

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Навчально науковий інститут (факультет) _____ Кораблебудівний _____

Кафедра _____ морських технологій та океанотехніки _____

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

_____ В.В. Зайцев
« _____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»
на тему: Дослідження впливу зовнішніх умов при
швартуванні CNG-газовозу на параметри його швартовних
лебідок

Виконав: студент 6119м групи
_____ **Чигирик О.О.**
(підпис)

Керівник роботи:
Завідувач кафедри, д.т.н., професор
_____ (посада, науковий ступень вчене звання)
_____ **Зайцев В.В.**
(підпис)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Навчально науковий інститут (факультет) _____ Кораблебудівний _____

Кафедра _____ морських технологій та океанотехніки _____

Спеціальність _____ 135 Суднобудування _____

Освітня програма _____ суднові машини та механізми _____

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми



д.т.н., професор Зайцев В.В.

«__» _____ 2025 року

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

Студенту _____ Чигирик Олександр Олександровичу _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження впливу зовнішніх умов при швартуванні CNG-газовозу на параметри його швартовних лебідок

Керівник роботи _____ Зайцев В.В., д.т.н., професор _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора № _____ від «__» _____ 20__ року

2. Термін подання роботи: _____ 16.12.2025 р. _____

3. Вихідні дані по роботі:

3.1. Судно-контейнеровіз з CNG-контейнерами з природним газом.

3.2. Контейнеромісткість _____ 1400 TEU (на палубі – 420 TEU; в трюмі – 980 TEU);

3.3. Головні розміри довжина між перпендикулярами $L=197,18$ м; ширина $B=36,8$ м; Висота борту $D=14,4$ м; осадка $d=7,88$ м; коефіцієнт загальної повноти $C_b=0,851$;

3.4. Швидкість експлуатаційна _____ 17,0 вузлів; _____

3.5. Дальність плавання _____ 10000/12000 миль; _____

3.6. Район плавання _____ необмежений; _____

3.7. привод швартовної лебідки _____ електричний; _____

3.8. Кількість швартовних барабанів лебідки _____ 1 _____

3.9. Швидкість вітру _____ 3... 9 балів _____

3.10. Кути зміни напрямку швартовних канатів відносно ДП: _____ $30^0 \dots 120^0$. _____

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

4.1. Аналіз швартовних механізмів CNG-газовозів.

4.2. Опис швартовної лебідки і технології її використання.

4.3. Дослідження впливу швидкості та напрямку вітру на зовнішні сили, які діють на CNG-газовоз під час його стоянки на швартовних.

4.4. Дослідження впливу кутів зміни напрямку швартовних канатів відносно ДП CNG-газовозу на зусилля в них при стоянці судна лагом до причалу.

4.5. Дослідження параметрів барабану та турочки швартовної лебідки в залежності від зусиль у швартовних канатах CNG-газовозу.

4.6. Визначення потужності і підбір приводного двигуна.

4.7. Розрахунок валу швартовної лебідки, його опор.

4.8. Розрахунок фундаментної рами швартовної лебідки.

5.2 Презентація.

6 Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата			
		завдання видав		завдання прийняв	
1-8	Зайцев В.В., зав. кафедри		03.09.2025		16.12.2025

7. Дата видачі завдання 03.09.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Видача завдання, збір і вивчення матеріалу та літератури.	03.09.25-15.09.25	
2.	Вступ, 1-й розділ. Аналіз швартовних механізмів CNG-газовозів	03.09.25-15.09.5	
3.	2-й розділ. Опис швартовної лебідки і технології її використання.	16.09.25-30.09.25	
4.	3-й розділ. Дослідження впливу швидкості та напрямку вітру на зовнішні сили, які діють на CNG-газовоз під час його стоянки на швартовних.	01.10.25-15.10.25	
5.	4-й розділ. Дослідження впливу кутів зміни напрямку швартовних канатів відносно ДП CNG-газовозу на зусилля в них при стоянці судна лагом до причалу.	01.11.25-15.11.25	
6.	5-й розділ. Дослідження параметрів барабану та турачки швартовної лебідки в залежності від зусиль у швартовних канатах CNG-газовозу.	16.11.25-30.11.25	
7.	6-й розділ. Визначення потужності і підбір приводного двигуна.	01.12.25-07.12.25	
8.	7-й розділ. Розрахунок валу швартовної лебідки, його опор.	08.12.25-14.12.25	
9.	8-й розділ. Розрахунок фундаментної рами швартовної лебідки.	08.12.25-14.12.25	
10.	Виконання графічної роботи та підготовка презентації.	01.12.25-10.12.25	
11.	Оформлення та узгодження розділів пояснювальної записки.	01.12.25-10.12.25	
12.	Оформлення та узгодження графічної частини та презентації.	01.12.25-10.12.25	
13.	Кафедральний захист.	16.12.2025	
14.	Робота з рецензентом по КР. Рецензія на кваліфікаційну роботу.	17.12.2025	
15.	Захист кваліфікаційної роботи на ДЕК.	24.12.25	

Студент


(підпис)

Чигирик Олександр Олегович

(ПІБ)

Керівник роботи


(підпис)

Зайцев Володимир Васильович

(ПІБ)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на здобуття ступеня вищої освіти "магістр" 101 с., 11 джерел.

Об'єкт дослідження – механізми швартовної лебідки CNG-газовозу.

Мета досліджень – дослідження впливу зовнішніх параметрів швартування CNG-газовозу на основні параметри швартовних лебідок.

Методика досліджень – аналітична, числова.

Кваліфікаційну роботу на здобуття ступеня вищої освіти "магістр" виконано згідно завдання, виданого кафедрою морських технологій та океанотехніки.

У роботі виконано всі необхідні для дослідження математичні моделі та розрахунки основних параметрів механізмів швартовної лебідки CNG-газовозу. Робота містить ряд розрахунків у тому числі з використанням МКЕ.

Розглянуті механізми швартовної лебідки призначено для встановлення на суднах і інших плавзасобах. Вони використовуються для виконання швартовних операцій вантажних суден.

У дослідницькій частині виконано дослідження впливу швидкості та напрямку вітру на зовнішні сили, які діють на CNG-газовіз під час його стоянки на швартовних; дослідження впливу кутів зміни напрямку швартовних канатів відносно ДП CNG-газовозу на зусилля в них при стоянці судна лагом до причалу; дослідження параметрів барабану та трачки швартовної лебідки в залежності від зусиль у швартовних канатах CNG-газовозу.

Розраховано і сконструйовано барабан швартовної лебідки. Виконано розрахунок потужності і підбір привідного двигуна лебідки. Розраховано вал швартовної лебідки та його опор.

Також особливу увагу приділено розрахунку міцності фундаментної рами. CNG-ГАЗОВОЗ, МЕХАНІЗМ, ШВАРТОВНА ЛЕБІДКА, ФУНДАМЕНТ, ТУРАЧКА, БАРАБАН.

ABSTRACT

Research object – mooring winch mechanisms for CNG gas-carriers.

Purpose of research – research on the influence of external parameters of mooring a CNG gas -carrier on the main parameters of mooring winches.

Methodology of research - analytical, numerical.

CNG GAS-CARRIER, MECHANISM, MOORING WINCH, FOUNDATION, GYPSY HEAD, DRUM.

Підп. і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ

Арк.

3

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Аналіз швартовних механізмів суден-CNG-контейнеровозів	7
1.1 Характеристика сучасних контейнеровозів	8
1.2 Основні елементи швартовного пристрою	11
1.3 Швартовні операції	12
1.4 Проектування швартовного пристрою	13
1.5 Швартовні механізми існуючих суден-контейнеровозів	15
2 Опис швартовної лебідки і технології її використання	20
2.1 Аналіз принципу роботи автоматичної швартовної лебідки з гідравлічним приводом	21
2.2 Основні елементи системи гідроприводу лебідки	22
2.3 Якірно-швартовні лебідки	23
3 Дослідження впливу швидкості та напрямку вітру на зовнішні сили, які діють на CNG-контейнеровоз під час його стоянки на швартовних.....	36
3.1 Розрахунок характеристики постачання	37
3.2 Швартовні пристрої	39
3.3 Метод розрахунку зусиль, які діють в швартовних канатах на стоянці біля причалу	44
3.4 Дослідження залежності зовнішніх сил від швидкості та напрямку вітру.....	45
4 Дослідження впливу кутів зміни напрямку швартовних канатів відносно ДП CNG-контейнеровозу на зусилля в них при стоянці судна лагом до причалу.....	49
5 Дослідження параметрів барабану та турочки швартовної лебідки в залежності від зусиль у швартовних канатах CNG-контейнеровозу	53
6 Визначення потужності і підбір приводного двигуна	67
6.1 Опис алгоритму підбору електродвигуна швартовної лебідки	68
6.2 Розрахунок і вибір характеристик електродвигуна швартовної лебідки	72
7 Розрахунок валу швартовної лебідки, його опор	75
8 Розрахунок фундаментної рами швартовної лебідки	87
Висновки.....	100
Перелік посилань	101

Підп. і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підп. і дата		Інв. № ориг.	

Зм.

Арк.

№ докум.

Підпис

Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ

Арк.
4

ВСТУП

Суднові пристрої та їх механізми відіграють вирішальну роль у забезпеченні надійної та ефективної експлуатації морських суден, а також безпеки людей що знаходяться на борту.

Під терміном "суднові пристрої" прийнято розуміти комплекс механізмів, устаткування та деталей, який забезпечує ряд необхідних навігаційних і експлуатаційних якостей судна. При всьому різноманітті виконуваних функцій і конструктивних типів суднові пристрої мають спільну ознаку – їх основні елементи розташовуються поза корпусу судна.

До функцій традиційних суднових пристроїв відносяться управління рухом судна, його утримання в заданому районі акваторії або біля причальної стінки, забезпечення буксирування, вантажні та рятувальні операції. За минулий час ці пристрої багато в чому змінено, вдосконалювалися методи їх проектування. Зросли можливості застосування сучасних обчислювальних засобів для проектування. Водночас підвищилися вимоги до охорони навколишнього середовища, механізації робіт на судах, економіки матеріальних і енергетичних ресурсів.

Також в останні роки з'явилося ряд спеціалізованих суден (контейнеровози, судна-газовози, CNG-газовози, CNG-контейнеровози, накатні судна), що мають конструктивні та експлуатаційні особливості, які висувають ряд додаткових вимог до комплектування та конструкції швартовних і якорно-швартовних пристроїв. Підвищений надводний борт таких суден, висока інтенсивність вантажних робіт, збільшення розривних зусиль канатів, збільшення навантаження швартовних механізмів призвели до появи в складі швартовних і якорно-швартовних пристроїв автоматичних швартовних лебідок, в'юшок з механізованим приводом, кнехтів з обертовими тумбами тощо. Це призвело до зміни проектних рішень за загальним розташуванню якорно-швартовних пристроїв.

Значно зросли проблеми, які пов'язано зі швартуванням суден до причалів і захистом корпусних конструкцій від пошкоджень при навалах при швартуванні в

морі. Змінилися методи призначення конструктивних розмірів швартовів і методи проектування механізмів швартовних пристроїв.

Враховуючи вищезазначене, проектування швартовної лебідки контейнеровозу на основі сучасних, прогресивних методик і вимог, розроблених в сучасному суднобудуванні, є актуальною темою для магістерського дослідження.

Інв. № ориг.	Підп. і дата					Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Інв. №	Підп. і дата	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ	Арк.
																	6

Інв. № ориг.	Підп. і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
					12.КР.135.6119м.05.ПЗ.01		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Аналіз швартовних механізмів СНГ-газовозів		
Студент	Чигирик О.О.						
Консульт.	Зайцев В.В.						
Керівник	Зайцев В.В.						
Зав.каф.	Зайцев В.В.						
					НУК ім. адм. Макарова		
					Літ.	Арк.	Аркуші
						7	13

1 АНАЛІЗ ШВАРТОВНИХ МЕХАНІЗМІВ CNG-ГАЗОВОЗІВ

1.1 Характеристика сучасних контейнеровозів, які використовуються в якості CNG-газовозів

Контейнеровози призначено для перевезення вантажів, заздалегідь упакованих в спеціальні великовантажні ящики – контейнери, маса яких з вантажем становить від 10 до 40 тонн. Контейнеровози відрізняються великим розкриттям палуби над вантажними трюмами, що виключає таку трудомістку операцію, як горизонтальне переміщення вантажу в трюмі. На контейнеровозах вантажний пристрій, як правило, відсутній. Вантажні операції (рис. 1.1) виконують портовими засобами зі спеціальних причалів, так званих терміналів.

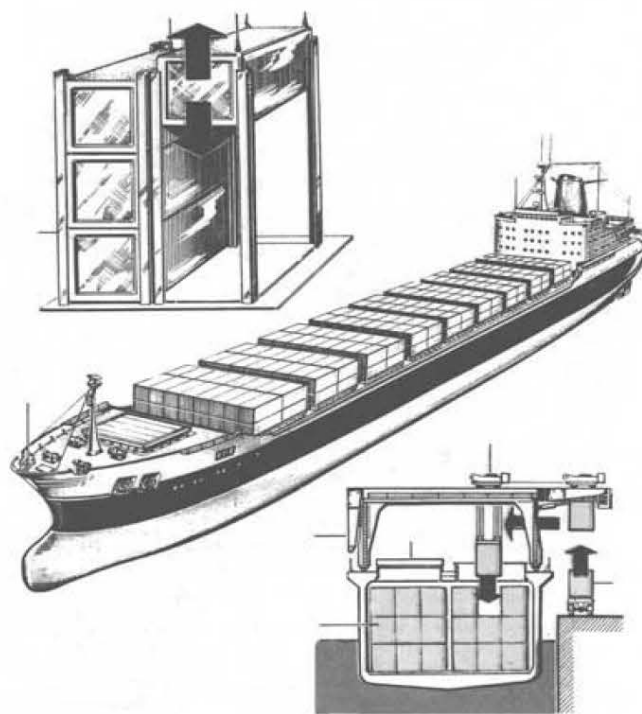


Рисунок 1.1 – Схема проведення вантажних операцій на контейнеровозі

Контейнеровози умовно поділяються на дві групи: океанського плавання і фідерні. Контейнеровози океанського плавання забезпечують перевезення контейнерів на магістральних напрямках між основними портами різних континентів. В даний час місткість таких контейнеровозів досягає 19000

Підп. і дата	
Інв. № ауд.л.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № орг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.01

Арк.

контейнерів. Найближчим часом з'являться контейнеровози місткістю 21000 контейнерів.

У своїй конструкції трюми контейнеровоза мають вертикальні напрямні для встановлення і кріплення контейнерів.

Загальний коефіцієнт розкриття палуб становить 80 ... 85%, що досягається за рахунок встановлення парних або потрійних кришок люків по ширині. Кришки трюмів понтонного типу дозволяють зручно розміщувати контейнери на палубі. Відсутність вантажного пристрою і зсунута надбудова вивільняють всю палубу для розміщення контейнерів.

В останні роки на низці суден при розміщенні контейнерів на палубі в 4 ... 6 ярусів по висоті між рядами контейнерів роблять опорні стійки, призначені для кріплення контейнерів, що додає більшу стійкість всьому штабелю палубних контейнерів. Для захисту палубних контейнерів від впливу морської хвилі на суднах, де висота надводного борту не перевищує 8 м робиться подовжений полубак або спеціальний відбійний козирок.

З точки зору забезпечення безпеки мореплавання найбільш складною проблемою для контейнеровозів є забезпечення відповідної остійності судна при різних варіантах завантаження. Це пояснюється рядом причин, до найважливіших з яких відносяться високий борт, наявність палубного вантажу, велика витрата палива на ходу.

До фідерних контейнеровозів зазвичай відносять судна місткістю до 400 контейнерів. Особливістю їх експлуатації є велика частота заходу в порти, а також обслуговування дрібних портів, які часто не мають спеціалізованого перевантажувального обладнання. Це зумовило будівництво саморозвантажувальних фідерних контейнеровозів з кормовою апареллю і палубними кранами. У цьому випадку автовантажувачі доставляють контейнери по апарелі на верхню палубу, а судновий пересувний кран завантажує їх у комірчасті трюми.

При розробці проектів контейнеровозів другого і третього поколінь враховувалося основне обмеження – граничні розміри шлюзів Панамського каналу

Підп. і дата Інв. № змін. Взам. інв. № Підп. і дата Інв. № ориг.						Арк. 9
	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.01					
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

(довжина 298 м, ширина 32,2 м, осадка 12 м). Судна, побудовані з урахуванням обмежень за габаритами Панамського каналу, отримали назву «Панамакс».

Контейнеровози місткістю 4480 TEU отримали назву «Суперпанамакс». Збільшення вантажомісткості контейнеровозів відбувалося за рахунок висоти надводного борту, яка в ряді випадків досягала 12 м. Розміщення контейнерів в трюмах зазвичай проводиться в 7 ... 10 рядів по ширині і 6 ... 9 ярусів по висоті, а на палубі – до 13 рядів по ширині і в 3 ... 5 ярусів по висоті.

Вантажні приміщення контейнеровозів мають ящикову форму, утворену поперечними водонепроникними перегородками і перегородками бортових танків. Кожен трюм поділений на осередки за допомогою напрямних планок. Спочатку розміри осередків по довжині робилися переважно для 20 - і 40-футових контейнерів висотою 8 футів. При цьому більшість вантажних приміщень було призначено для 20-футових контейнерів.

Зі збільшенням частки великовантажних контейнерів у загальному обсязі перевезення і впровадженням у практику перевезення нестандартних контейнерів по висоті були розроблені конструкції пересувних напрямних планок, положення яких можна було змінювати з урахуванням реального співвідношення числа 20 - і 40-футових контейнерів на даному напрямку перевезень.

