmann // SAE Papers. – 1997. – 972686. – P. 2133–2145.
10. An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines. / Chiodi M./ Stuttgart. 2011. 275 pp.

					КРМ.142.6222м.02.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

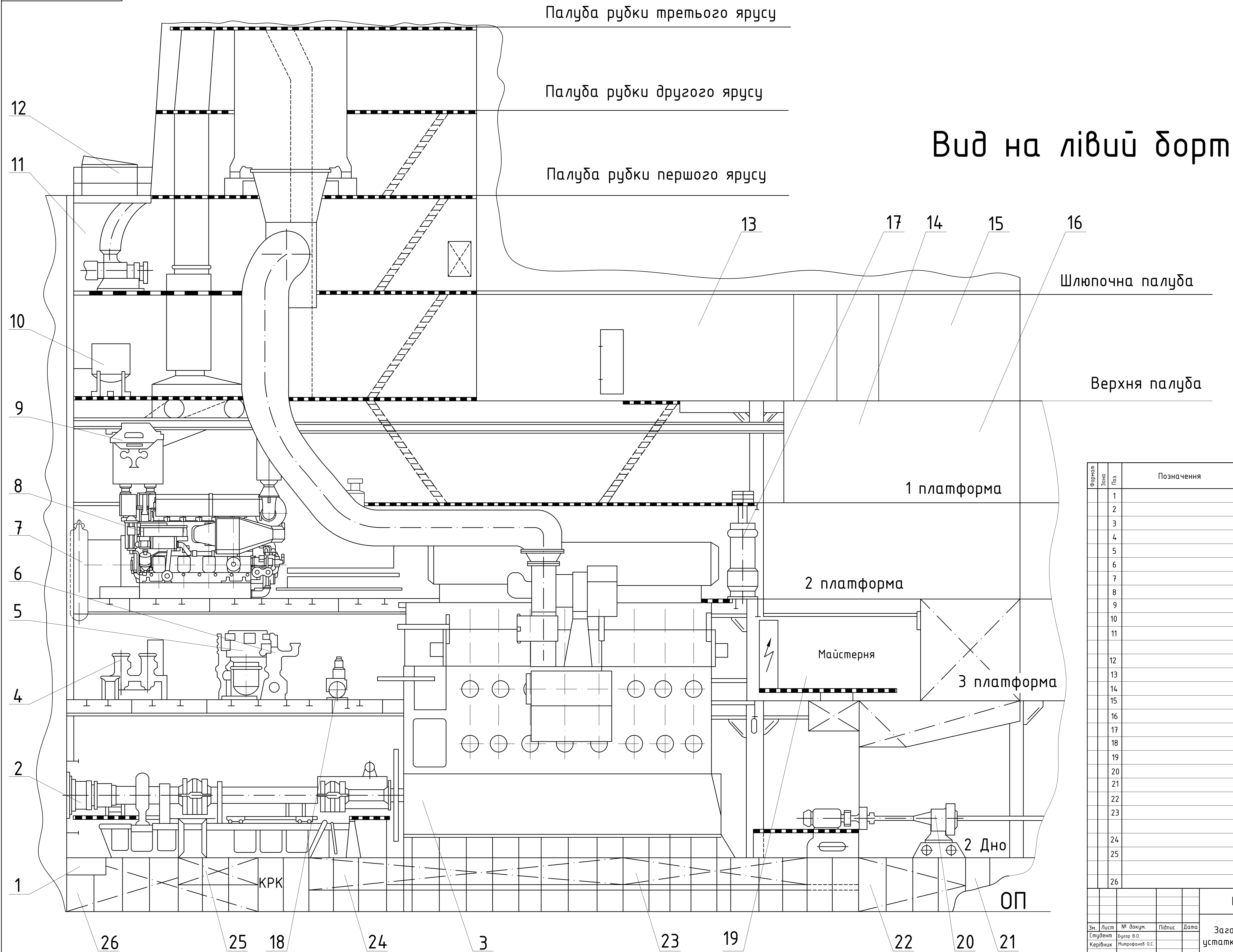
11. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 p.
12. <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin>

					<i>KPM.142.6222м.02.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



Довжина найбільша, м	180
Довжина між перпендикулярами, м	172
Ширина, м	28
Висота борту, м	16,85
Осадка розрахункова, м	9,20
Осадка максимальна, м	11,83
Габарит судна по висоті від основної лінії, м	39,70
Найменша теоретична висота міжпалубних просторів в житлових та службових приміщеннях, м	2,70
Висота другого дна в районі 17...77 шп. в ДП, м	2,59
Висота другого дна в районі 77...244 шп., м	1,98
Прогин дімсів верхньої палуби, м	0,15

[illegible]

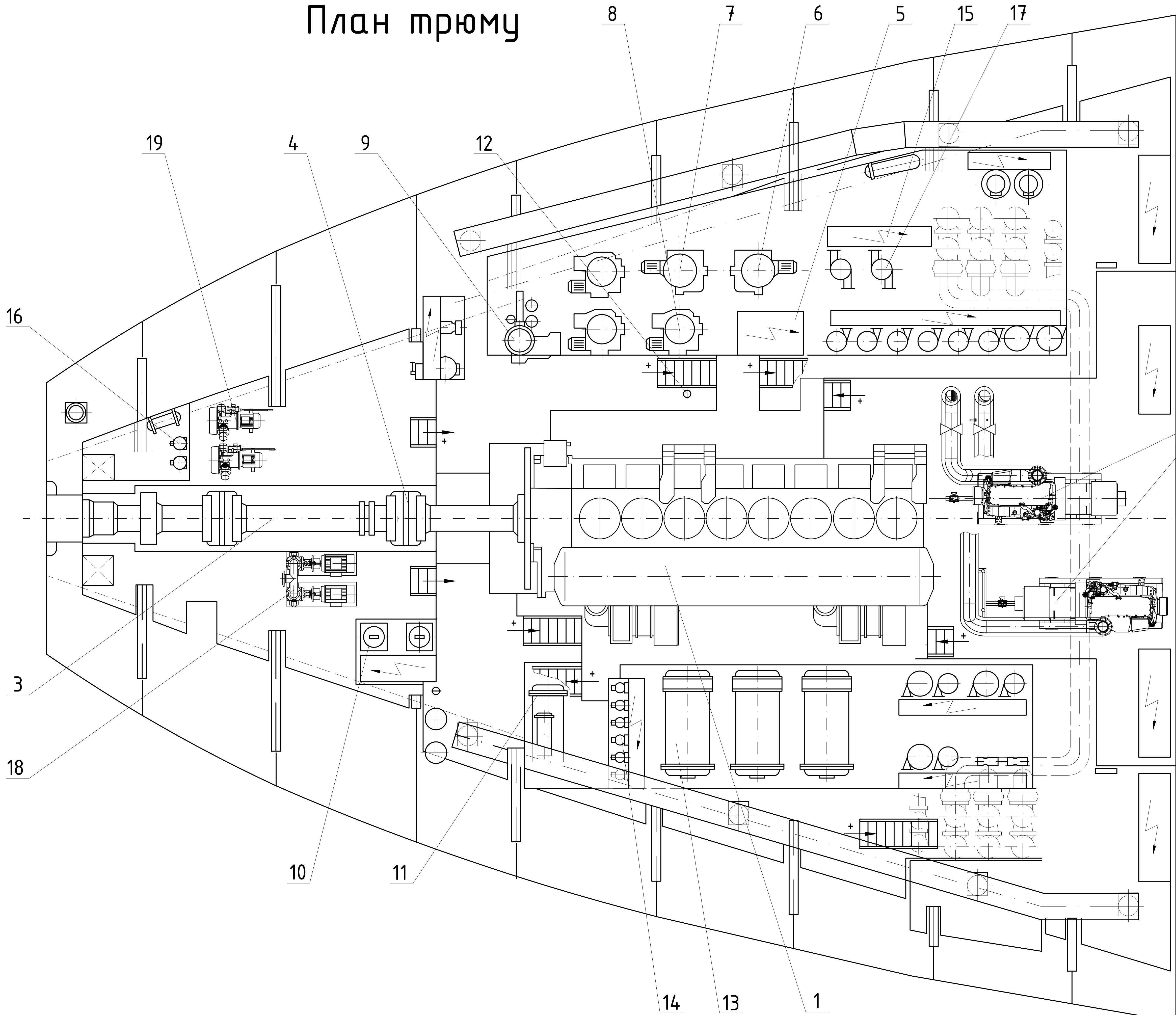


Вид на лівий борт

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		Стічний колодязь		
		2		Валопровід		
		3		Головний двигун		
		4		Компресор		
		5		Маслоохолоджувач		
		6		Сепаратори		
		7		Повітряні балони		
		8		Дизель-генератори		
		9		Таль підвісна, електрична		
		10		Інсінізатор		
		11		Компресор системи кондиціювання		
		12		Кришка		
		13		Зона холодильних машин		
		14		ЦПК		
		15		Комора		
		16		Електрошитова		
		17		Маслоохолоджувач		
		18		Насос паливоперекачиваючий		
		19		Майстерня		
		20		Насос забортної води		
		21		Кінгстонний ящик		
		22		Цистерна нафтовмісних вод		
		23		Цистерна відпрацьованого масла ГД		
		24		Цистерна стічно-циркуляційна		
		25		Цистерна збору протічок нафтопродуктів		
		26		Цистерна зливу прісної води з ГД		

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.142.6222М.02.02		
Студент		Бугор В.О.			Загальне розміщення устаткування у МВ судна		
Керівник		Митрофанов О.С.					
Зав. каф.		Гогаренко О.А.			Літ. Мас. Масштаб		
					Лист Листов		
					НУК		
					ім. адм. Макарова		