Кришки вантажних трюмів контейнеровозів роблять понтонного типу, а розкриття люків – на всю ширину трюму. Кришки трюмів повинні забезпечуватися таким кріпленням, щоб вони могли витримати під час качки вплив "відривного" моменту всієї маси контейнерів, розташованих на ній. Якщо один або кілька вантажних трюмів пристосовані для перевезення режимних вантажів, то в трюм повинні бути підведені канали вентиляційної системи з розподілом повітряного потоку по контейнерах.

Підп. і дата Інв. № докл. Взам. інв. № Підп. і дата Інв. № ориг.						Арк. 10				
					12.KP.135.6119м.03.ПЗ.01					
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

1.2 Основні елементи швартовного пристрою

До складу швартовного пристрою судна входять:

- швартови – гнучкі троси для з'єднання судна з берегом або з іншим судном, для підтягування судна до причальних споруджень та інших місць;
- в'юшки і банкети – обертові барабани з ручним приводом для прибирання та зберігання швартовів по-похідному;
- кнехти – металеві тумби на палубі, які служать для кріплення швартовів;
- кіпові планки – металеві пристосування на палубі судна для пропуску швартовів за борт в районі леєрних огорожень, призначені для надання швартовам потрібного напрямку і оберігання їх від перетирання;
- швартовні кліози – металеві пристосування у фальшборті судна для пропускання швартовів з кнехтів на берег і оберігання тросів від перетирання;
- кидальний кінці (ліні) - пенькові тонкі троси окружністю до 25 мм для подачі швартовів з судна на берег;
- провідники – допоміжні троси, що заводяться при необхідності між кидальний кінцями і важкими швартовими;
- тросові або ланцюгові стопори на швартовах – приладдя для тимчасового закріплення швартовів в момент їх перенесення з турачкі брашпиля на кнехти або на інше місце;
- кранці – пристосування, що служать для пом'якшення можливого удару об причал або корпус іншого судна при швартуванні;
- швартовні механізми (лебідки і шпилі), що слугують для підтягування судна до причальних споруджень і вибирання швартовів.

Підп. і дата	
Інв. № докл.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.01

Арк.

11

1.3 Швартовні операції

Операцію підтягування і кріплення судна називають швартуванням, а механізми, призначені для вибирання швартовних тросів і підтягування судна до причалу, називають швартовними. В якості швартовних механізмів застосовують швартовні шпилі, брашпилі і швартовні лебідки.

На морських судах найбільшого поширення набули електричні швартовні шпилі, застосовують також шпилі з гідроприводом. Розрізняють шпилі однопалубні, змонтовані на одній палубі, і двопалубні шпилі, у яких привід встановлений на палубі, що знаходиться нижче палуби, на якій знаходиться голова шпиля. Швартовні лебідки мають електричний або гідравлічний привід. Вони бувають автоматичними (АШЛ) і неавтоматичними – простими.

Швартовні лебідки – механізми з одним або декількома горизонтальними барабанами, без турачок або з однією-двома турачками. Швартовні барабани і турачки лебідки дають можливість приймати швартов так, щоб горизонтальна проекція його напрямку на лебідку була перпендикулярна її осі обертання.

У конструкції АШЛ повинна передбачатися можливість використання їх з брашпільною приставкою для виконання якірно-швартовних операцій. У порівнянні з традиційними швартовними механізмами швартовні лебідки скорочують кількість канатів що подаються і використання ручної праці, а також підвищують безпеку швартовних операцій.

Автоматична лебідка повинна: підтримувати в автоматичному режимі натяг швартова в заздалегідь заданих межах; при роботі в неавтоматичному режимі мати характеристики, такі ж, як і характеристики неавтоматичної лебідки. У порівнянні з традиційними швартовними механізмами застосування швартовних лебідок дозволяє скоротити кількість канатів що подаються і використання ручної праці.

Навантаження швартовного механізму залежить від умов проведення швартовної операції, її етапу, типу швартовного механізму. Зусилля в швартовах, наприклад, при стримуванні судна за допомогою автоматичних швартовних лебідок і при підтягуванні судна лагом до причалу можуть бути більше, ніж під час стоянки.

Підп. і дата		Інв. № докл.		Взам. інв. №		Підп. і дата		Інв. № ориг.	
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата									Арк.
12.KP.135.6119м.03.ПЗ.01									12

Тому параметри швартовних механізмів повинні бути такими, щоб забезпечити підтягування судна лагом до причалу при віджимному вітрі силою до 6 балів. Ці зусилля прийнято в якості таких, що визначають всі параметри пристрою: кількість, довжину і розривне зусилля швартовів і тому, тягове зусилля швартового механізму будь-якого типу Правилами РМРС встановлюється таким, що дорівнює $1/3$ від розривного зусилля швартова, яке вказується в таблиці Регістру.

Привід швартовного механізму повинен забезпечувати безперервне вибирання швартовного канату при номінальному тяговому зусиллі з номінальною швидкістю протягом не менше 30 хв. Швидкість вибору швартовного канату на першому шарі навивки канату на барабан при номінальному тяговому зусиллі повинна бути 18 м/хв (0,3 м/с). При розрахунковому режимі роботи швартовного механізму його привід повинен забезпечувати на протязі 15 с тягове зусилля, вдвічі більше номінального.

Тягове зусилля АППЛ спеціалізованих суден можна визначити за формулою $T_d = (0,0024 \dots 0,0066)DW/n$, де n – кількість АППЛ; DW – дедвейт судна, кН, або $T_d = (0,00588 \dots 0,01372)LBD/n$, де L , B , D – довжина, ширина, висота борту судна, м.

1.4 Проектування швартовного пристрою

Загальне розташування швартовного пристрою виконується з урахуванням забезпечення безпечної та надійної стоянки судна на швартовах. Доцільно місця кріплення швартов розмістити в кряях судна. Бак і Ют є найбільш зручними місцями для розміщення швартовного і якірного пристроїв, так як робота зі швартовами не перешкоджає виконанню операцій, пов'язаних з основним призначенням судна.

При проектуванні швартовного пристрою можна керуватися наступними рекомендаціями:

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № змін.	Підп. і дата						Арк.	
						12.KP.135.6119м.03.ПЗ.01					13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

танкерах і тощо) незалежно від діаметра швартовів слід передбачати установку АШЛ. Їх кількість повинна бути не менше числа основних швартовів необхідного Правилами Регістру судноплавства України або РМРС.

– якщо на судах водотоннажністю понад 28 000 т. не встановлюється АШЛ, то на них повинно бути передбачено по два швартовних шпиля в носу і кормі незалежно від наявності турачок і швартовних барабанів якірних механізмів. У даному випадку замість швартовних лебідок допускається застосування кнехтів з обертовими тумбами в поєднанні з тяговими швартовними механізмами.

1.5 Швартовні механізми існуючих суден-контейнеровозів

1.5.1 Контейнеровоз місткістю 230 TEU. Це судно, призначено для перевезення рефрижераторних контейнерів. У носу (рис. 1.2) комбінована якірно-швартовна однобарабанна лебідка з турачкою – 2 штуки.

У кормі трьохбарабанна лебідка з турачкою – 2 штуки.

Рік побудови: 1990 ЯПОНІЯ

Загальна довжина: 81,50 м.

Ширина: 12,80 м.

DWT: 1670

GRT: 1150

НЗТ: 600

Головні двигуни: 1 x Nigata TEKKOU 16PA5 3500 PS.

Швидкість: 15 вузлів.

Ємність TEU:

120 – на палубі

40 TEU – в трюмі: 70 TEU.

Підп. і дата	Інв. № відл.	Взам. інв. №	Підп. і дата	Інв. № ориг.						Арк.	
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.01	15



Рисунок 1.2 – Швартовні механізми контейнеровозу місткістю 230 TEU:

a – вид на корму; *б* – вид на ніс

1.5.2 Контейнеровоз місткістю 280 TEU. У носі (рис. 1.3) комбінована якірно-швартовна одnobарабанна лебідка з турачкою – 2 штуки.

У кормі двохбарабанна лебідка з турачкою – 2 штуки.

Рік побудови: 2004.

Загальна довжина: 98,00 м.

Ширина: 15,80 м.

Глубина: 7,40 м.

Водотоннажність: 4192,6 т.

GRT: 3247,0 T.

NET: 1818,0 т.

DWT: 5100,0 т.

Ємність TEU: 280TEU.

Швидкість: 11.5 вуз.

[illegible]

[illegible]

2 ОПИС ШВАРТОВНОЇ ЛЕБІДКИ І ТЕХНОЛОГІЇ ЇЇ ВИКОРИСТАННЯ

2.1 Аналіз принципу роботи автоматичної швартовної лебідки з гідравлічним приводом

Лебідка ЛЭГША-6 (рис. 2.1) вітчизняного виробництва складається з барабана 4, цапфи якого обертаються в підшипниках кочення, розташованих в корпусі – двоступеневого циліндричного редуктора і стійки 5, встановлених на фундаментній рамі 7. Турачку 10 і барабан 4 можуть розобцятися з вантажним валом кулачковою муфтою, керованою маховиком 15. На барабан 4 впливає стрічкове гальмо, кероване гідравлічно і вручну від маховика 11.

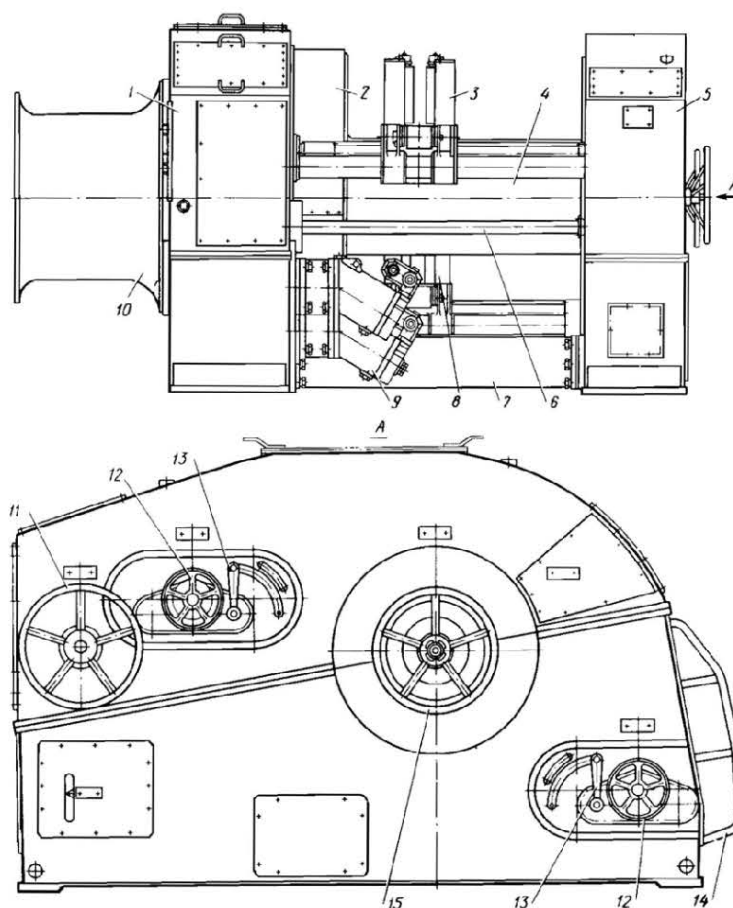


Рисунок 2.1 – Автоматична швартовних лебідка ЛЭГША-6

Підп. і дата	
Інв. № змін.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.02

Арк.

21

Акумуляторна станція забезпечує роботу лебідки в автоматичному режимі і складається з пневмогидравлического акумулятора 5 і пневмобаку 2, утворюючих замкнутий контур з гідромоторами ГМ1 і ГМ2 при включеному золотниковому розподільнику 9. Масло від акумулятора 5 надходить до гідромоторів, що працюють в режимі вибирання швартовного канату. Тягове зусилля на барабані залежить від тиску в акумуляторі. При рівності тягового зусилля і зусилля натягу швартовного канату барабан залишається нерухомим.

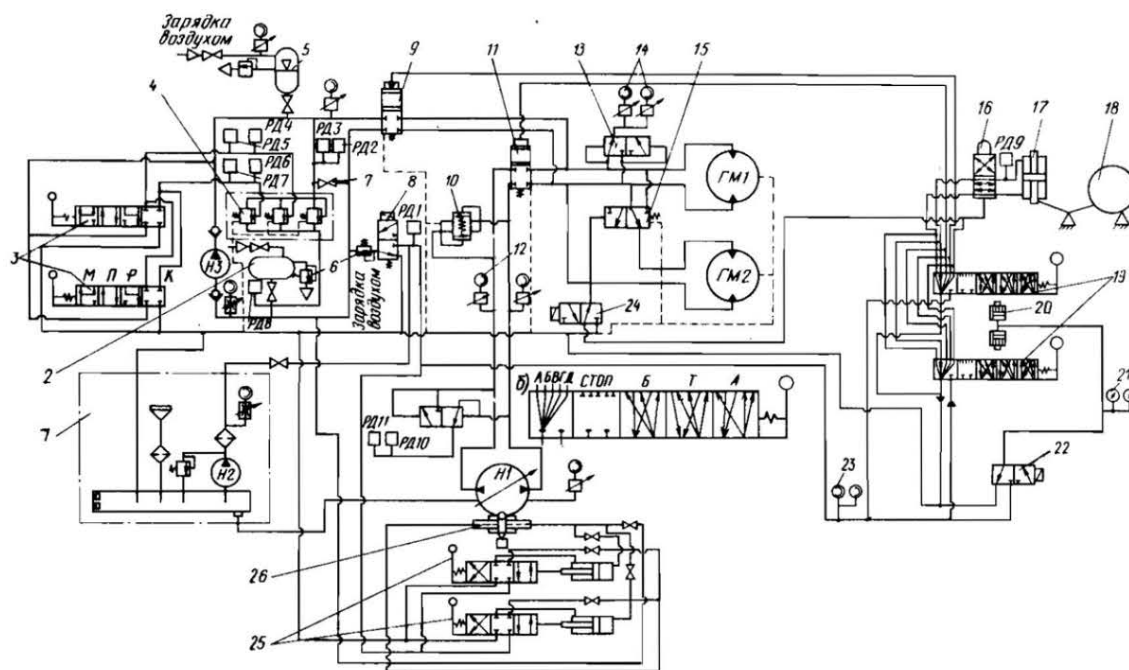


Рисунок 2.2 – Гідравлічна система лебідки ЛЭГША-6

Якщо натяг канату стане менше тягового зусилля на барабані, останній буде вибирати канат, поки знову не встановиться рівновага. При натягненні канату до зусилля, що перевищує тягове зусилля барабана, канат витравляється, гідромотори переходять в насосний режим і нагнітають масло з пневмобаку 2 в акумулятор 5 до тих пір, поки не встановиться рівновага між зусиллям натягнення канату і відповідним йому тиском в акумуляторі 5, яке підтримується однією з трьох пар реле тиску. Реле РД2 – РД3 включає і вимикає насос акумуляторної станції, підтримуючи тиск, що відповідає зусиллю натягу канату 200 кН; реле РД4 – РД5 підтримують зусилля натягу канату 130 кН і реле РД6 – РД7 – зусилля 80 кН.

Підп. і дата	
Інв. № змін.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.02

Арк.
23

Обраний режим включається золотниковим розподільником 3, позиції якого справа наліво відповідають положенням: *ТС* – вимкнено, *Р* – натяг канату 200 кН, так як реле *РД4*, *РД5*, *РД6*, *РД7* замкнуті на зливний трубопровід і виведені з роботи; 77 – натяг канату 130 кН, при цьому акумулятор поєднується з реле *РД2* – *РД3* і *РД4* – *РД5*, але в дії знаходиться остання пара, підтримуюча в акумуляторі 5 нижчі межі тисків; *М* – натяг канату 80 кН, при цьому з акумулятором 5 поєднано всі реле тиску, але в дії знаходяться реле *РД6* – *РД7*, налаштовані на мінімальні параметри.

Дренажна станція 1 з безперервно працюючим насосом *Н2* підтримує тиск в системі управління і підживлення. Пневмобак 2 підживлюється через золотниковий розподільник 8, кероване реле тиску *РД1* і *РД8*, що підтримують в ньому необхідний надлишковий тиск. Від надмірного тиску пневмобак захищають пневматичний і гідравлічний запобіжні клапани 6. Протікання від гідромоторів і гідроапаратури відводяться в дренажний бак, який має реле нижнього і верхнього рівня, пов'язані з системою сигналізації. Бак поєднується трубопроводом з насосом *Н1* для заливання його картера самопливом.

Захист від високих тисків у гідравлічному контурі насосу *Н1* здійснюється двостороннім запобіжним клапаном 10, в контурі акумулятора 5 – запобіжними клапанами 4. Для захисту від перевантаження гідромоторов на їх корпусах встановлено запобіжні клапани. Перемикач режимів 19 являє собою золотниковий розподільник 7/5. До підводу *Н* надходить масло із системи управління, *С* – злив в бак дренажної станції. Відводи мають наступні призначення: *Д* – утримує золотниковий розподільник 16 гідроциліндра гальма в нижній позиції і одночасно підводить масло до золотникового розподільника 24. Відведення *Д* включено на всіх робочих режимах. Якщо одночасно з ним відкритий відвід *А*, масло надійде через розподільник 16 в нижню порожнину гідроциліндру 17 і розгальмує барабан лебідки. При відкритому відводі *Б* масло надійде у верхню порожнину гідроциліндра 17 і включить гальмо 18. Через відводи *В* і *Г* масло надходить на включення розподільників 11 і 9, підключаючи гідромотори до насоса *Н1* або до акумулятора 5.

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	12.КР.135.6119м.03.ПЗ.02	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Для роботи барабаном включають насос *НІ*, перемикач режимів *19* встановлюють в позицію *Б* – "барабан". Масло через відводи *Д, А* надходить на розгальмовування барабана, через відвід *В* – на відкриття розподільника *11*. Відводи *Б*, з'єднуються зі зливом. Змінюючи напрямок, і подачу насоса *НІ* включають режими "травити" і "вибирати" і регулюють частоту обертання барабана. При зміщенні органу управління насоса *НІ* з положення нульової подачі він впливає на кінцевий вимикач, який замикає ланцюг управління золотникового розподільника *22*, останній пропускає масло до гідроциліндрів стопорів *20*, що фіксують положення перемикача *19*, не допускаючи перемикання режиму при працюючій лебідці.