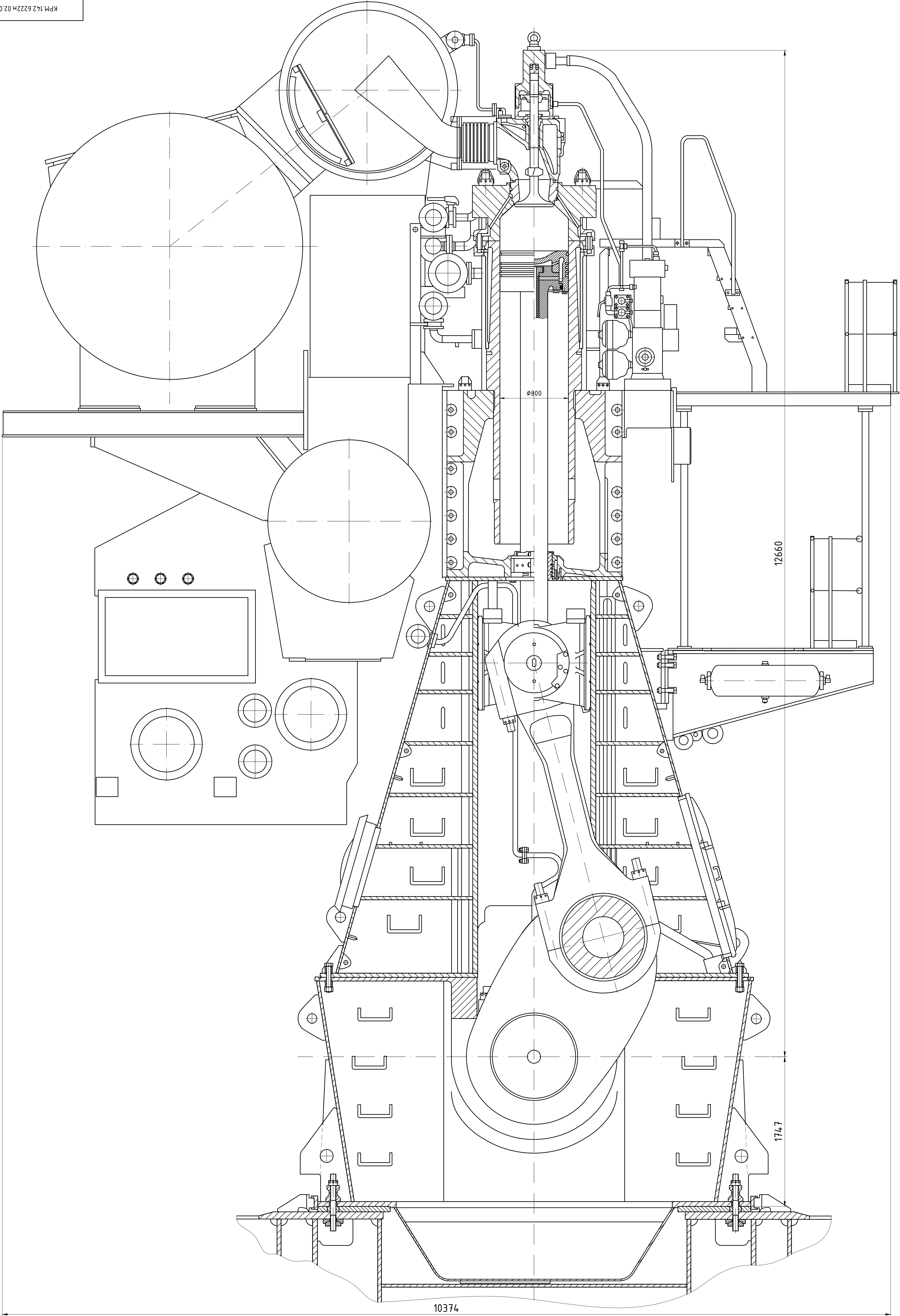
План трюму



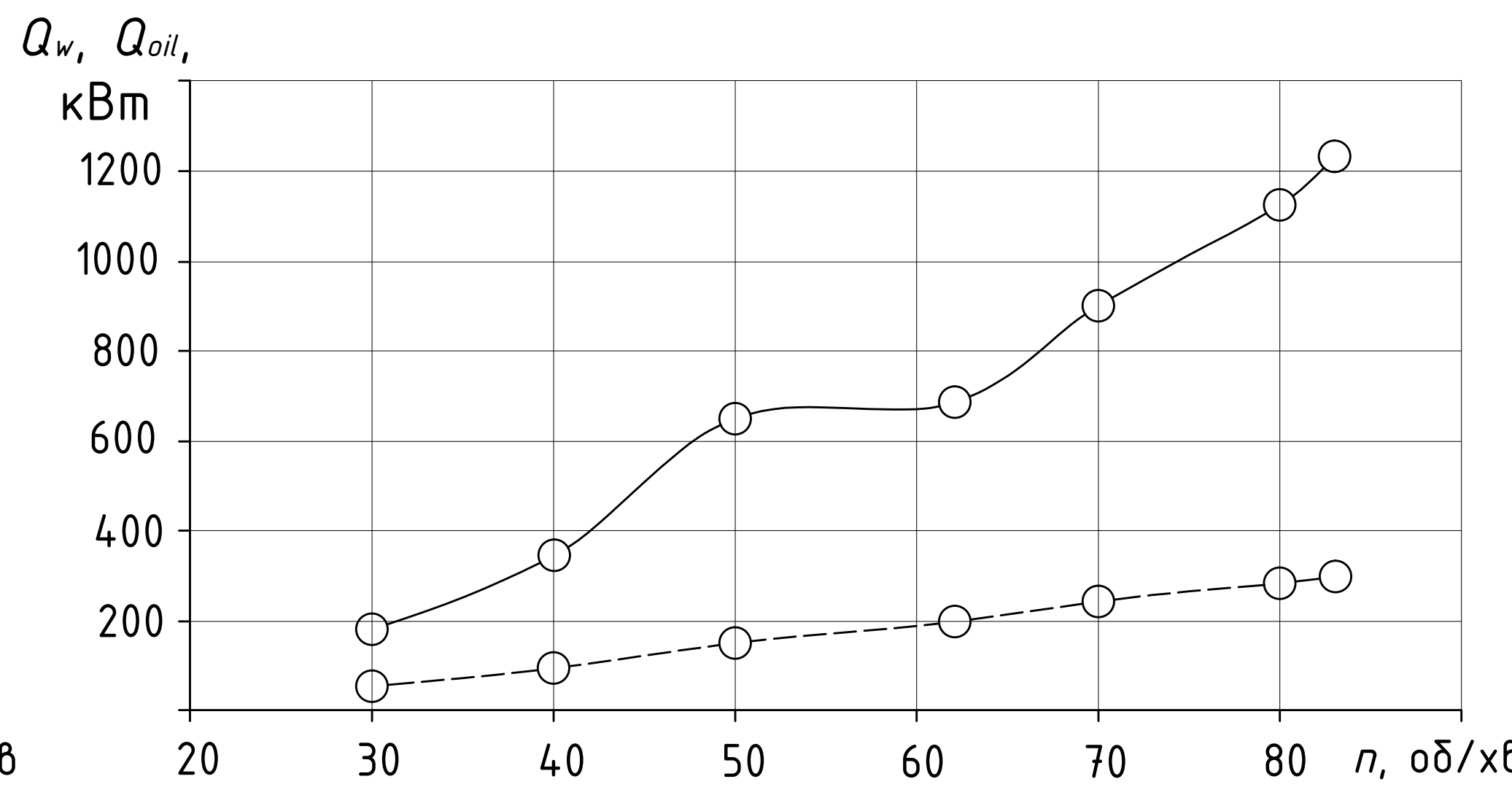
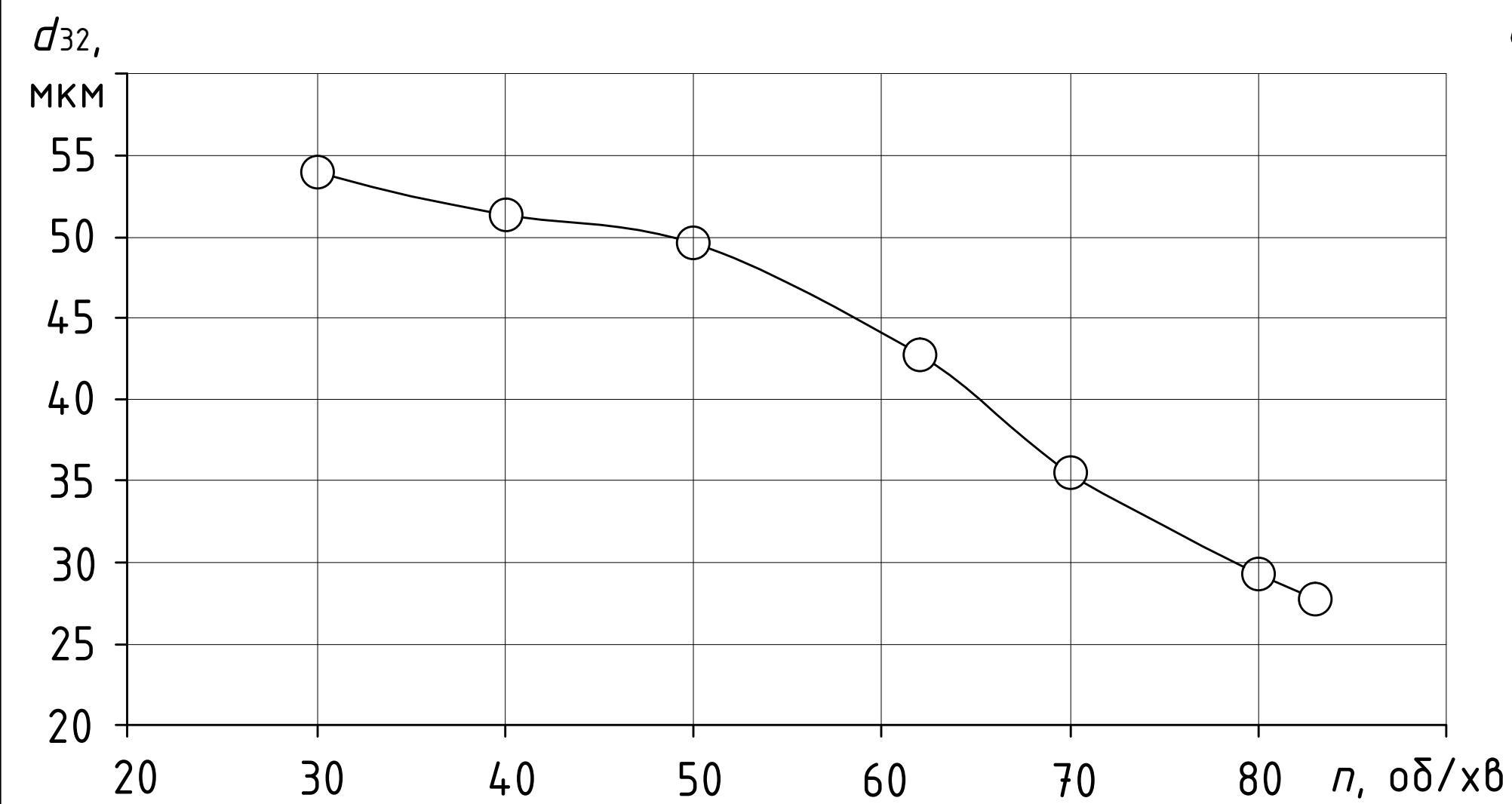
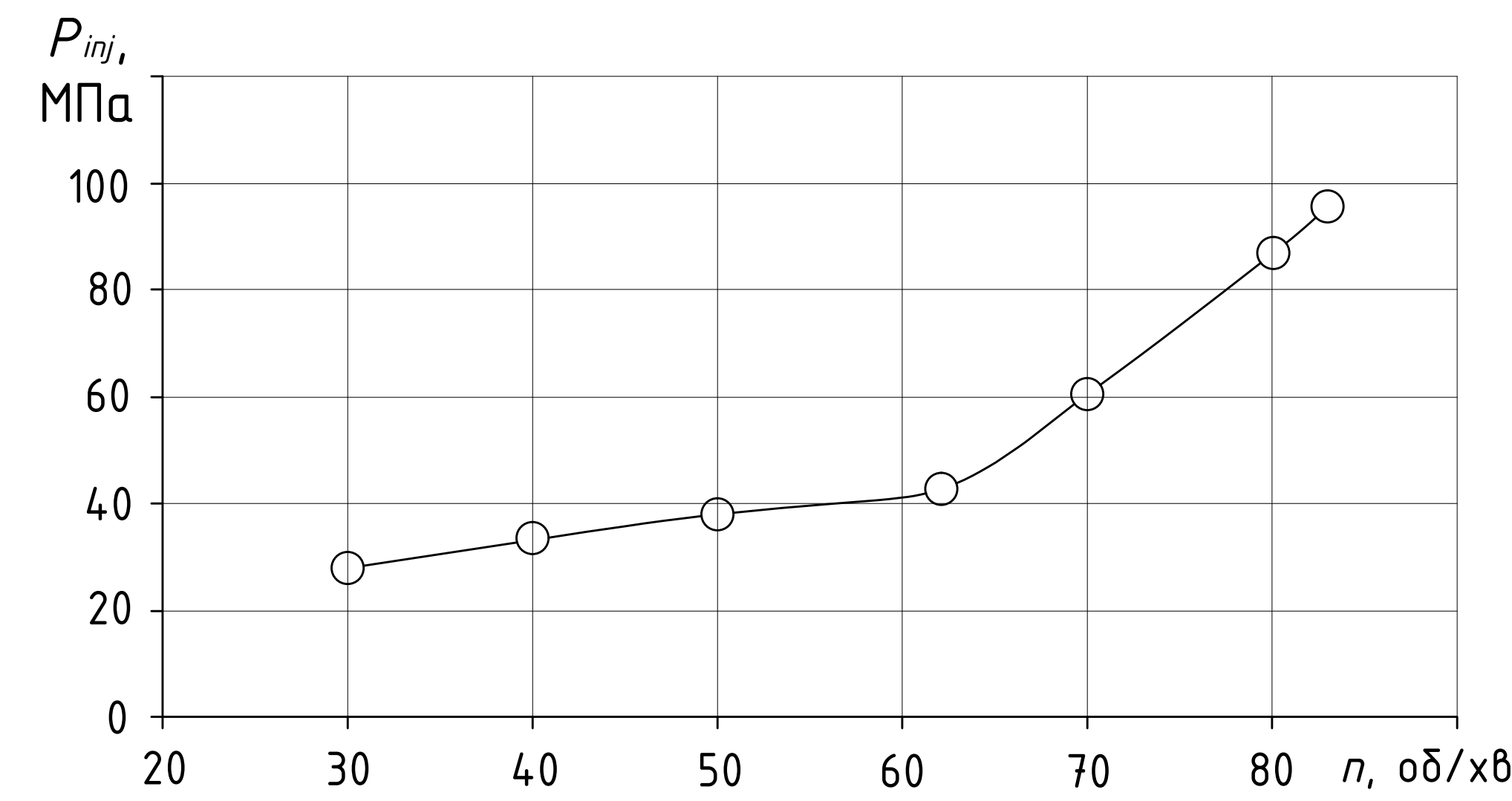
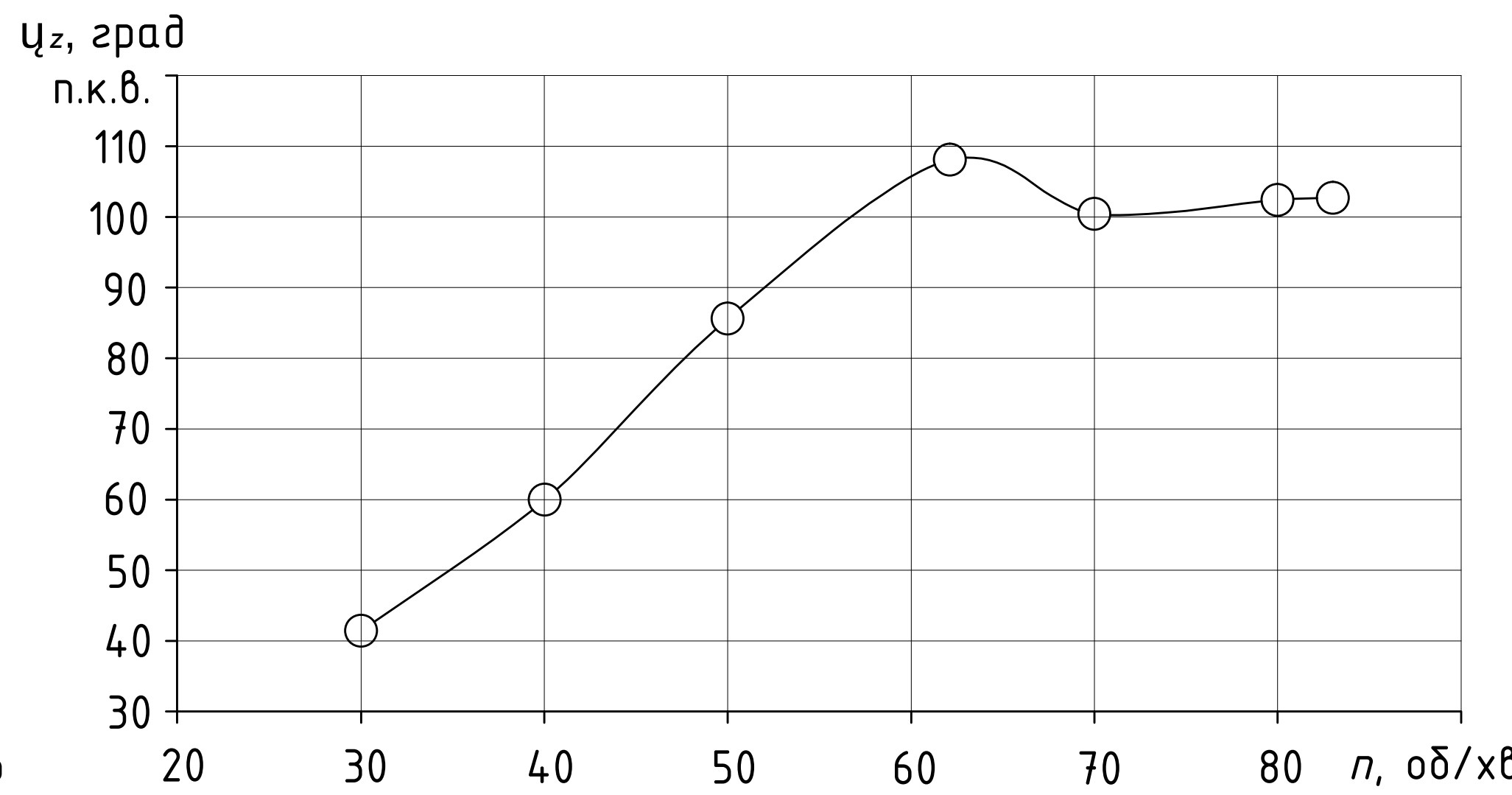
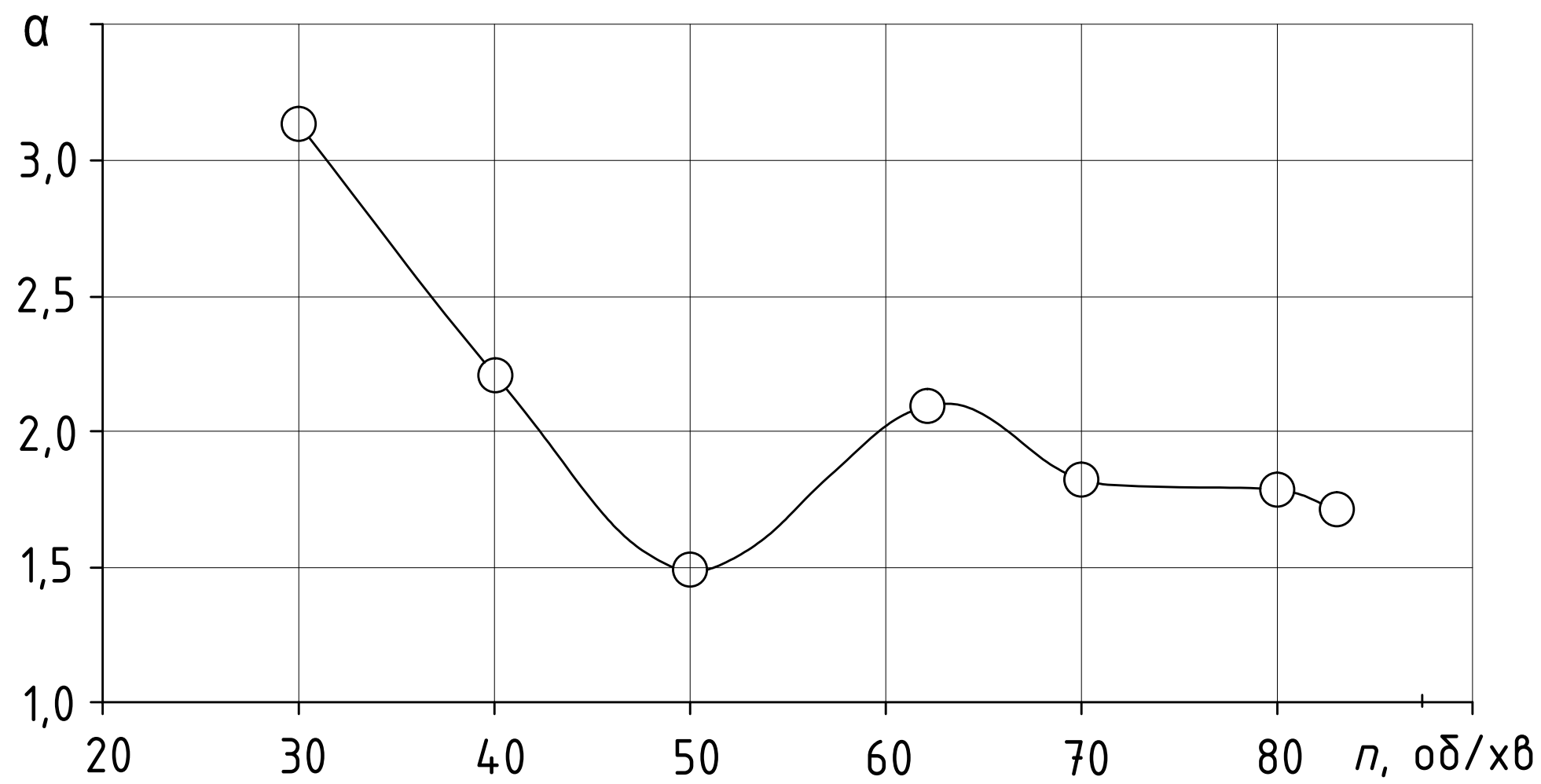