При збільшенні зусилля натягу канату більше 40 кН реле тиску *РД11* замикає контакти в ланцюзі управління розподільника *24*, який пропускає масло до порожнини управління розподільника *15*, переводить його в ліву позицію, підключаючи гідромотор *ГМ2* на паралельну роботу з гідромотором *ГМ1*. При зменшенні натягу канату нижче 40 кН реле тиску *РД10* перемикає розподільник *24*, з'єднуючи порожнину управління розподільника *15* зі зливом. У правій позиції розподільник *15* замикає обидва відводу гідромотора *ГМ2* на одну гідролінію, виводячи його цим з роботи.

При витравленні заданої довжини швартовного канату кінцевий вимикач впливає на кулачок розподільника *16*, перемикає його у верхню позицію, підводячи масло у верхню порожнину гідроциліндру *17* і включає гальмо барабана. Реле тиску *РД9* включає звукову та світлову сигналізацію.

Для зупинки лебідки насос *НІ* встановлюється в положення нульової подачі. Кінцевий вимикач розриває ланцюг управління розподільника *22*, який поєднує гідроциліндри стопорів *20* зі зливом. Розподільник *19* звільняється для перемикання на інший режим. Для роботи турачки перемикач *19* встановлюється в положення *Г* – "турачка". Масло через відвід *Б* надходить у верхню порожнину гідроциліндру *17*, включаючи гальмо барабана. Обертанням маховика *15* барабан роз'єднується з вантажним валом, а турачка з'єднується. Через відвід масла надходить на включення розподільника *И*, насос *НІ* поєднується з гідромоторами *ГМ1* і *ГМ2*, які в цьому режимі працюють спільно незалежно від навантаження.

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.02	Арк.
											25

Для роботи в автоматичному режимі золотниковий розподільник 3 включається на потрібне тягове зусилля. У ручному режимі, працюючи барабаном, вибирають слабіну канату і встановлюють насос *НІ* в положення нульової подачі переключенням рукоятки керування в положення "стоп". Перемикач режимів 19 встановлюють в положення *А* – "автомат", барабан розгальмовується, розподільник 9 поєднує акумулятор 5 з гідромоторами. Обертанням рукоятки на корпусі редуктора задають припустиму довжину витравлювання канату. Електродвигун насоса *НІ* на цьому режимі вимикають.

Під час роботи лебідки стежать за показаннями манометрів 14, розподільником 13 що підключається автоматично до напірної магістралі і характеризують тягове зусилля швартовного канату. Манометри 23 фіксують тиск в системі управління, манометри 21 – в трубопроводі стопорного пристрою перемикача режимів.

До гідроліній насоса *НІ* під'єднано манометри 12. Сигналізація спрацьовує при відключенні лебідки з автоматичного режиму в результаті витравлювання граничної довжини канату, відмов електрообладнання, а також при зниженні тиску в системі управління і переповненні дренажного баку. Звуковий сигнал включають натисканням кнопки, світловий – вимикається тільки після усунення несправності і повторного включення лебідки в автоматичний режим.

При виведенні лебідки з роботи рукоятки управління насосом *НІ*, перемикачі режимів 19 і перемикачі зусиль 3 встановлюють у положення "стоп"; закривають запірні клапани пульта управління та відключають електродвигуни насосів. Відкриттям клапана 7 перепускають масло з гідроакумулятора 5 в пневмобак 2 і закривають запірні клапани гідроакумулятора, пневмобаку та дренажної станції; знімають напругу з живлячих фідерів.

2.3 Якірно-швартовні лебідки

Якірно-швартовна лебідка фірми "Норвинч" (рис. 2.3) з гідравлічним приводом забезпечує виконання наступних операцій: віддачу і вибирання якоря при управлінні з місцевого поста; дистанційну віддачу якоря з ходового містка;

Підп. і дата		Інв. № збл.		Взам. інв. №		Підп. і дата		Інв. № ориг.	
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата 12.КР.135.6119м.03.ПЗ.02 Арк. 26									

швартовні операції за допомогою турачки; автоматична підтримка заданого натягу швартовного канату барабаном.

Лебідку змонтовано на рамі 15. Її робочий вал покладено у трьох підшипниках ковзання в стійках 5 і приводиться в обертання пластинчастим гідромотором 3 через одноступінчатий циліндричний редуктор 4. Ланцюгова зірочка 7 і швартовний барабан 11 виконано заодно з гальмівними шківками і вільно посаджено на вал, з яким можуть з'єднуватися кулачковими муфтами 8 і 9. У вільному стані зірочка 7 і барабан 11 гальмуються стрічковими гальмами 6 і 10 з маховиками управління 14 і 13. Турачка 12 сидить на валу на шпонці.

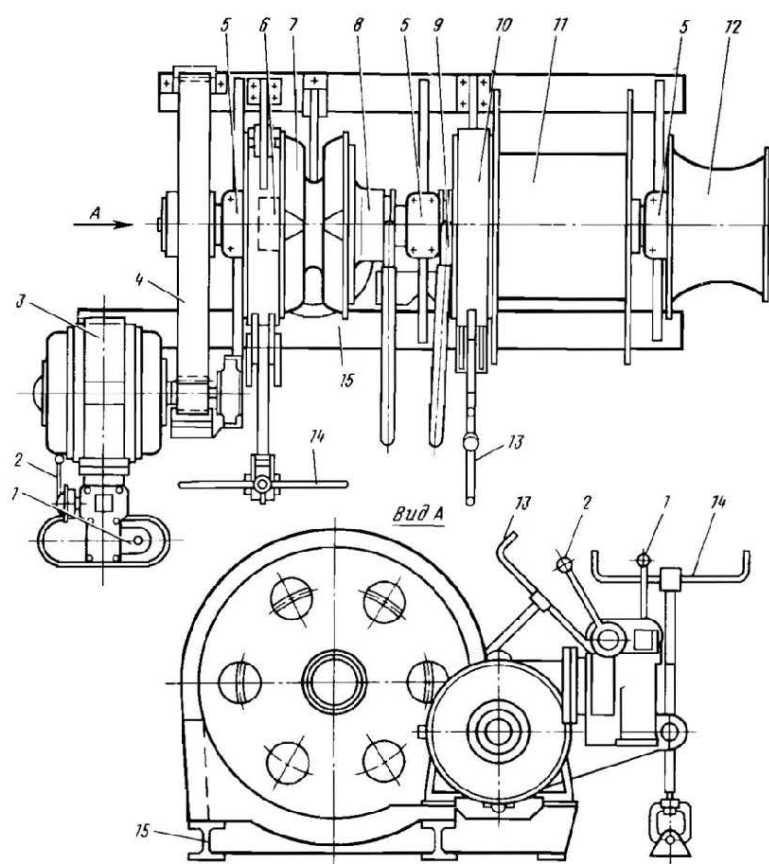


Рисунок 2.3 – Якірно-швартовна лебідка фірми "Норвинч"

Керування лебідкою здійснюється рукояткою 2 ступеневої зміни швидкості і тягового зусилля і рукояткою 1 реверсу. Віддача якоря вільним травленням ланцюга відбувається при вимкненій муфті 8. Швидкість віддачі регулюється стрічковим гальмом 6, керованим вручну або від гідроприводу. Підйом якоря здійснюється гідромотором 3 при увімкненій муфті 8. Вимірювання довжини

Підп. і дата	
Інв. № збл.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.02

Арк.
27

витравленого ланцюга здійснюється пристроєм, що складається з магнітів, встановлених на зірочці, і датчика, змонтованого на рамі. Датчик збуджується рухомими магнітами. Його імпульси передаються на покажчик, стрілки якого зміщуються в напрямку руху ланцюга. Велика стрілка фіксує довжину витравленого ланцюга в метрах, мала – у смичках. При підготовці до дії необхідно перевірити положення стрілок і при необхідності встановити їх на нуль.

Дистанційне керування гальмом ланцюгової зірочки з ходового містка здійснюється за допомогою електрогідравлічної системи (рис. 2.4), що складається з шестерневого насосу 3 з фільтром 2 і запобіжним клапаном 1 на нагнітальному трубопроводі, золотникового розподільника 16 і гідромотора 7, який через редуктор 13 і муфту 12 з гідравлічним управлінням приводить в обертання гальмівний гвинт 10 з ходовою гайкою 11, що впливає на важіль 9. Верхня позиція розподільника 16 відповідає затисненню гальма 8.

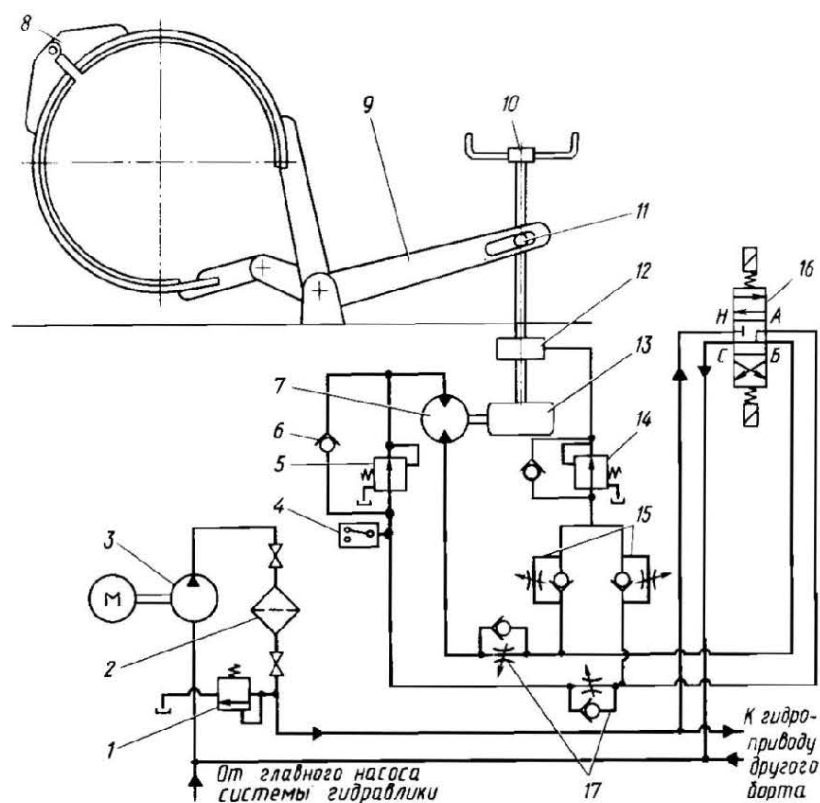


Рисунок 2.4 – Схема гідравлічної системи гальмівного пристрою якірно-швартовної лебідки фірми "Норвінч"

Масло з нагнітального трубопроводу надходить в напрямку *Н-А* через редукційний клапан 5, понижуючий тиск з 3,0 до 1,9 МПа, до гідромоторів 7. Шляхом зниження тиску та крутного моменту гідромотора запобігається різке гальмування і перевантаження гвинта 10 під дією гальмівного зусилля. Через безповоротні клапани 15 і редукційний клапан 14, понижуючий тиск до 1,5 МПа, масло надходить на включення муфти 12.

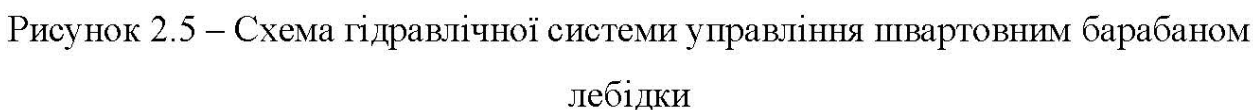
Зливна порожнина гідромотора 7 з'єднується через розподільник 16 в напрямку *Б-С* зі всмоктувальним трубопроводом насосу 3. При гальмуванні тиск у напірному трубопроводі різко зростає. Повної затяжки гальмівної стрічки відповідає тиск 4,5 МПа, при якому реле тиску 4 розмикає контакти ланцюга управління розподільника 16, який пружиною встановлюється у середню позицію, поєднуючи відводи *А* і *Б* з всмоктувальним трубопроводом насосу 3. При падінні тиску у напірному трубопроводі відбувається вимикання муфти 12. Швидкість її виключення регулюється дросельними клапанами 15.

Нижня позиція розподільника 16 відповідає віджиманню гальма. Масло надходить до гідромоторів в напрямку *А-Б* і відводиться через безповоротний клапан 6 і розподільник 16 в напрямку *А-С* до насосу 3. Дросельно-неповоротні клапани 17 слугують для регулювання частоти обертання гідромотора і гальмівного гвинта 10, яка повинна становити 20 обертів за 10 с при затягуванні гальма і 15 обертів за 10 с при його віддачі. Завдяки наявності дросельних клапанів 17 на нагнітальному трубопроводі відбувається включення муфти 12 до розгону гідромотору 7. При зміні напрямку обертання гвинта 10 і реверсуванні гідромотору 7 на затяжку гальма в напірному трубопроводі короткочасно різко зростає тиск. Для того щоб запобігти в цей період вимикання розподільника 16 під дією реле тиску 4, в ланцюзі управління встановлено реле часу. Дистанційне керування віддачею якоря проводиться аналогічно описаному раніше.

Керування швартовним барабаном лебідки здійснюється за допомогою гідравлічної системи (рис. 2.5), яка має два гвинтових насоса 9 з безповоротними клапанами 10 і запобіжним клапаном 8 на нагнітальному трубопроводі; фільтр 7 і розширювальний бак 6 на всмоктуючому трубопроводі; гідромотор 1, керований

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк.	
										12.KP.135.6119м.03.ПЗ.02	29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

ІНД. № ориг.	Підп. і дата	Взам. ІНД. №	ІНД. № зчдл.	Підп. і дата



					<i>12.КР.135.6119м.03.ПЗ.02</i>	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

трубопроводу в напрямку *Н-А* надходить до робочих порожнин *Я* і *М* гідромотору, змінюючи його напрям обертання. Відведення масла відбувається в напрямку *Б-С*. Зміна позиції розподільника 2 у цьому режимі не змінює швидкості травлення канату.

Для роботи лебідки в режимі автоматичного натягу канату розподільники 2, 3 встановлюються в режим "вибирати" з номінальним тяговим зусиллям (див. рис. 2.5, *в*). Барабан 12 отримує обертання проти годинникової стрілки. Клапан 4 автоматичного натягу канату обертанням маховика встановлюється на задане тягове зусилля, що фіксується стрілкою на шкалі. За допомогою цього клапану в нагнітальному трубопроводі підтримується тиск, відповідний обраному тяговому зусиллю гідромотору 1, при цьому частина рідини перепускається в трубопровід 5. При вирівнюванні зусилля натягу канату і тягового зусилля гідромотору гідромотор і барабан зупиняються, а масло з нагнітального трубопроводу 11 через клапан 4 повністю перепускається у всмоктуючий трубопровід 5. Якщо зусилля натягу канату виявиться менше тягового зусилля гідромотору, він буде вибирати канат до моменту вирівнювання зусиль. При перевищенні зусилля натягу канату над тяговим зусиллям барабан 12 під дією зовнішньої сили змінить напрямок обертання і буде травити канат. Гідромотор 1 перейде в насосний режим і буде всмоктувати масло з трубопроводу 5 в напрямку *С-А* і нагнітати в напрямку *Б - Н* (рис. 2.5, *в*) у трубопровід 11, звідки воно буде перепускають клапаном 4 в трубопровід 5. При досягненні заданого зусилля натягу канату знову встановиться його рівновагу з тяговим зусиллям гідромотору.

Напівавтоматична система управління віддачею якоря якірно-швартовної лебідки встановлено на теплоходах типу "Астрахань". Якірно-швартовна лебідка має електричний привід і складається з автоматичної швартовної лебідки, турачкі і якірної приставки з напівавтоматичним управлінням віддачею якорю.

Система управління якірною приставкою складається з наступних елементів: керуючого редуктора з приладом-показчиком; приладу, що задає число витравлених змичок; пневмогідравлічної системи управління гальмуванням.

Керуючий редуктор з приладом-показчиком (рис. 2.6) кріпиться до корпусу 1 якірною приставкою паралельно вісі зірочки, отримує обертання від її вала

Підп. і дата Інв. № змін. Взам. інв. № Підп. і дата Інв. № ориг.						Арк. 31
	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.02					
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

через вал-шестерню 2 і передає його на водило 4, що сидить на консольному валу 3 на підшипниках кочення. Водило, обертаючись проти годинникової стрілки, переносить в цю ж сторону сателіти 5, що входять у зачеплення з нерухомим вінцем 6 і отримують від цього обертання за годинниковою стрілкою, яке передається на рухливий вінець 7 і сельсин 8. Передаточне число редуктора дуже велике через те, що сателіти обертаються в бік, протилежний своєму поступальному переміщенню. Тому вал сельсина-датчика 8 при віддачі одного метра ланцюга повертається на Γ . Вал сельсина-приймача вказівного приладу на містку повертається на такий же кут, фіксуючи довжину відданої якір-ланцюга за шкалою.