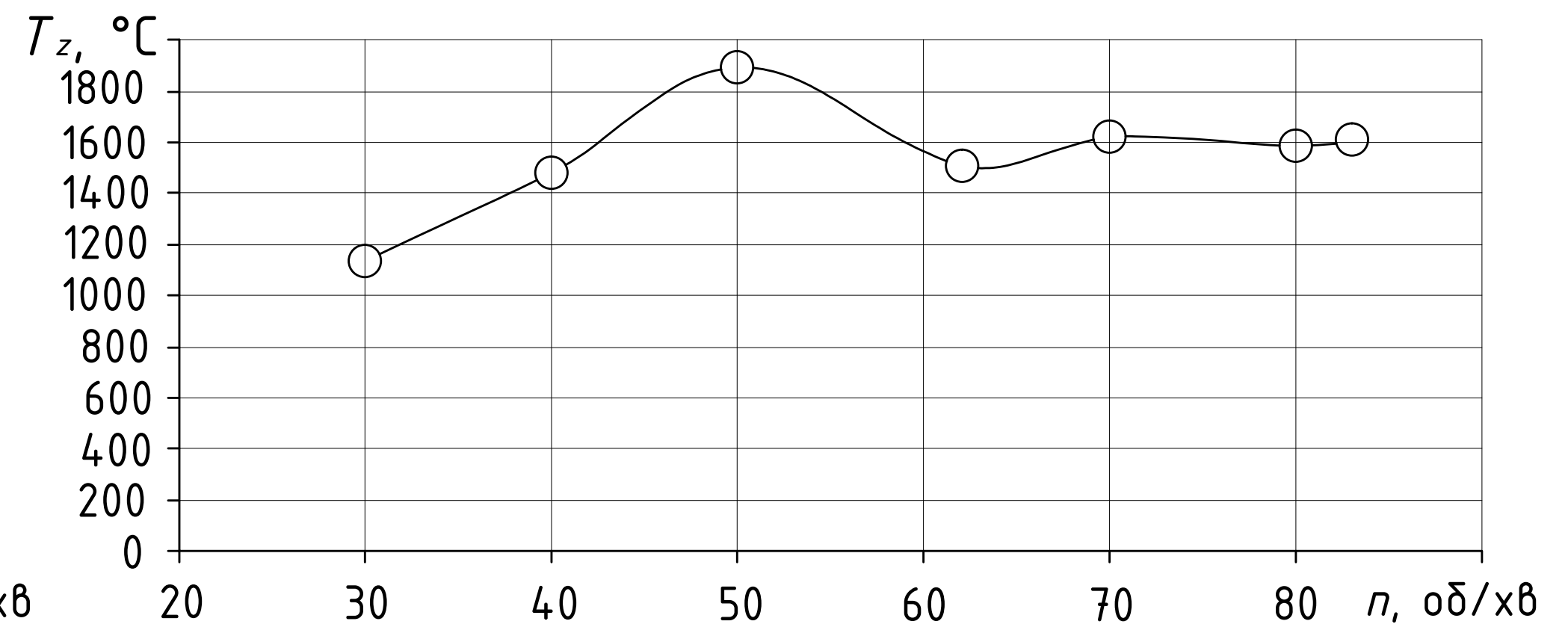
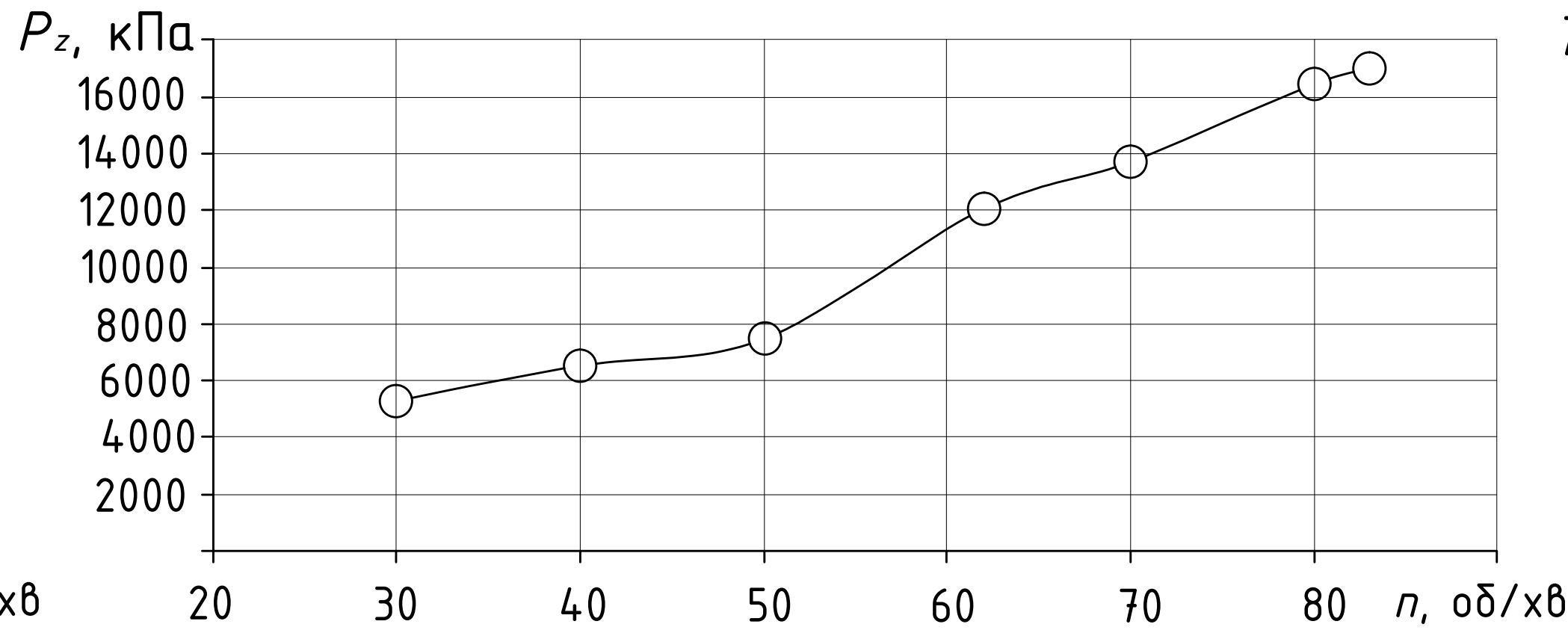
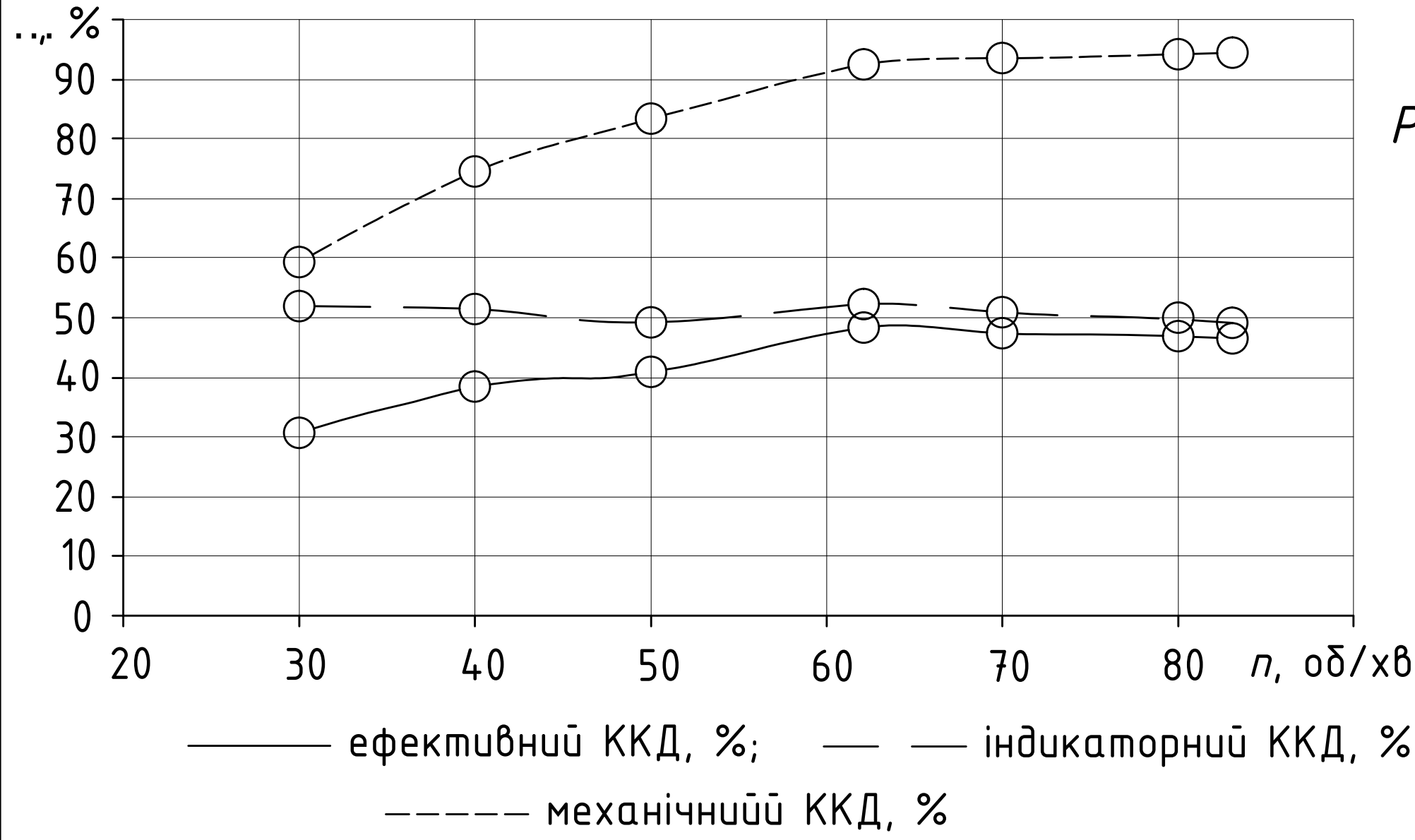
Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		Головний двигун		
		2		Допоміжні ДГ		
		3		Валопровід		
		4		Упорний підшипник		
		5		Розподільчий щіт		