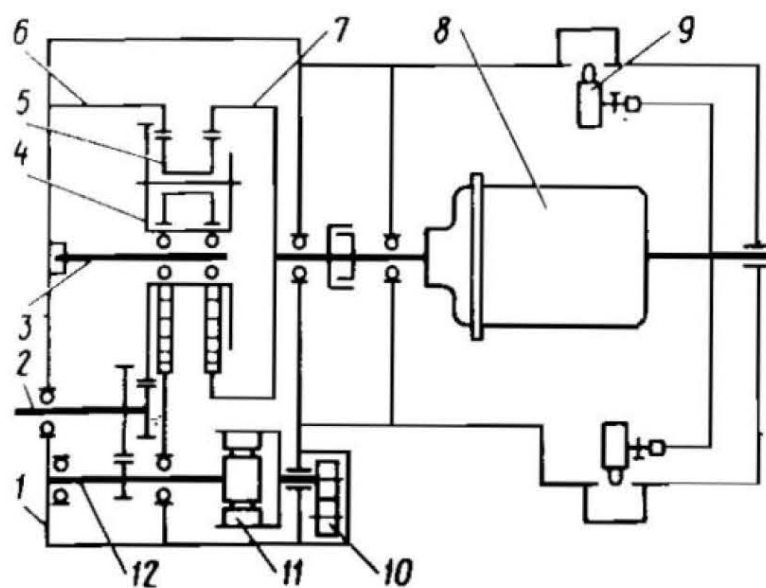


Рисунок 2.6 – Керуючий редуктор

На валу сельсина-датчика 8 закріплено керуючий диск з двома кулачками 9. Один з них, впливаючи на мікрореле, приводить в готовність дистанційну систему управління, інший - припиняє віддачу перед виходом останньої змички якір-ланцюга.

Через вал 12 і обгону муфту 11 здійснюється привід шестерневого насоса 10. Муфта передає обертання насоса тільки при віддачі якоря.

У корпусі задатчика-індикатора (рис. 2.7) встановлено сельсин-приймач 6, стрілка 4 якого фіксує за шкалою 2 довжину витравленого якір-ланцюга. Для того

Підп. і дата	
Інв. № змін.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.02

Арк.

32

щоб запрограмувати потрібне число змичок до віддачі, слід натиснути ручку 3, ввести в зачеплення муфту 1 і шестерні 12 і 11. При повороті ручки 3 будуть повертатися шкала 2 і через шестерню 10 передачі поворотна площадка 8 з мікровимикачем 9. До того моменту, коли шкала 2 повернеться щодо стрілки 4 і вкаже задаване кількість змичок, мікровимикач повернеться на відповідний кут щодо кулачка 7 на валу сельсина-приймача 6. При віддачі заданого числа змичок мікровимикач розімкне контакти ланцюга управління гальмуванням зірочки. Вимикачем 5 включається підсвічування шкали.

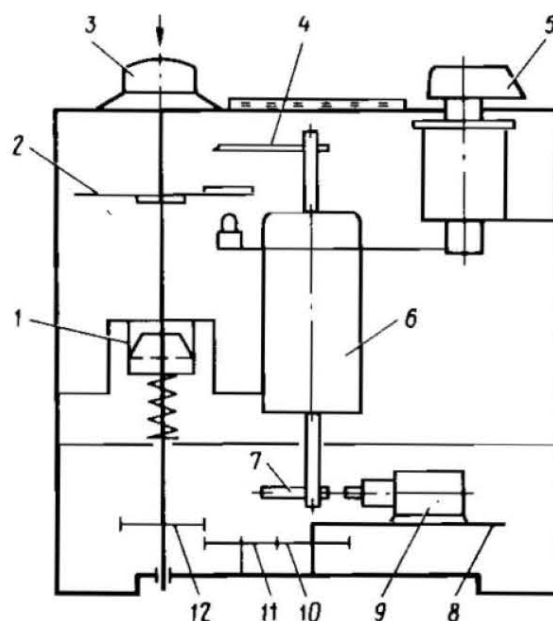


Рисунок 2.7 – Задатчик-індикатор

У пневмогідравлічній системі управління гальмуванням (рис. 2.8) управління стрічковим гальмом 8 якірною зірочки здійснюється за допомогою гідроциліндру 7 двосторонньої дії. При переміщенні поршня гідроциліндра вліво відбувається розгальмовування. При переміщенні поршня вправо відбувається загальмування під дією тиску масла і пружини.

При віддачі якоря стиснене повітря, що надходить через редукційний клапан 15, замикає контакти реле тиску 14 в ланцюзі управління допоміжного золотникового розподільника 12. Через золотниковий розподільник 13 повітря надходить в нижній циліндр бустера 11. Масло, витісняється при цьому з верхнього циліндра бустера, послідовно пройшовши через дросельні клапани 10 і 9, надійде в гідроциліндр 7 на розгальмовування. Безповоротний клапан 6 перешкоджає витоку масла при

Підп. і дата	
Інв. № збл.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.02

змичок витравлено. Віддача якоря може бути перервана натисканням кнопки "стоп" на баку або на містку. При наступному натисканні кнопки "віддача якоря" маневр продовжиться.

Управління вибиранням якоря здійснюється на баку.

Інв. № ориг.	Підп. і дата				Взам. інв. №	Інв. № зцікл.	Підп. і дата													
<table border="1"> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> <td rowspan="2">12.KP.135.6119м.03.ПЗ.02</td> <td>Арк.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>35</td> </tr> </table>								Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.02	Арк.						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.02	Арк.														
						35														

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ШВИДКОСТІ ТА НАПРЯМУ ВІТРУ НА ЗОВНІШНІ СИЛИ, ЯКІ ДІЮТЬ НА CNG-ГАЗОВОЗ ПІД ЧАС ЙОГО СТОЯНКИ НА ШВАРТОВИХ

3.1 Розрахунок характеристики постачання

3.1.1 Вихідні дані для проектування якірно-швартового пристрою.

Контейнеромісткість – 1400 TEU (на палубі – 420 TEU; в трюмі – 980 TEU);

Довжина судна між перпендикулярами $L=197,18$ м;

Ширина судна: $B = 36,8$ м;

Висота борту судна: $D = H = 14,4$ м;

Осадка судна: $d = T = 7,88$ м;

Коефіцієнт загальної повноти корпусу судна: $C_b = 0,851$;

Теоретична шпация судна: $\Delta L = \frac{L}{20} = \frac{197,18}{20} = 9,86$ м.

3.1.2 Визначення площі парусності судна.

Визначимо площу парусності судна A в границях його довжини L , рахуючи від літньої вантажної ватерлінії.

Схеми загального розташування CNG-контейнеровозу та його надбудов показано на рис. 3.1 и 3.2.

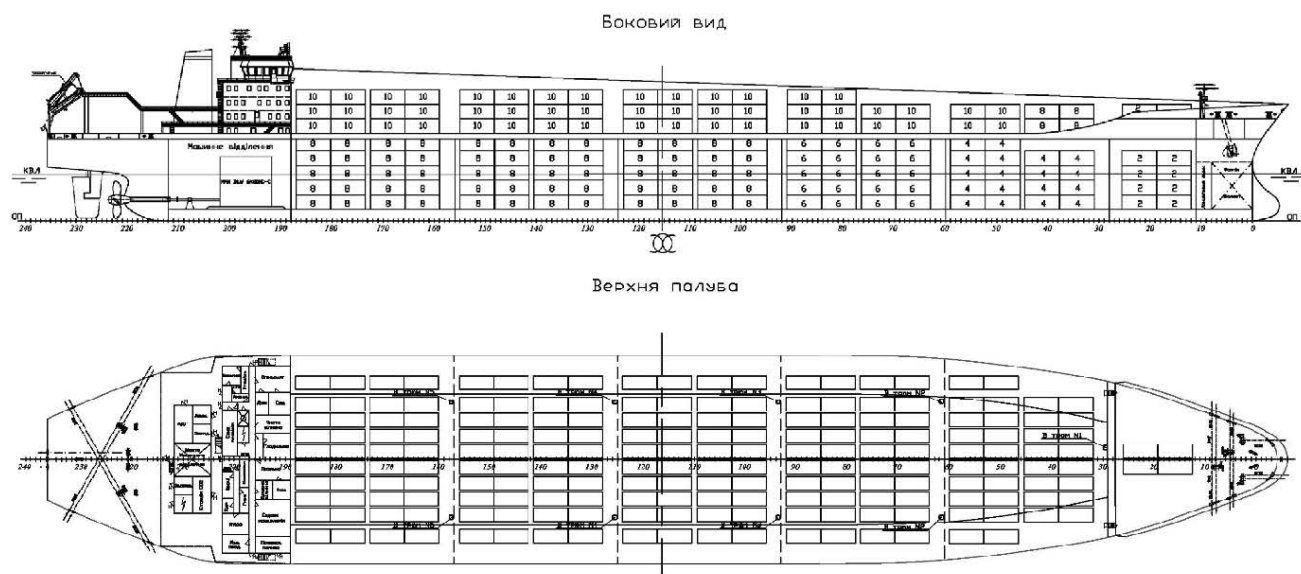


Рисунок 3.1 – Схема загального розташування CNG-контейнеровозу

Інв. № ориг. Підп. і дата Взам. інв. № Інв. № дубл. Підп. і дата					Арк. 37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.03

$$h = (D - d) + \sum_{i=1}^n h_i = 6,52 + 5 \cdot 2,5 = 19,02 \text{ м};$$

де

d – висота від ЛГВЛ до палуби першого ярусу надбудови (висота надводного борту), м:

$$(D - d) = 14,4 - 7,88 = 6,52 \text{ м};$$

$A = S_K + S_H$ – площа парусності, м^2 ;

$$A = S_K + S_H = 1405,6 \text{ м}^2;$$

S_K – площа проекції надводної частини корпусу на ДП, м^2 :

$$S_K \approx (D - d)L = (14,4 - 7,88) \cdot 197,18 = 1285,6 \text{ м}^2;$$

S_H – площа проекцій надбудов на ДП, м^2 .

3.2 Швартовні пристрої

3.2.1 Швартовні канати. Швартови мають бути міцними, здатними витримати багаторазові динамічні навантаження, легкими, гнучкими, стійкими до впливу морської води, нафтопродуктів, сонця, бактерій.

Обрано канати – синтетичні.

Розривне зусилля швартовного канату повинно бути не менше $T_p = 324 \text{ кН}$.

Приймаю швартовні капронові канати потрійної завивки підвищеної міцності. Розривне зусилля такого канату у цілому $T_p = 337 \text{ кН}$.

Діаметр канату: $d = 48 \text{ мм}$.

3.2.2 Визначення розмірів та кількості швартовних канатів. Кількість, довжина та розривне зусилля у цілому швартовних канатів визначаються в залежності від характеристики постачання $N_c = 2754,58 \text{ м}^3$.

Підп. і дата					12.KP.135.6119м.03.ПЗ.03	Арк. 39	
	Інв. № змін.						
		Взам. інв. №					
			Підп. і дата				
Інв. № ориг.							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

розривне зусилля в цілому $T_p = 337$ кН.

Загальна кількість швартовів – 10.

Маса кнехта: $M = 290_{\text{кг}}$.

$T = T_0 e^{-2nf\alpha}$, де T_0 - зусилля у швартовному канаті до кнехта, Н, n - кількість шлагів, $f = 0.10 \dots 0.15$ - коефіцієнт тертя ковзання для сталевих канатів, $\alpha = 3.8 \dots 3.9 (rad)$ - кут охоплення туб кнехта для подвійних кнехтів.

Підп. і дата	Приймаю кнехт прямий зварний з фундаментом. Максимальна довжина кола капронового канату $l = 150\text{мм}$. Розміри: $D = 280\text{мм}$; $L = 1180\text{мм}$; $B = 450\text{мм}$; $H = 620\text{мм}$. Маса кнехта: $M = 290\text{кг}$. Швартов вкладають на кнехт шлагами (вісімками). Зусилля у гілці, що збігає зменшується за рахунок тертя швартова об кнехт. Для того, щоб одна людина могла утримати канат, накладається на кнехт 6...8 шлагів. Це визначає висоту тумби кнехта. Натяг у гілці, що збігає швартовного канату визначається за формулою Ейлера $T = T_0 e^{-2nf\alpha}$, де T_0 - зусилля у швартовному канаті до кнехта, H, n - кількість шлагів, $f = 0.10...0.15$ - коефіцієнт тертя ковзання для сталєних канатів, $\alpha = 3.8...3.9(\text{рад})$ - кут охоплення тумб кнехта для подвійних кнехтів.
Інв. № докл.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

					12.КР.135.6119м.03.ПЗ.03	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Рівнодіюча натягів у всіх шлагах, яка викликає згин тумби, $R_0 = 2.5T_0$. Ця сила прикладена до половини висоти тумби і використовується для розрахунків міцності кнехтів. Відстань між осями тумб кнехта $l = 25d = 25 \cdot 48 = 1200\text{мм}$ – для капронового канату.

При дії у швартовному канаті розривного зусилля напруження в тумбах кнехта не повинно перевищувати 0,95 верхньої границі плинності матеріалу (сірого чавуна). Якщо натяг у швартові призводить до перевантаження кнехта, то він повинний закріплюватись на кількох кнехтах.

3.2.4 Кіпові планки. Велике поширення отримали закриті кіпові планки з намітками та роульсами. Закриті кіпові планки дозволяють приймати швартовний канат з будь-якого напрямку. Кіпові планки встановлюють на фальшборті (у ниші фальшборту) чи на палубі.

Приймаю закриту кіпову планку з наміткою і роульсами.

Закрита кіпова планка з наміткою та роульсами П-190.

Максимальна довжина кола капронового канату $l = 150\text{мм}$.

Розміри: $L = 1150\text{мм}$; $B = 340\text{мм}$; $H = 385\text{мм}$; $l_2 = 500\text{мм}$; $D = 190\text{мм}$.

Маса кіпової планки $M = 400\text{кг}$.

3.2.5 Швартовні ключи. Для роботи з шпилем встановлюють шестироульсні ключи з наступними основними характеристиками:

Шестироульсний швартовний ключ.

Максимальне роульсне зусилля канату у цілому $T_p = 250\text{кН}$.

Маса ключа не більше $M = 630\text{кг}$.

Розміри:

$D = 180\text{мм}$; $d = 60\text{мм}$; $d_1 = 65\text{мм}$; $d_2 = 50\text{мм}$; $B = 560\text{мм}$; $H = 930\text{мм}$; $h = 480\text{мм}$; $h_1 = 740\text{мм}$; $h_2 = 110\text{мм}$; $h_3 = 540\text{мм}$; $L = 760\text{мм}$; $W_1 = 300\text{мм}$; $W_2 = 150\text{мм}$.

Шестироульсні швартовні ключи встановлюємо у кількості семи штук на кожний борт, тобто для швартовних канатів, які подаються з барабанів шпіля та лебідок. Розносимо три ключи у ніс та чотири у корму.

Підп. і дата Інв. № збл. Взам. інв. № Підп. і дата Інв. № ориг.						Арк. 41
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Розміри: $W_1 = 320\text{мм}$; $W_2 = 225\text{мм}$; $L = 680\text{мм}$; $B_1 = 360\text{мм}$; $B_2 = 90\text{мм}$;
 $H_1 = 585\text{мм}$; $H_2 = 415\text{мм}$; $R = 180\text{мм}$.

3.2.6 *Стопори для швартовних канатів.* Для перенесення швартовних канатів під навантаженням з барабанів швартовних механізмів на кнехти застосовуються переносні та стаціонарні стопори. Переносні стопори бувають цепні та клинові.

Клинові стопори, які утримують канат затисненням клинових вкладинок, надійніші за цепні. Вкладники для сталевих канатів відрізняються від вкладинок для рослинних та синтетичних канатів тим, що мають канавки, які відповідають зовнішній поверхні канату. Стопор кріпиться до палубного обуха за допомогою цівки.

Руйнівне навантаження швартовних стопорів повинно бути не менше за 0,15 розривне зусилля канату, задля якого він призначений:

$$T_{\text{pH}} = 0,15 \cdot 337 = 50\text{KH.}$$

Приймаю стопор переносний клиновий для неметалевих канатів

Допустиме навантаження $T_d = 50$;

Максимальна довжина кола капронового каната $l = 150\text{мм}$.

Розміри: $L = 1310\text{мм}$; $L_1 = 200\text{мм}$; $L_2 = 174\text{мм}$; $B = 228\text{мм}$; $B_1 = 450\text{мм}$;
 $H = 290\text{мм}$; $D = 38\text{мм}$; $d_1 = 14\text{мм}$; $d_2 = 16\text{мм}$; $d_3 = 20\text{мм}$.

Маса $M = 28$ кг.

3.2.7 *В'юшки*. На морських суднах зазвичай використовують в'юшки з горизонтальним розташуванням барабана. Конструктивні особливості в'юшки визначаються діаметром барабана та довжиною канатів, що обслуговуються.

ІНД. № ориз.	Підпн. і дата	Взам. ІНД. №	ІНД. № зчдл.	Підпн. і дата

Зовнішні сили, які діють на судно (рис. 3.2), складаються з вітрового навантаження і сил, обумовлених течією. Вітрове навантаження R_v з достатньою точністю може бути визначена по формулі:

де $\rho_{\text{в}}$ – масова щільність повітря; $v_{\text{в}}$ – швидкість вітру; A – площа проекції надводної частини корпусу судна на площину міделя; B – площа проекції на діаметральну площину; $\theta_{\text{в}}$ – кут між напрямом вітру і діаметральною площиною; c – аеродинамічний коефіцієнт:

$$c = 1,2 - 0,083 \cdot \cos 2\theta_B - 0,25 \cdot \cos 4\theta_B - 0,177 \cdot \cos 6\theta_B$$

Масова густина повітря:

$\rho_B = \frac{m}{V}$, де $V = 1 \text{ м}^3$ – об'єм повітря; $m = \frac{G}{g}$ – маса повітря ($G = 1,225 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^3}$ – вагова щільність повітря; $g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ – прискорення вільного падіння).

$$m = \frac{G}{g} = \frac{1,225}{9,81} = 0,1249 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}};$$

$$\rho_B = \frac{m}{V} = \frac{0,1249}{1} = 0,1249 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4};$$

$$A_{mid} = (D - d) \cdot B + \sum_{i=1}^n h_i b_i = (13,1 - 7,5) \cdot 21,6 + 3 \cdot 17,1 + 3,15 \cdot 17,1 + 17,1 \cdot 4,45 + 17,1 \cdot 2,6 + 17,1 \cdot 2,75 = 393,7 \text{ м}^2,$$

де $D = 13,1 \text{ м}$ – висота борту судна, $B = 21,6 \text{ м}$ – ширина судна, b_i – ширина ярусів надбудови, $d = 7,5 \text{ м}$ – осадка судна, h_i – висота ярусів надбудови.

$$B = 1086,3 \text{ м}^2.$$

Згідно з рис. 3.2 сила R_B напрямлена під кутом φ_B , град., до діаметральної площини. Цей кут розраховується за допомогою наступної залежності

$$\varphi_B = 90 \cdot \left(1 - 0,15 \cdot \left(1 - \frac{\theta_B}{90} \right) - 0,80 \cdot \left(1 - \frac{\theta_B}{90} \right)^2 \right)$$

3.4 Дослідження залежності зовнішніх сил від швидкості та напрямку вітру

Згідно з завданням швидкість вітру змінюється у діапазоні 3...9 балів. Згідно до шкали Бофорта 3 бали відповідає швидкості вітру 3,4...5,2 м/с, а 9 балів – 18,3...21,5 м/с. Приймаємо досліджуваний діапазон швидкості вітру – [3,4...21,5] м/с. Діапазон кутів θ_B прийнято від 0° до 180° .