		6		Осушувальний насос		
		7		Баластний насос		
		8		Пожезний насос		
		9		Паливний насос		
		10		Сепаратор		
		11		Цистерна		
		12		Вогнегасник ОУ-8		
		13		Цистерна теплої води		
		14		Повітряні балони		
		15		Коробка опорів насосів		
		16		Піногасник		
		17		Допоміжний насос		
		18		Насос		
		19		Компресор		

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.142.6222М.02.03		
Студент		Бузор В.О.			План трюму		
Керівник		Митрофанов О.С.					
Зав. каф.		Гогаренко О.А.			НУК ім. адм. Макарова		

Літ.	Маса	Масштаб
Лист	Листов	



						KPM.142.6222м.02.04			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Двигун 8ДКРН 80/230	Лит.		Маса	Масштаб
Студент		Бузор В.О.							1:20
Керівник		Митрофанов О.С.							
Зав. каф.		Гозаренко О.А.					Лист	Листов	
						НУК ім. адм. Макарова			



КРМ.14.2.6222м.02.05						Зміна параметрів роботи ГД за звинтовою характеристикою		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		Літ.	Маса	Масштаб
Студент		Бузор В.О.						
Керівник		Митрофанов О.С.				Лист	Листов	
Зав. каф.		Гогаренко О.А.				НУК ім. адм. Макарова		