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № звіт.	Підп. і дата						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.03					45

Залежність кута φ_B від кута між напрямом вітру і діаметральною площиною θ_B відображено на рис. 3.3.

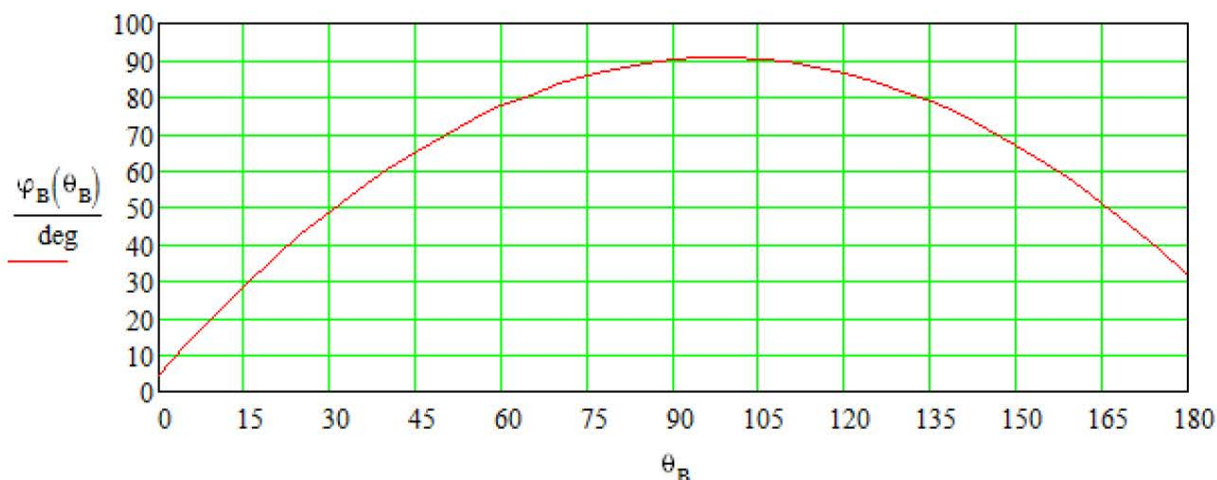


Рисунок 3.3 – Залежність кута φ_B від θ_B

З розрахунку видно, що при $\theta_B = 90^\circ$ кут φ_B дорівнює 90° .

Максимальне значення $\varphi_B = 90,63^\circ$ при $\theta_B = 98^\circ$.

Результати розрахунку залежності зовнішніх сил від кута θ_B для сили вітру від 3 до 9 балів відображено на рисунках 3.4 та 3.5.

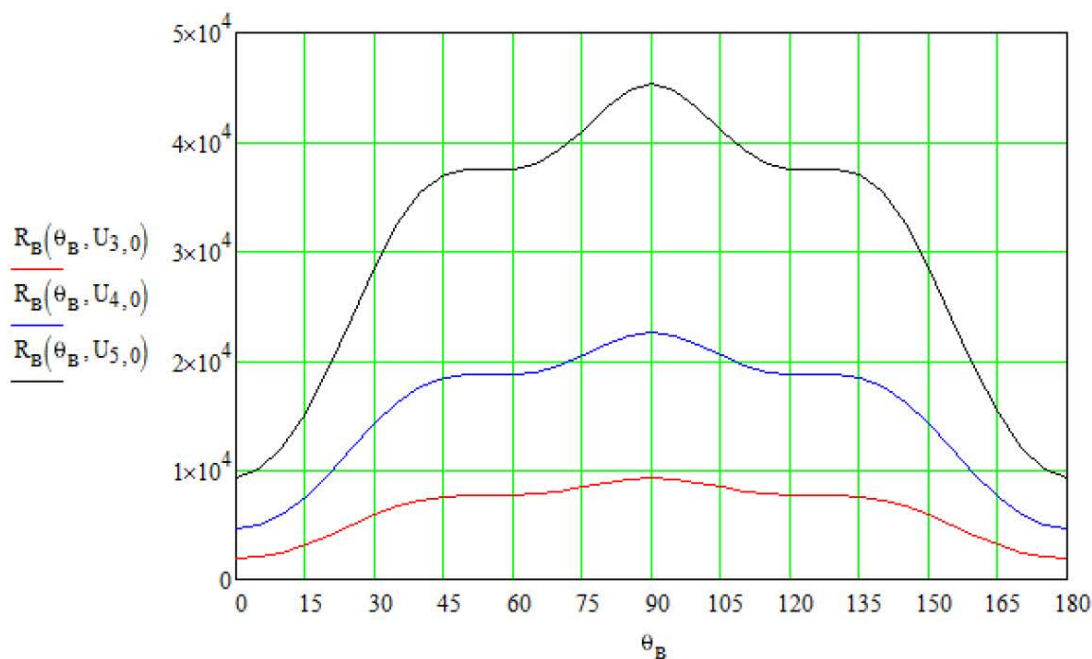


Рисунок 3.4 – Залежність величини вітрового навантаження від кута від θ_B для сили вітру 3, 4 і 5 балів

Підп. і дата	
Інв. № змін.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.03

Арк.

46

З розрахунків видно, що максимальне значення вітрового навантаження відбувається при $\theta_v = 90^\circ$. Для кутів θ_v від 45° до 60° , та від 120° до 135° ця сила майже не змінюється.

Від швидкості вітру вітрове навантаження змінюється по параболічному закону і ця тенденція не залежить від куту дії вітру на судно.

Інв. № ориг.	Підп. і дата				Інв. № змін.	Взам. інв. №	Інв. № змін.	Підп. і дата	Інв. № змін.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.03					Арк.
										48

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					

ІНВ. № ориз.	Підп. і дата	Взам. ІНВ. №	ІНВ. № зчџл.	Підп. і дата

$$T_i^H = \frac{R_B^H \cdot \sin^2 \alpha_i}{\sum_{i=1}^n \sin^3 \alpha_i},$$

$$T_i^K = \frac{R_B^K \cdot \sin^2 \beta_i}{\sum_{i=1}^n \sin^3 \beta_i},$$

The diagram illustrates the hydrodynamic forces and angles acting on a ship hull cross-section. The hull is shown in profile, with the bow pointing to the right. The horizontal axis is labeled X and the vertical axis is labeled Y . The center of buoyancy is marked with R_B . The center of resistance is marked with R_B^H . The distance from the bow to the center of resistance is l_H , and the distance from the center of resistance to the center of buoyancy is l_K . The total distance from the bow to the center of buoyancy is l . The hull is supported by a series of points labeled $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ on the left and $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ on the right. The angles α and β are indicated at the points of support.

Рисунок 4.1 – Розрахункова схема визначення зусиль в швартових канатах

$$R_B^H = \frac{R_B \cdot l_k}{l} = \frac{23140 \cdot 57,72}{135,8} = 9834 \text{ H},$$

$$R_B^K = \frac{R_B \cdot l_H}{l} = \frac{23140 \cdot 78,09}{135,8} = 13305 \text{ Н},$$

де $l_k = 57,72 \text{ м}$; $l_H = 78,09 \text{ м}$; $R_B = 23140 \text{ Н}$; $l = 135,8 \text{ м}$.

Кути між напрямками швартових канатів і діаметральною площиною судна:

$$\alpha_1 = 15^\circ, \alpha_2 = 30^\circ, \alpha_3 = 90^\circ, \alpha_4 = 45^\circ,$$

$$\beta_1 = 90^\circ, \beta_2 = 30^\circ.$$

Горизонтальні проекції зусиль носових швартових канатах:

$$\begin{aligned} T_1^H &= \frac{R_B^H \cdot \sin^2 \alpha_1}{\sin^3 \alpha_1 + \sin^3 \alpha_2 + \sin^3 \alpha_3 + \sin^3 \alpha_4} \\ &= \frac{9834 \cdot \sin^2 15^\circ}{\sin^3 15^\circ + \sin^3 30^\circ + \sin^3 90^\circ + \sin^3 45^\circ} = \frac{658,77}{1,49589} = 440,4 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_2^H &= \frac{R_B^H \cdot \sin^2 \alpha_2}{\sin^3 \alpha_1 + \sin^3 \alpha_2 + \sin^3 \alpha_3 + \sin^3 \alpha_4} \\ &= \frac{9834 \cdot \sin^2 30^\circ}{\sin^3 15^\circ + \sin^3 30^\circ + \sin^3 90^\circ + \sin^3 45^\circ} = \frac{2458,6}{1,49589} = 1643,6 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_3^H &= \frac{R_B^H \cdot \sin^2 \alpha_3}{\sin^3 \alpha_1 + \sin^3 \alpha_2 + \sin^3 \alpha_3 + \sin^3 \alpha_4} \\ &= \frac{9834 \cdot \sin^2 90^\circ}{\sin^3 15^\circ + \sin^3 30^\circ + \sin^3 90^\circ + \sin^3 45^\circ} = \frac{9834}{1,49589} = 6574,2 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_4^H &= \frac{R_B^H \cdot \sin^2 \alpha_4}{\sin^3 \alpha_1 + \sin^3 \alpha_2 + \sin^3 \alpha_3 + \sin^3 \alpha_4} \\ &= \frac{9834 \cdot \sin^2 45^\circ}{\sin^3 15^\circ + \sin^3 30^\circ + \sin^3 90^\circ + \sin^3 45^\circ} = \frac{4917,1}{1,49589} = 3287,1 \text{ Н}; \end{aligned}$$

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.05.ПЗ.04					51

$$T_1^K = \frac{R_B^K \cdot \sin^2 \beta_1}{\sin^3 \beta_1 + \sin^3 \beta_2} = \frac{13305 \cdot \sin^2 90^\circ}{\sin^3 90^\circ + \sin^3 30^\circ} = \frac{13305}{1,125} = 11826,9 \text{ Н};$$

$$T_2^K = \frac{R_B^K \cdot \sin^2 \beta_2}{\sin^3 \beta_1 + \sin^3 \beta_2} = \frac{13305 \cdot \sin^2 30^\circ}{\sin^3 90^\circ + \sin^3 30^\circ} = \frac{3326,3}{1,125} = 2956,7 \text{ Н};$$

Носовий притискний швартовний канат має мінімальну довжину, і при несприятливому розподілі зусиль натягнення в ньому може досягти найбільшого значення. Якщо ввести коефіцієнт динамічності $k_d = 1,5$, то $T_{i \max} = 1,11 \cdot R^{H(K)}$, де $R^{H(K)}$ – найбільше значення вітрового навантаження що доводиться на носові або кормові швартови.

$$R^{H(K)} = 11826,9 \text{ Н};$$

$$T_{i \max} = 1,11 \cdot R^{H(K)} = 1,11 \cdot 11826,9 = 13009,6 \text{ Н}.$$

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № збл.	Підп. і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.КР.135.6119м.05.ПЗ.04				
					Арк.				
					52				

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	12.КР.135.6119м.03.ПЗ.05	Літ.	Арк.	Аркуші
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Дослідження параметрів барабану та турачки швартовної лебідки в залежності від зусиль у швартовних канатах CNG-газовозу			
Студент	Чигирик О.О.							
Консульт.	Зайцев Вал.В.							
Керівник	Зайцев В.В.							
Зав.каф.	Зайцев В.В.							
						НУК ім. адм. Макарова		

5 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАНУ ТА ТУРАЧКИ ШВАРТОВНОЇ ЛЕБІДКИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЗУСИЛЬ У ШВАРТОВНИХ КАНАТАХ CNG- ГАЗОВОЗУ

В першу чергу від зусиль в швартовних канатах залежить їх діаметр. Для канатів різного виконання ця залежність злегка відрізняється, але загальна тенденція зберігається. Тому, як приклад прийнято канати трьохпрядні капронові (ГОСТ 12617-67).

Взаємна залежність довжини кола, діаметра і розривного зусилля для цих канатів представлена в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Канати капронові трьохпрядні

Довжина кола, l , мм	Діаметр, d , мм	Розривне зусилля (підвищена міцність), T_p , кН
25	8	11,55
30	10	14,2
35	11	19,7
40	13	26,6
50	16	41,8
60	19	59,0
70	22	79,9
80	26	103,7
90	29	137,0
100	32	158,8
115	37	210,0
125	40	235,7
150	48	337,0
175	56	457,6
200	64	578,0
225	72	731,0
250	80	899
275	88	1084,0
300	96	1291,0

Для проектового судна розривне зусилля швартовного каната
 $T_p = 337 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

Підп. і дата		Інв. № змін.		Взам. інв. №		Підп. і дата		Інв. № ориг.	
					Зм. Арк. № докум. Підпис Дата 12.KP.135.6119м.03.ПЗ.05 Арк. 54				

Відповідно, діаметр швартовного каната $d_k = 48 \cdot 10^{-3}$ мм.

Для дослідження залежності діаметра швартовного каната від його розривного зусилля побудую графіки залежності розривного зусилля від діаметра і діаметру від розривного зусилля. Ці графіки (рис. 5.1, 5.2) побудовані ґрунтуючись на даних табл. 5.1.

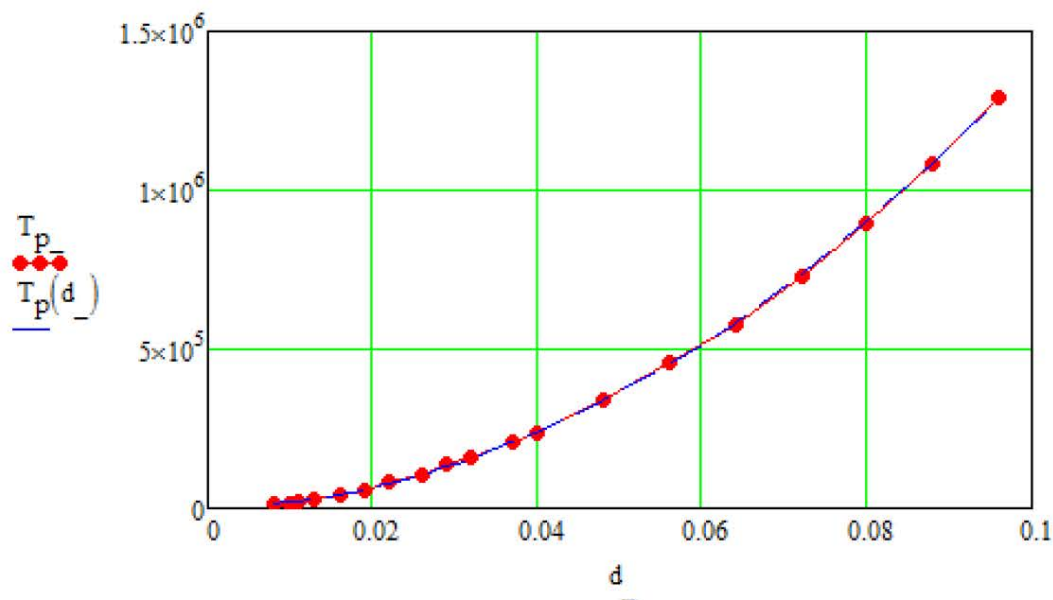


Рисунок 5.1 – Залежність розривного зусилля T_p , Н, від діаметра швартовного каната d , м

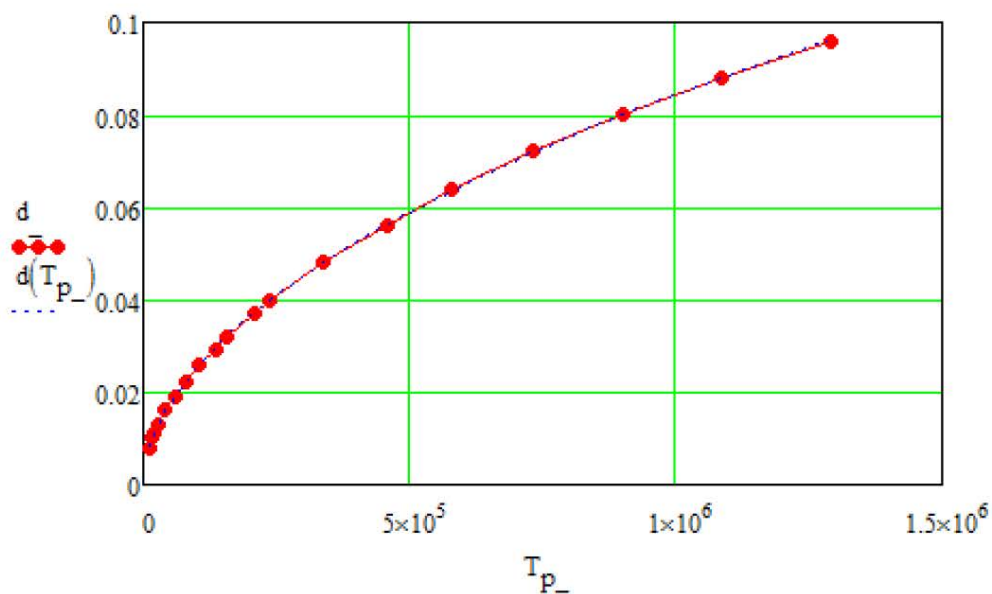


Рисунок 5.2 – Залежність діаметра швартовного каната d , м, від розривного зусилля T_p , Н

Інв. № ориг.	Підп. і дата				Арк. 55
	Взам. інв. №				
	Інв. № дубл.				
	Підп. і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.05

Рисунок 5.1 – Залежність розривного зусилля T_p , Н, від діаметра швартовного каната d , м

T_p (Н)	d (м)
0	0.010
100000	0.025
200000	0.032
300000	0.038
400000	0.045
500000	0.052
600000	0.058
700000	0.065
800000	0.072
900000	0.080
1000000	0.088
1100000	0.095
1200000	0.100

Рисунок 5.2 – Залежність діаметра швартовного каната d , м, від розривного зусилля T_p , Н

Графік, представлений на рис. 5.1 демонструє, що залежність розривного зусилля від діаметра параболічна. На основі цього висновку виконана параболічна апроксимація залежності $T_p(d)$

$$T_p(d) = -3353 + 7,666 \cdot 10^5 \cdot d + 1,318 \cdot 10^8 \cdot d^2.$$

Отже, зворотня залежність $d(T_p)$ може бути виражена формулою

$$d(T_p) = \frac{\sqrt{b^2 + 4 \cdot T_p \cdot c - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot c} - \frac{b}{2 \cdot c},$$

де

$$a = -3353; b = 7,666 \cdot 10^5; c = 1,318 \cdot 10^8.$$

Залежність довжини окружності швартовного каната від його розривного зусилля запишемо у вигляді

$$l(T_p) = \pi \cdot d(T_p).$$

Мінімальне значення діаметру вантажного барабану визначається як

$$D_{min}(T_p) = e \cdot d(T_p),$$

де

$e = 20$ – коефіцієнт для лебідок (ГОСТ 12617-67).

Для нашого судна,

$$D_{min} = e d_k = 20 \cdot 48 \cdot 10^3 = 0,96 \text{ м},$$

де

$e = 20$ – коефіцієнт для лебідок (ГОСТ 12617-67);

$d_k = 48 \cdot 10^{-3}$ – діаметр канату, м.

Інв. № ориг.	Підп. і дата				Арк.	
	Взам. інв. №					
	Інв. № збл.					
	Підп. і дата					
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					12.KP.135.6119м.03.ПЗ.05	56

$l(T_p) = \pi \cdot d(T_p).$

Мінімальне значення діаметру вантажного барабану визначається як

$D_{min}(T_p) = e \cdot d(T_p),$

де

$e = 20$ – коефіцієнт для лебідок (ГОСТ 12617-67).

Для нашого судна,

$D_{min} = ed_k = 20 \cdot 48 \cdot 10^3 = 0,96м,$

де

$e = 20$ – коефіцієнт для лебідок (ГОСТ 12617-67);

$d_k = 48 \cdot 10^{-3}$ – діаметр канату, м.

ІНД. № ориг.	Підп. і дата	Взам. ІНД. №	ІНД. № дубл.	Підп. і дата



Товщина δ' , м, стінки барабану при багатопаровому намотуванні канату може бути знайдено за формулою

$$\delta' = \xi_k k \delta.$$

Визначимо цей параметр для нашого судна

$$\delta' = \xi_k k \delta = 0,55 \cdot 3 \cdot 0,014 = 0,022,$$

де

$\xi_k = 0,55$ – поправочний коефіцієнт (залежить від кількості шарів укладання канату $\xi = [1 \quad 0,7 \quad 0,55 \quad 0,45]$);

$$\delta = \frac{S\psi}{t\sigma_{\text{доп}}} = \frac{112,3 \cdot 10^3 \cdot 0,75}{0,052 \cdot 120 \cdot 10^6} = 0,014 \quad - \quad \text{товщина стінки барабану при}$$

одношаровому намотуванні канату, м;

$$S = T_p/3 = 337 \cdot 10^3/3 = 112,3 \cdot 10^3 - \text{натяг канату, Н;}$$

$$T_p = 337 \cdot 10^3 - \text{розривне зусилля канату, Н;}$$

$\psi = 0,75$ – коефіцієнт зниження натягу канату (0,7 ... 0,8);

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_T}{2} = \frac{240 \cdot 10^6}{2} = 120 \cdot 10^6 - \text{припустимі напруження, Па;}$$

$$\sigma_T = 240 \cdot 10^6 - \text{межа плинності матеріалу барабану, Па.}$$

За допомогою наведених формул досліджено залежність товщини стінки барабану δ при одношаровому намотуванні канату та товщина δ' , м, стінки барабану при багатошаровому намотуванні канату від розривного зусилля в канаті T_p .

Результат цього дослідження відображено на рис. 5.5.

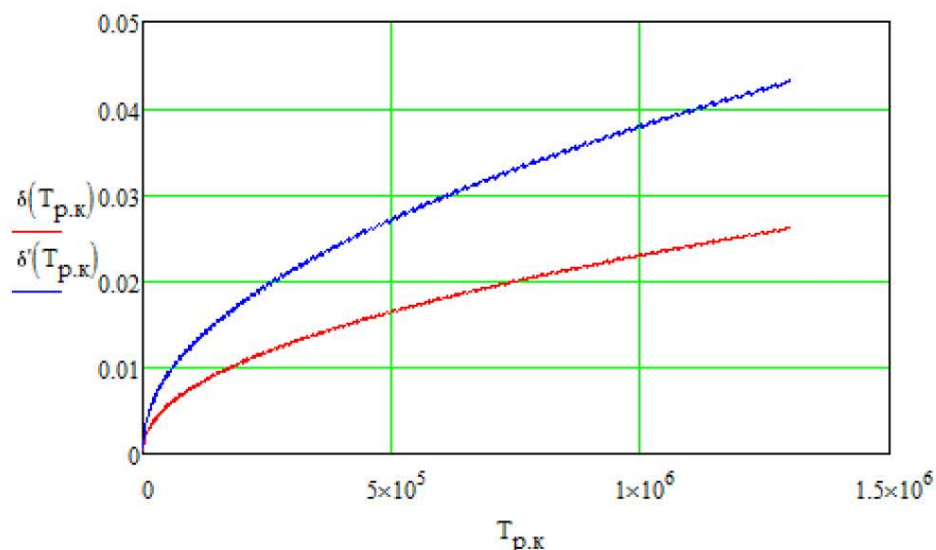


Рисунок 5.5 – Залежності товщини стінки барабану δ , м, при одношаровому намотуванні канату та товщина δ' , м, стінки барабану при багат шаровому намотуванні канату від розривного зусилля T_p , Н

Профілі турачок, що застосовуються як у вантажних лебідках, так і в інших палубних механізмах, стандартизовано. У відповідності зі стандартом розрізняють три типи турачок.

Тип А – турачки нормальні. Їх можна використовувати для сталевих, рослинних і синтетичних канатів.

Тип Б – укорочені турачки, які використовуються тільки для сталевих канатів. Їх застосовують у разі обмежень в довжині турачки.

Тип В – подовжені турачки. Вони можуть бути використані для сталевих, рослинних і синтетичних канатів. Ці турачки застосовують у механізмах рибопромислових суден.

З точки зору підвищення довговічності неметалічних канатів турачки типів А і В не рекомендуються для поперемінної роботи цих канатів зі сталевими, бо утворені сталевими канатами на поверхні турачки гострі гребені швидко перерізують неметалевий канат.

У табл. 5.2 наведено розміри найбільш поширених турачок типу А відповідно до рис. 5.6. Номер профілю турачки належить вибирати за найбільшим розміром

[illegible]

застосовуваного канату. За відсутності в табл. 5.2 розміру застосовуваного канату номер профілю турачки слід визначати за більшому розміру канату.

У якості матеріалу для турачок рекомендується сталь марки 35Л. Чавун марки СЧ21-40 застосовується для турачок механізмів, що встановлюються на суднах внутрішнього плавання.

У даному проекті прийнято турачку з профілем № 9.

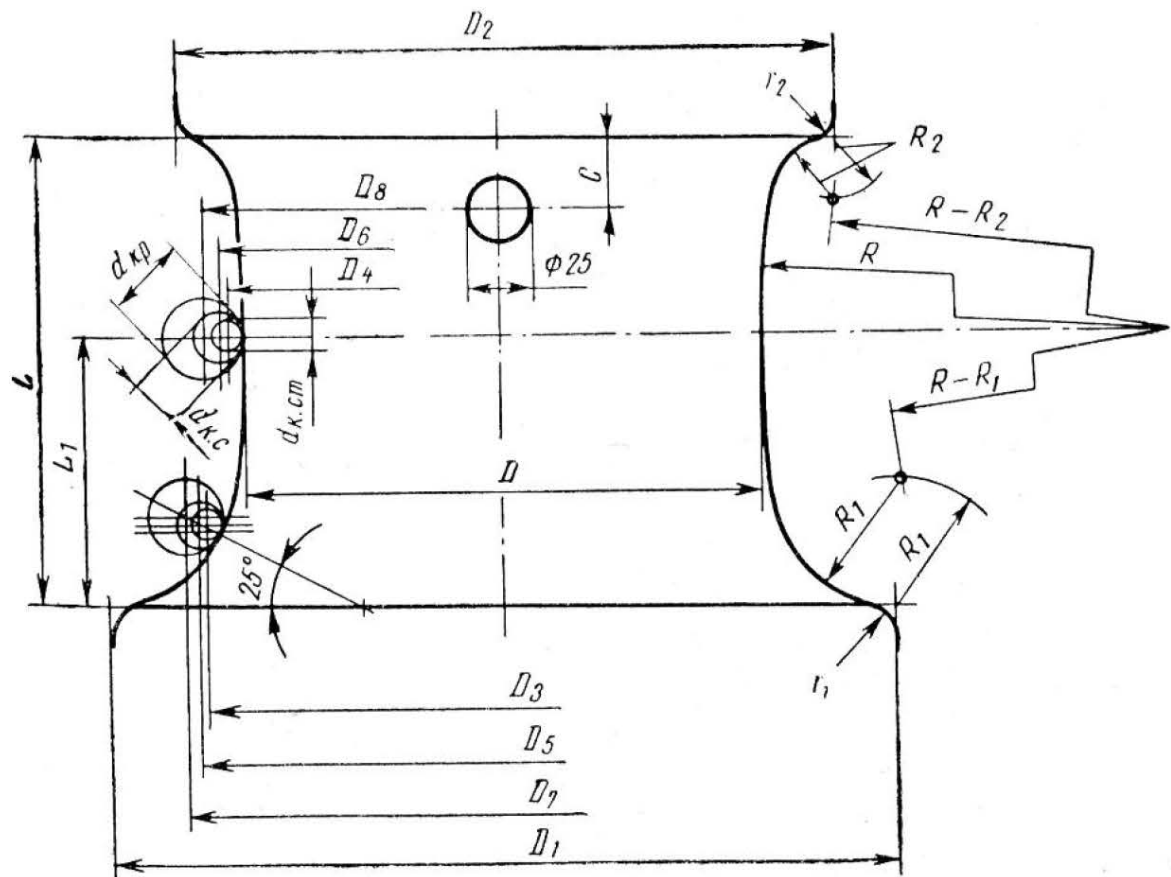


Рисунок 5.6 – Профіль турачок типу А

Спроектована лебідка повинна забезпечувати отримання номінальної швидкості v вибирання шкентеля з номінальним тяговим зусиллям S на всіх шарах намотування канату на барабан. Тому передавальне число механізму має бути визначено за заданій швидкості на першому шарі навивки канату. На всіх наступних шарах швидкість буде підвищеною і для роботи на них буде потрібно відповідно більша потужність двигуна. Її максимальне значення буде мати місце при намотуванні канату на останньому шарі, за швидкості на якому

Інв. № ориг.	Підп. і дата				Арк.
	Взам. інв. №				
	Інв. № змін.				
	Підп. і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	61

Рисунок 5.6 – Профіль турачок типу А

Спроектована лебідка повинна забезпечувати отримання номінальної швидкості v вибирання шкентеля з номінальним тяговим зусиллям S на всіх шарах намотування канату на барабан. Тому передавальне число механізму має бути визначено за заданій швидкості на першому шарі навивки канату. На всіх наступних шарах швидкість буде підвищеною і для роботи на них буде потрібно відповідно більша потужність двигуна. Її максимальне значення буде мати місце при намотуванні канату на останньому шарі, за швидкості на якому

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.05

і слід було б підбирати двигун. Однак найбільша ймовірність роботи лебідки - на проміжних парах, і тому зазвичай двигун підбирають за швидкістю на середньому шарі. Враховуючи, що в лебідках найбільш часто використовують два-три шари навивки, підбір двигуна і розрахунок міцності деталей лебідок роблять за швидкістю і моменту на другому шарі навивки канату на барабан.

Таблиця 5.2 – Розміри робочого профілю турачок типу А, мм

№ профілю	Найбільші розміри			Розміри елементів профілю										Розрахунковий діаметр витка канату						Відстань с
	Діаметр ст. канату	довжина кола канату		D	D ₁	D ₂	L	L ₁	R	R ₁	R ₂	r ₁	r ₂	сталого		синтетичного		рослинного		
		синтетичного	рослинного											моментний D ₃	швидкісний D ₄	моментний D ₅	швидкісний D ₆	моментний D ₇	швидкісний D ₈	
1	9,3	40	75	180	260	220	130	82	380	38	19	6	3	202	189	204	193	214	204	25
2	11,5	50	90	220	320	270	160	102	480	48	24	6	3	246	232	250	236	262	249	32
3	13,5	60	100	250	360	310	195	125	580	58	29	6	3	282	264	286	269	298	282	32
4	15,0	80	125	290	440	370	260	170	775	78	38	6	3	330	305	340	316	352	330	40
5	17,0	90	150	320	490	410	290	185	850	85	44	8	4	366	337	376	349	393	368	40
6	19,0	100	175	360	545	450	350	205	950	95	48	8	4	410	379	420	392	444	416	50
7	22,5	115	200	420	630	530	410	240	1090	110	55	8	4	478	443	492	457	518	484	50
8	24,5	125	225	460	690	580	440	260	1180	120	60	10	5	524	485	540	500	566	532	60
9	30,0	150	250	560	850	690	545	315	1450	145	71	10	5	640	590	656	608	682	640	—
10	33,5	175	300	630	950	800	615	360	1650	165	85	12	6	718	664	738	686	774	726	—
11	41,0	200	350	775	1120	975	710	420	1900	195	95	12	6	885	816	905	839	949	887	—
12	41,0	225	350	775	1220	1000	800	460	2120	210	108	14	7	889	816	917	847	953	887	—
* Перспективний профіль. *** При збільшенні значення D діаметри D ₁ —D ₈ слід збільшити на ту ж величину. Додатково допускається збільшення діаметрів реборд D ₁ та D ₂ до розмірів, необхідних конструкції механізму.																				

З урахуванням сказаного потужність N, кВт, двигуна в умовах нашого судна можна знайти за виразом

$$N = \frac{Sv_{расч}}{v\eta_m} = \frac{112,3 \cdot 10^3 \cdot 0,357}{1000 \cdot 0,903} = 44,45 \text{ кВт},$$

де

$$v_{расч} = u \frac{D_{расч}}{D_1} = 0,3 \frac{1,200}{1,008} = 0,357 \quad - \quad \text{розрахункова швидкість вибирання}$$

канату, м/с;

$$u = 0,3 \quad - \quad \text{номінальна швидкість вибирання канату, м/с;}$$

$$D_{расч} = D_{шлк} = 1,200 \quad - \quad \text{умовний розрахунковий діаметр, м;}$$

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № відл.	Підп. і дата						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.05					62

$D_1 = D + d_k = 0,96 + 0,048 = 1,008$ – діаметр першого шару навивки канату, м;

$\nu = 1000$ – коефіцієнт;

$\eta_m = \eta_{\text{пер}} \eta_6 = 0,95 \cdot 0,95 = 0,903$ – ККД механізму;

$\eta_{\text{пер}} = 0,95$ – ККД передачі;

$\eta_6 = 0,95$ – ККД барабану.

Частоту обертання барабану можна знайти за формулою

$$n_6 = \frac{u}{\pi D_1} = \frac{0,3}{3,14 \cdot 1,008} = 0,095 \text{ об/с.}$$

Наведені формули дозволяють дослідити залежність потужності двигуна від розривного зусилля в канаті (рис. 5.7). Графік, що відображено на рисунку 5.7 має лінійний характер.

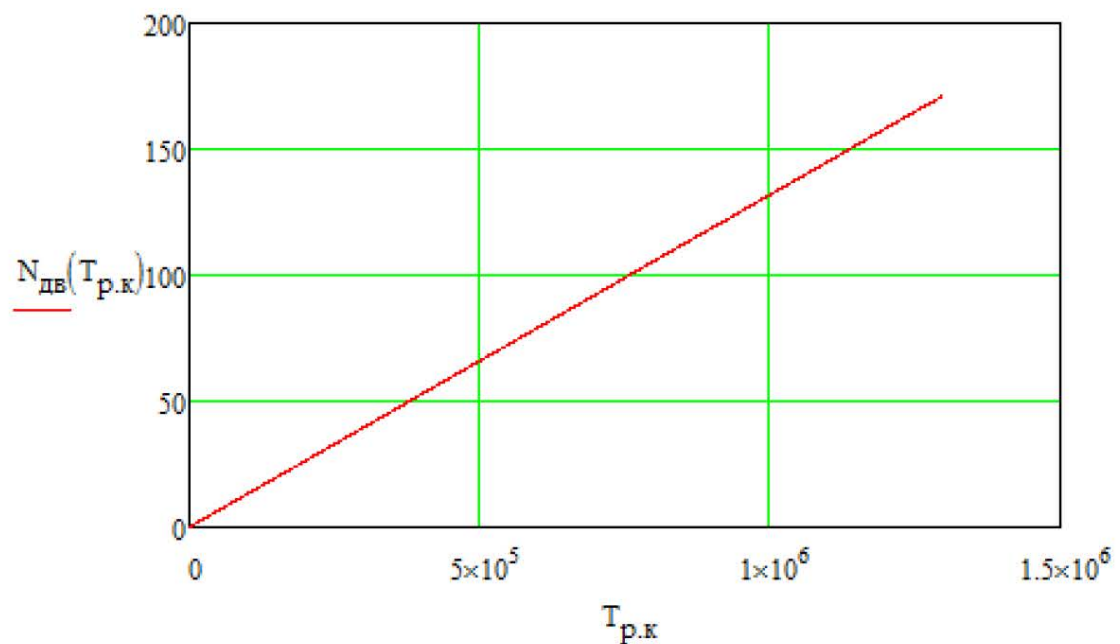


Рисунок 5.7 – Залежність потужності, N , кВт, двигуна від розривного зусилля в канаті T_p , Н

Підп. і дата Інв. № змін. Взам. інв. № Підп. і дата Інв. № ориг.						Арк. 12.KP.135.6119м.03.ПЗ.05 63
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

ІНД. № ориг.	Підп. і дата	Взам. ІНД. №	ІНД. № дубл.	Підп. і дата

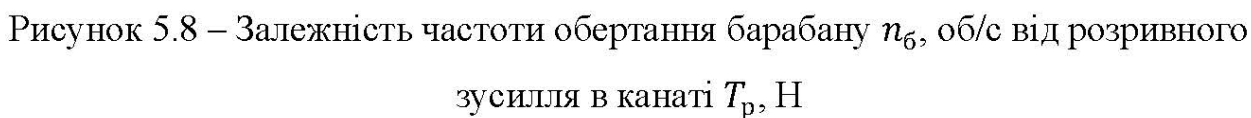
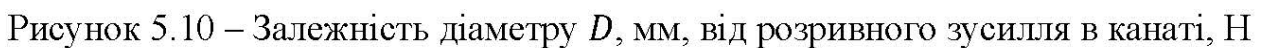


Figure 1 is a plot showing the average number of topological regions, $\langle N_f \rangle$, versus the number of sites, L_0 . The y-axis is labeled $\text{TUR}^{(N_f)}$ and $\text{fun}(L_0, N_f)$, with a scale factor of 1×10^3 . The x-axis is labeled L_0 . The plot displays two data series: $\text{TUR}^{(N_f)}$ (red circles) and $\text{fun}(L_0, N_f)$ (blue line). Both series show a linear increase with L_0 , with the red circles slightly above the blue line for $L_0 > 100$.

L_0	$\text{TUR}^{(N_f)} \times 10^3$	$\text{fun}(L_0, N_f) \times 10^3$
40	180	160
50	220	200
60	250	240
80	290	300
100	360	380
120	430	460
150	560	580
180	650	680
200	780	780
220	880	860

Рисунок 5.9 – Залежність діаметру D , мм, від довжини кола канату, мм
(табличні данні та лінійна апроксимація)

ІНД. № ориг.	Підп. і дата	Взам. ІНД. №	ІНД. № дубл.	Підп. і дата



При роботі лебідки барабаном його гальмо звільнено, а турачка обертається вхолосту. Схему прикладання навантажень для цього випадку приведено на рис. 5.11, *а*. Напрямок сил тут показано довільно, але при розрахунку вони повинні відповідати дійсним умовам навантаження.

6 ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ І ПІДБІР ПРИВОДНОГО ДВИГУНА

6.1 Опис алгоритму підбору електродвигуна швартовної лебідки

При створенні швартовних механізмів необхідно використовувати відповідні стандартизовані керівні матеріали. Ці матеріали слугують для проведення перевірочних розрахунків і відрізняються від звичайних посібників, призначених для проектування приводів загального призначення. Тому з метою підбору електродвигуна серії МАП та визначення передавального числа редуктора при проектуванні одиничного швартовного механізму застосовано метод розрахунку, побудований за звичайною схемою, що задовольняє основним вимогам згаданих керівних матеріалів.

Спроектовано швартовний механізм при номінальному тяговому зусиллі на турачку $Q_{ш.н}$ і швидкостях вибирання швартовного канату – номінальна $v_{ш.н}$, мала $v_{ш.м}$, і найбільша $v_{ш.б}$.

Для підбору електродвигуна попередньо знайдемо:

- тягове зусилля на турачці $Q_{ш.м}$ при швидкості $v_{ш.м}$ за умови

$$Q_{ш.м} = 0,75Q_{ш.н},$$

- те ж $Q_{ш.б}$ при швидкості $v_{ш.б}$ за умови

$$Q_{ш.б} = 0,2Q_{ш.н}.$$

Оцінимо далі ККД швартовної частини механізму

$$\eta_{ш} = \eta_{пер}\eta_б$$

де $\eta_б = 0,95$ – ККД турачки.

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № відл.	Підп. і дата						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.КР.135.6119м.03.ПЗ.06					68

Потужність двигуна визначається залежністю

$$N_{\text{ш.н}} = \frac{Qv_{\text{ш.н}}}{v\eta_{\text{ш}}}$$

Згідно знайденим величинам потужності з урахуванням рекомендацій, наведених у табл. 6.1 за вибором числа пар полюсів підбираємо електродвигун МАП з табл. 6.2 так, щоб він забезпечував роботу механізму на номінальних режимах вибирання швартовного канату.

Таблиця 6.1 – Число пар полюсів електродвигунів МАП при роботі на різних швидкостях вибирання робочого органу якірно-швартовних механізмів

Група якірно-швартовного механізму	Модель механізму	Вибирання якірного ланцюга		Вибирання швартовного каната із швидкістю		
		з номінальним тяговим зусиллям	з малою швидкістю	номінальною	малою	найбільшою
		число полюсів 2Р				
1-а група	1-3	4	8	4		
	4	8	16	8		4
	5—11	8	16	8	16	4
	12	8	16			
2-а група	1—3	4	8	4		
	4	4	16	8	—	4
	5-10	4	16	8	16	4
3-а група	1—3	4	8	4	—	—

Передавальне число швартовної лебідки $i_{\text{ш}}$ і швидкісний розрахунковий діаметр витка (шлягу) канату на турачці $D_{\text{ск}}$ для забезпечення заданої швидкості $v_{\text{ш.н}}$ знайдеться з виразу

$$D_{\text{ск}} = \frac{v_{\text{ш.н}}}{\pi n_{\text{ш.н}}} = \frac{v_{\text{ш.н}} i_{\text{ш}}}{\pi n_{\text{дв.ш.н}}},$$

де $n_{\text{ш.н}}$ – частота обертання турачки на режимі вибирання швартовного канату з номінальною швидкістю; $n_{\text{дв.ш.н}}$ – частота обертання двигуна на цьому режимі.

Підп. і дата	
Інв. № збл.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.06	Арк.
						69

Таблиця 6.2 – Номінальні дані електродвигунів змінного струму серії МАП для якірно-швартовних механізмів

Величина	Тип електродвигуна	число полюсів	Потужність, кВт	Режим роботи, хв	Частота обертання, об/с	Максимальний момент, Н·м (кгс·м)	Пусковий момент, Н·м (кгс·м)	Допустимий час стоянки під струмом, с
1	МАП 122-4/8	4	2,2	30	22,7	38 (3,9)	34 (3,5)	20
		8	1,5	15	9,8	42 (4,3)	42 (4,3)	30
2	МАП 221-4/8	4	3,6	30	23,2	63 (6,4)	57 (5,8)	30
		8	2,5	30	10,7	91 (9,3)	87 (8,9)	45
4	МАП 421-4/8	4	7,0	30	23,3	142 (14,5)	128 (13)	30
		8	5,6	30	11,5	196 (20)	196 (20)	40
	МАП 422-4/8	4	12,0	30	23,2	216 (22)	196 (20)	30
		8	8,0	30	10,6	294 (30)	284 (29)	45
5	МАП 521-4/16	4	20,0	30	21,2	245 (25)	226 (23)	60
		16	5,0	15	5,2	382 (39)	382 (39)	60
	МАП 521-4/16	4	28,0	30	22,6	490 (50)	422 (43)	15
		16	5,0	15	5,2	382 (39)	382 (39)	60
	МАП 521-8/16	8	15,0	30	11,2	510 (52)	510 (52)	50
		16	5,0	15	5,2	382 (39)	382 (39)	60
6	МАП 621-8/16	8	22,0	30	11,5	795 (80)	745 (76)	50
		16	10,0	15	4,9	628 (64)	628 (64)	30
	МАП 622-8/16	8	30,0	30	11,5	1100 (112)	980 (100)	50
		16	12,0	15	4,8	735 (75)	735 (75)	30
4	МАП 422-4/6/12	4	4,0	30	24,3	128 (13)	98 (10)	10
		6	11,0	30	14,7	285 (29)	275 (28)	30
		12	2,5	10	7,4	123 (12,5)	123 (12,5)	15
5	МАП 521-4/8/16	4	15,0	30	23,5	334 (34)	294 (30)	20
		8	15,0	30	10,8	490 (50)	490 (50)	50
		16	4,2	10	5,2	265 (27)	265 (27)	30
6	МАП 621-4/8/16	4	22,0	30	24,0	590 (60)	441 (45)	15
		8	22,0	30	11,4	785 (80)	735 (75)	50
		16	7,0	10	5,7	540 (55)	540 (55)	30
	МАП 622-4/8/16	4	36,0	30	23,6	785 (80)	638 (65)	15
		8	22,0	30	11,4	785 (80)	735 (75)	50
		16	7,0	10	5,7	540 (55)	540 (55)	30
	МАП 622-4/8/16	4	28,0	30	24,0	885 (90)	785 (80)	15
		8	30,0	30	11,5	1250 (125)	1130 (115)	45
		16	10,0	10	5,25	687 (70)	687 (70)	30
7	МАП 721-4/8/16	4	70,0	30	23,2	1275 (130)	1030 (105)	15
		8	62,0	30	11,4	2205 (225)	2060 (210)	40
		16	18,0	10	5,2	1180 (120)	1180 (115)	30
	МАП 721-4/8/12	4	30,0	10	23,7	687 (70)	590 (60)	10
		8	70,0	30	10,8	1175 (220)	1980 (200)	30
		12	50,0	5	6,75	2450 (250)	2360 (240)	30
	МАП 721-4/8/16	4	60	30	23,6	1275 (130)	1030 (105)	15
		8	55	30	11,4	2160 (220)	1980 (200)	50
		16	18	10	5,2	1180 (120)	1180 (115)	30

За прийнятим канатом (табл. 5.2) визначаємо відповідний йому швидкісний розрахунковий діаметр $(D_{\text{СК}})_T$ витка (шпагу) канату (наприклад, D_4 для сталевих канатів). Якщо цей діаметр менший за розмір $D_{\text{СК}}$, знайденого за розрахунком, то номер турачки можна прийняти відповідно до діаметру канату, а всі її діаметри збільшити на величину

$$\Delta = D_{\text{СК}} - (D_{\text{СК}})_T.$$

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № відл.	Підп. і дата	Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					Арк. 70
					12.KP.135.6119м.03.ПЗ.06					

Можна прийняти також більший номер турачкі при обраному діаметрі канату.

Якщо турачкі кріпляться на проміжному валу, то для визначення передаточного числа $i_{\text{ш}}$ швартовної частини механізму попередньо підбираємо зазначеним вище способом швартовний канат. За ним вибираємо турачку і визначаємо її частоту обертання

$$n_{\text{ш.н}} = \frac{v_{\text{ш.н}}}{\pi D_{\text{ск}}},$$

тоді

$$i_{\text{ш}} = \frac{n_{\text{дв.ш.н}}}{n_{\text{ш.н}}}.$$

Після виконання зазначених розрахунків перевіряємо можливість забезпечення електродвигуном роботи механізму на інших режимах.

Швидкість вибору швартовного канату:

мала

$$v'_{\text{ш.м}} = \pi D_{\text{ск}} \frac{n_{\text{дв.ш.м}}}{i_{\text{ш}}},$$

найбільша

$$v'_{\text{ш.б}} = \pi D_{\text{ск}} \frac{n_{\text{дв.ш.б}}}{i_{\text{ш}}}.$$

Отримані значення швидкостей повинні, по можливості, відповідати заданим. Однак ці швидкості не повинні суперечити вимогам ГОСТ 5875-69.

Тягове зусилля, що створюється двигуном на швартовні барабани при виборі канату із швидкістю $v'_{\text{ш.м}}$

$$Q'_{\text{ш.м}} = \frac{2M_{\text{дв.ш.м}}}{D_{\text{м}}} i_{\text{ш}} \eta_{\text{ш}};$$

те ж зі швидкістю $v'_{\text{ш.б}}$

Інв. № ориг. Підп. і дата Взам. інв. № Інв. № збл. Підп. і дата						Арк. 71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.06	

$$Q'_{ш.б} = \frac{2M_{дв.ш.б}}{D_м} i_{ш} \eta_{ш}.$$

Тут $M_{дв.ш.м}$ та $M_{дв.ш.б}$ – моменти, що розвиваються двигуном при числі полюсів, відповідному роботі на кожному даному режимі і приймаються за табл. 6.2; $D_м$ – моментний розрахунковий діаметр витка канату, служить для обчислення моменту на турачці і приймається для обраного профілю турачки за табл. 5.2.

Ці тягові зусилля повинні бути не менше знайдених раніше значень $Q_{ш.м}$ та $Q_{ш.б}$ відповідно.

Після вирішення перерахованих питань можна приступити до розробки передачі та конструювання всього механізму.

6.2 Розрахунок і вибір характеристик електродвигуна швартовної лебідки

Швартовний механізм має номінальне тягове зусилля на турачці $Q_{ш.н} = 112,3$ кН і номінальну швидкість вибирання швартовного канату $v_{ш.н} = 0,3$ м/с.

Тягове зусилля на турачці $Q_{ш.м}$ при швидкості $v_{ш.м}$ за умови

$$Q_{ш.м} = 0,75Q_{ш.н} = 0,75 \cdot 112,3 = 84,22 \text{ кН},$$

- те ж $Q_{ш.б}$ при швидкості $v_{ш.б}$ за умови

$$Q_{ш.б} = 0,2Q_{ш.н} = 0,2 \cdot 112,3 = 22,46 \text{ кН}.$$

ККД швартовної частини механізму

$$\eta_{ш} = \eta_{пер} \eta_{б} = 0,95 \cdot 0,95 = 0,903$$

де $\eta_{б} = 0,95$ – ККД турачки, $\eta_{пер} = 0,95$ – ККД передачі.

Підп. і дата					Арк.
Інв. № змін.					72
Взам. інв. №					12.KP.135.6119м.03.ПЗ.06
Підп. і дата					Зм.
Інв. № ориг.					Арк.
					№ докум.
					Підпис
					Дата

$$N_{\text{ш.н}} = \frac{Q_{\text{ш.н}} \nu_{\text{ш.н}}}{\nu \eta_{\text{ш}}} = \frac{112300 \cdot 0,3}{1000 \cdot 0,903} = 37,33 \text{ кБТ.}$$

Для неї $D_{\text{ск}} = 0,608\text{м}$, а $D_{\text{м}} = 0,656\text{м}$.

Частота обертання турачки, об/с

$$n_{\text{ш.н}} = \frac{v_{\text{ш.н}}}{\pi D_{\text{ск}}} = \frac{0,3}{3,14 \cdot 0,608} = 0,157,$$

Тоді передавальна кількість швартовного механізму

$$i_{\text{ш}} = \frac{n_{\text{дв.ш.н}}}{n_{\text{ш.н}}} = \frac{11,4}{0,157} = 72,58.$$

Швидкість вибору швартовного канату:

мала

$$v'_{\text{ш.м}} = \pi D_{\text{ск}} \frac{n_{\text{дв.ш.м}}}{i_{\text{ш}}} = 3,14 \cdot 0,608 \frac{5,2}{72,58} = 0,137,$$

найбільша

$$v'_{\text{ш.б}} = \pi D_{\text{ск}} \frac{n_{\text{дв.ш.б}}}{i_{\text{ш}}} = 3,14 \cdot 0,608 \frac{23,6}{72,58} = 0,621.$$

Тягове зусилля, що створюється двигуном на швартовному барабані при виборі канату із швидкістю $v'_{\text{ш.м}}$

$$Q'_{\text{ш.м}} = \frac{2M_{\text{дв.ш.м}}}{D_{\text{м}}} i_{\text{ш}} \eta_{\text{ш}} = \frac{2 \cdot 1180}{0,656} 72,58 \cdot 0,903 = 235,7 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

те ж зі швидкістю $v'_{\text{ш.б}}$

$$Q'_{\text{ш.б}} = \frac{2M_{\text{дв.ш.б}}}{D_{\text{м}}} i_{\text{ш}} \eta_{\text{ш}} = \frac{2 \cdot 1275}{0,656} 72,58 \cdot 0,903 = 254,6 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Підп. і дата	Інв. № змін.	Взам. інв. №	Підп. і дата	Інв. № ориг.		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.06	Арк.
												74

[illegible]

7 РОЗРАХУНОК ВАЛУ ШВАРТОВНОЇ ЛЕБІДКИ, ЙОГО ОПОР

Вали (циліндричні стрижні) є звичайними елементами суднових механізмів: лебідок, брашпилів, шпилів. Призначення їх передача обертального руху. При роботі механізмів вали одночасно чинять опір крученню і вигину. На валу розташовано барабан і турачку. В результаті проектування і розрахунку вала повинна бути забезпечена його статична і втомна міцність.

Розрахункові значення діаметра вала округлюють до стандартних з ряду (розміри в мм): 10, 10,5, ...12; 14...26, 28, 30,...42; 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70; 80,...110, 120 тощо.

Коефіцієнт запасу при статичній дії навантаження призначається по границі плинності. Реальний коефіцієнт повинен бути не менше 1,5.

Запас міцності з урахуванням циклічності напружень повинен, як мінімум, перевищувати 1,0.

Проектування і розрахунок параметрів вала проводять згідно зі схемами (рис. 7.1 - 7.3).

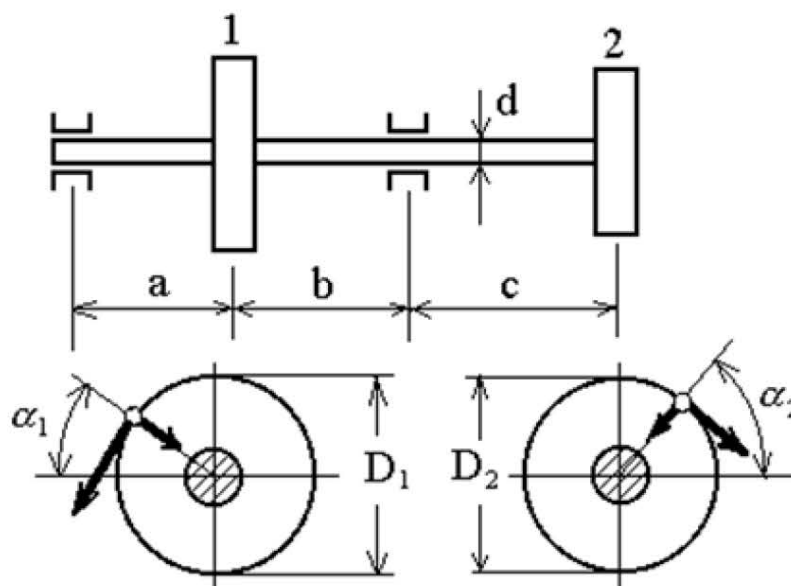


Рисунок 7.1 - Розрахункова схема вала швартовної лебідки:
1 - барабан; 2 - турачка

Підп. і дата	
Інв. № змін.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.07

Арк.

76

$a := 0.3$ - проліт 1, м;

$b := 0.3$ - проліт 2, м;

$c := 0.28$ - проліт 3, м;

$\alpha_1 := 30 \cdot \text{deg}$

$\alpha_2 := 90 \cdot \text{deg}$

Матеріал: Сталь 45;

$\sigma_B := 610$ - межа витривалості, МПа;

$\sigma_T := 360$ - межа плинності, МПа;

$\sigma_{-1} := \begin{pmatrix} 250 \\ 340 \end{pmatrix}$ - МПа (250...340);

$\tau_{-1} := \begin{pmatrix} 150 \\ 200 \end{pmatrix}$ - МПа (150...200);

$\beta := 20 \cdot \text{deg}$

Зусилля, що діють на вал визначаються залежностями вказаними нижче.

$M_2 := M_1 = 53.76$ - обертальний момент 2, кНм;

$P_1 := \frac{M_1}{0.5 \cdot D_1} = 112$ - натяг 1, кН;

$T_1 := P_1 \cdot \tan(\beta) = 40.765$ - проекція натягу 1, кН;

$P_2 := \frac{M_2}{0.5 \cdot D_2} = 192$ - натяг 2, кН;

$T_2 := P_2 \cdot \tan(\beta) = 69.882$ - проекція натягу 2, кН;

$P_{1Y} := P_1 \cdot \cos(\alpha_1) + T_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 117.377$ - проекція натягу 1 на вісь Y, кН;

$P_{1Z} := P_1 \cdot \sin(\alpha_1) - T_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 20.697$ - проекція натягу 1 на вісь Z, кН;

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № збл.	Підп. і дата						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.07					78

$P_{2Y} := T_2 = 69.882$ - проекція натягу 2 на вісь Y, кН;

$P_{2Z} := P_2 = 192$ - проекція натягу 2 на вісь Z, кН;

Епюри внутрішніх зусиль будують на основі наведених нижче схем (рис. 7.4) і розрахунків.

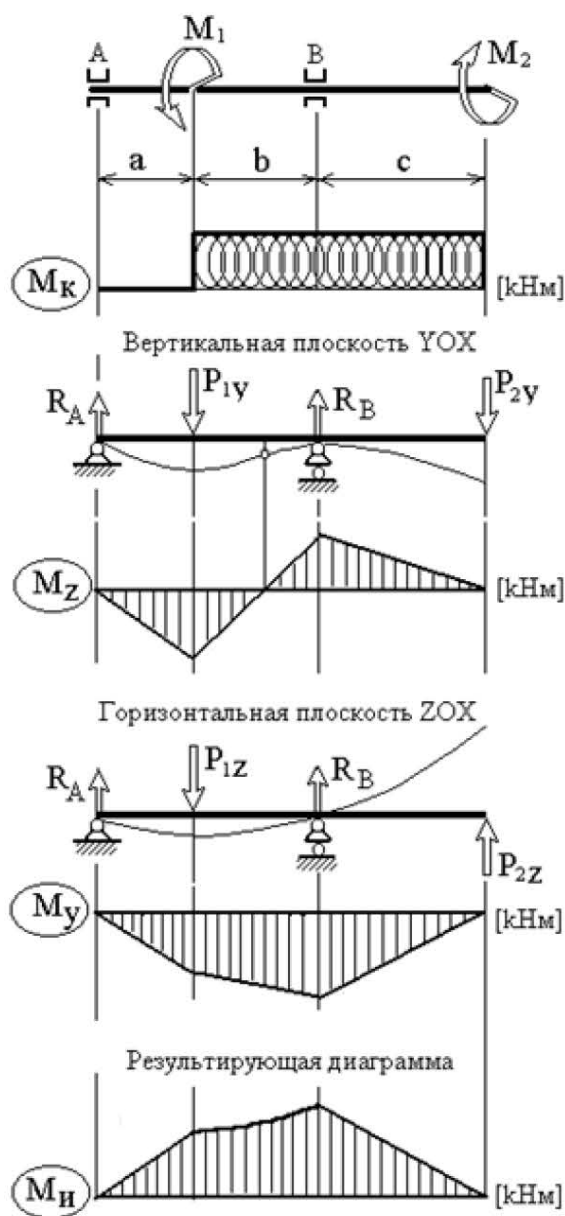


Рисунок 7.4 - Схеми епюр

Підп. і дата	
Інв. № змін.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.07

Арк.

79

Вертикальна площина.

Рівняння рівноваги 1:

$$\Sigma m_A = R_{B.B} \cdot (a + b) - P_{1Y} \cdot a - P_{2Y} \cdot (a + b + c) = 0$$

$$R_{B.B} := \frac{P_{1Y} \cdot a + P_{2Y} \cdot (a + b + c)}{a + b} = 161.183 \quad - \text{реакція опори B, кН;}$$

Рівняння рівноваги 2:

$$\Sigma m_B = R_{A.B} \cdot (a + b) - P_{1Y} \cdot b + P_{2Y} \cdot c = 0$$

$$R_{A.B} := \frac{P_{1Y} \cdot b - P_{2Y} \cdot c}{a + b} = 26.077 \quad - \text{реакція опори A, кН;}$$

Перевірка:

$$\Sigma Y := R_{A.B} + R_{B.B} - P_{1Y} - P_{2Y} = -2.842 \times 10^{-14}$$

Горизонтальна площина.

Рівняння рівноваги 1:

$$\Sigma m_A = R_{B.G} \cdot (a + b) - P_{1Z} \cdot a + P_{2Z} \cdot (a + b + c) = 0$$

$$R_{B.G} := \frac{P_{1Z} \cdot a - P_{2Z} \cdot (a + b + c)}{a + b} = -271.252 \quad - \text{реакція опори B, кН;}$$

Рівняння рівноваги 2:

$$\Sigma m_B = R_{A.G} \cdot (a + b) - P_{1Z} \cdot b - P_{2Z} \cdot c = 0$$

$$R_{A.G} := \frac{P_{1Z} \cdot b + P_{2Z} \cdot c}{a + b} = 99.948 \quad - \text{реакція опори A, кН;}$$

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № збл.	Підп. і дата						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.07					80

Перевірка:

$$\Sigma Z := R_{A,\Gamma} + R_{B,\Gamma} - P_1 Z + P_2 Z = -2.842 \times 10^{-14}$$

Результуючі моменти в характерних перетинах:

Перетин 1:

$$M_{Y,1} := R_{A,B} \cdot a = 7.823 \quad - \text{проекція згинального моменту на вісь Y, кНм;}$$

$$M_{Z,1} := R_{A,F} \cdot a = 29.985 \quad - \text{проекція згинального моменту на вісь Z, кНм;}$$

$$M_{И.1} := \sqrt{M_{Y.1}^2 + M_{Z.1}^2} = 30.988 \text{ - результуючий згинальний момент, кНм;}$$

Перетин 2:

$$M_{Y,2} := R_{A,B} \cdot (a + b) - P_{1Y} \cdot b = -19.567 \quad \text{- проекція згинального моменту на вісь Y, кНм;}$$

$$M_{Z.2} := R_{A.r} \cdot (a + b) - P_{1Z} \cdot b = 53.76$$

- проекція згинального моменту на вісь Z, кНм;

$$M_{II.2} := \sqrt{M_{Y.2}^2 + M_{Z.2}^2} = 57.21 \quad \text{- результуючий згинальний момент, кНм;}$$

$$M_{II} := \max(M_{II.1}, M_{II.2}) = 57.21 \quad - \text{максимальний згинальний момент, кНм.}$$

Визначення діаметру вала відбувається за допомогою залежностей вказаних нижче.

$n := 1.5$ - коефіцієнт запасу міцності при статичному навантаженні.

$$M_{\text{ЭКВ}} := \sqrt{M_1^2 + M_{II}^2} \cdot 10^3 = 78505.7 \quad - \text{еквівалентний момент, кНм.}$$

$$d_{\min} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{эКВ}}}{\pi \cdot \frac{\sigma_T \cdot 10^6}{n}}} = 0.149 \quad - \text{мінімальний розрахунковий діаметр валу, м.}$$

Проектне значення діаметра вала приймається на основі стандартного ряду.

Ряд стандартних діаметрів валів, мм.

$$d_{CT1} := (10 \ 10.5 \ 11 \ 11.5 \ 12 \ 14 \ 16 \ 18 \ 20 \ 22 \ 24 \ 26 \ 28 \ 30 \ 32 \ 34 \ 36)$$

$$d_{CT2} := (38 \ 40 \ 42 \ 45 \ 48 \ 50 \ 52 \ 55 \ 60 \ 63 \ 65 \ 70 \ 80 \ 90 \ 100 \ 110 \ 120)$$

$$d_{CT3} := (130 \ 140 \ 150 \ 160 \ 170 \ 180 \ 190 \ 200 \ 210 \ 220 \ 230 \ 240 \ 250)$$

$$d_{CT} := \text{augment}(d_{CT1}, d_{CT2}, d_{CT3})^T$$

$$d_n(d) := \left\{ \begin{array}{l} \delta d \leftarrow d_{CT} - d \cdot 10^3 \\ n \leftarrow 0 \\ \delta 0 \leftarrow \delta d_n \\ \text{while } \delta 0 < 0 \\ \quad \left\{ \begin{array}{l} n \leftarrow n + 1 \\ \delta 0 \leftarrow \delta d_n \end{array} \right. \\ \left(\begin{array}{c} d_{CT_n} \\ n \end{array} \right) \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{- алгоритм визначення мінімального} \\ \text{стандартного діаметру валу з ряду, мм.} \\ \\ d_n(d_{min}) = \left(\begin{array}{c} 150 \\ 36 \end{array} \right) \\ \\ n_{пп} := d_n(d_{min})_1 = 36 \quad \text{- номер в ряду стандартних} \\ \text{діаметрів.} \end{array}$$

Приймаємо: $d_{пп} := d_n(d_{min})_0 = 150 \text{ мм.}$

$$W_Z(d) := \frac{\pi \cdot (0.1 \cdot d)^3}{32} \quad W_Z(d_{пп}) = 331.34 \quad \text{- осьовий момент опору} \\ \text{поперечного перерізу валу, см}^3;$$

$$W_P(d) := \frac{\pi \cdot (0.1 \cdot d)^3}{16} \quad W_P(d_{пп}) = 662.68 \quad \text{- полярний момент опору поперечного} \\ \text{перерізу валу, см}^3;$$

Визначення запасу міцності з урахуванням циклічності напружень проводиться за двома коефіцієнтами запасу по нормальних і дотичних напружень (див рис. 7.5):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_d \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(k_\tau)_d \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

Підп. і дата					Арк.
Інв. № з/д					82
Взам. інв. №					
Підп. і дата					
Інв. № ориг.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.07

№0. № орг.	Підп. і дата	Взам. №0. №	№0. № дудл.	Підп. і дата

The graph shows a sinusoidal wave representing stress σ over time t . The vertical axis is labeled σ and the horizontal axis is labeled t . The wave starts at the origin, reaches a peak, crosses the zero line, reaches a trough, and continues. A horizontal line segment from the zero axis to the peak is labeled $\sigma_a = \sigma_{max}$.

The graph shows a periodic current waveform i over time t . The average current i_a is the mean value of the waveform. The maximum current i_{max} is the peak value. The effective current i_m is the RMS value, which is the value of a constant current that would produce the same average power as the AC current.

Рисунок 7.5 - Схеми циклічних навантажень

$$\sigma_a(d) := \sigma_{\max}(d) \qquad \sigma_a(d_{np}) = 172.7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$M_K := M_1 = 53.76 \quad \text{кНм.}$$

$$\tau_m(d) := \frac{\tau_{\max}(d)}{2} \quad \tau_m(d_{np}) = 40.6 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$\tau_a(d) := \tau_m(d) \qquad \tau_a(d_{mp}) = 40.6 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$k_{\sigma, \text{чп}} := 1.2 + 0.2 \cdot \frac{\sigma_B - 400}{1100} = 1.238$$

- коефіцієнт концентрації напружень при відсутності гострих концентраторів для деталі з чисто обробленою поверхнею.

$$k_{\sigma, \text{кон}} := 1.5 + 1.5 \cdot \frac{\sigma_B - 400}{1100} = 1.786 \quad \text{- коефіцієнт концентрації напружень з концентраторами (шпонкові прорізи, канавки, отвори).}$$

$$\varepsilon(d) := 1.2 + 0.1 \cdot \left(\frac{d}{10} - 3 \right) \quad \varepsilon(d_{\text{пр}}) = 2.4 \quad \text{- коефіцієнт, що враховує масштабний фактор.}$$

$\beta_{\text{к.о.п}} := 1$ - коефіцієнт якості обробки поверхні.

$$k_{\sigma, \text{рез}}(d) := k_{\sigma, \text{чп}} \cdot \varepsilon(d) \cdot \beta_{\text{к.о.п}}$$

$$k_{\sigma, \text{рез}}(d_{\text{пр}}) = 2.972 \quad - \text{результующий поправочный коефіцієнт.}$$

$$k_{\tau, \text{pez}}(d) := k_{\sigma, \text{pez}}(d)$$

$$k_{\tau, \text{pez}}(d_{\text{пр}}) = 2.972 \text{ - результуючий поправочний коефіцієнт (для дотичних напружень).}$$

$\psi_{\sigma} := 0.15$ - коефіцієнт приведення несиметричних циклів до симетричних:
 (0.1 ... 0.2) - для меж витривалості 370...750 МПа;
 (0.2 ... 0.3) - для меж витривалості 460...1100 МПа.

$\psi_T := 0.075$ - коефіцієнт приведення несиметричних циклів до симетричних:
(0.05 ... 0.1) - для меж витривалості 370...750 МПа;
(0.1 ... 0.15) - для меж витривалості 460...1100 МПа.

$$n_{\sigma}(d) := \frac{\sigma_{-1} \cdot 10^6}{k_{\sigma, \text{рез}}(d) \cdot \sigma_a(d) + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

- запас втомної міцності при плоскому напруженому стані за нормальними напруженнями.

$$n_{\sigma}(d_{np}) = \begin{pmatrix} 0.487 \\ 0.663 \end{pmatrix}$$

$$n_{\tau}(d) := \frac{\tau_{-1} \cdot 10^6}{k_{\tau, \text{pez}}(d) \cdot \tau_a(d) + \psi_{\tau} \cdot \tau_m(d)}$$

- запас втомної міцності при плоскому напруженому стані по дотичним напруженням.

$$n_T(d_{np}) = \begin{pmatrix} 1.214 \\ 1.618 \end{pmatrix}$$

$$d_{-} := d_{\text{пр}} = 150 \text{ мм.}$$

$$d_{\text{min}2} := \text{root}(n_{\text{min}}(d_{-}) - 1, d_{-}) = 210.616 \quad - \text{рівняння для пошуку діаметру валу, мм.}$$

$$n_{\text{min}}(d_{\text{min}2}) = 1 \quad - \text{запас втомної міцності для знайденого діаметру валу.}$$

Після коректування на основі стандартного ряду діаметр валу швартовної лебідки приймається рівним:

$$d_{\text{пр}2} := d_{-n}(d_{\text{min}2} \cdot 10^{-3})_0 = 220 \text{ мм.}$$

Мінімальний запас втомної міцності для прийнятого діаметру валу:

$$n_{\text{min}}(d_{\text{пр}2}) = 1.105$$

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № згідн.	Підп. і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.07					Арк.
										86

[illegible]

8 РОЗРАХУНОК ФУНДАМЕНТНОЇ РАМИ ШВАРТОВНОЇ ЛЕБІДКИ

Розрахунок очікуваних напружень і деформацій фундаменту швартовної лебідки (рис. 8.1) виконано методом комп'ютерного моделювання з використанням кінцево-елементного обчислювального комплексу SolidWorks Simulation.

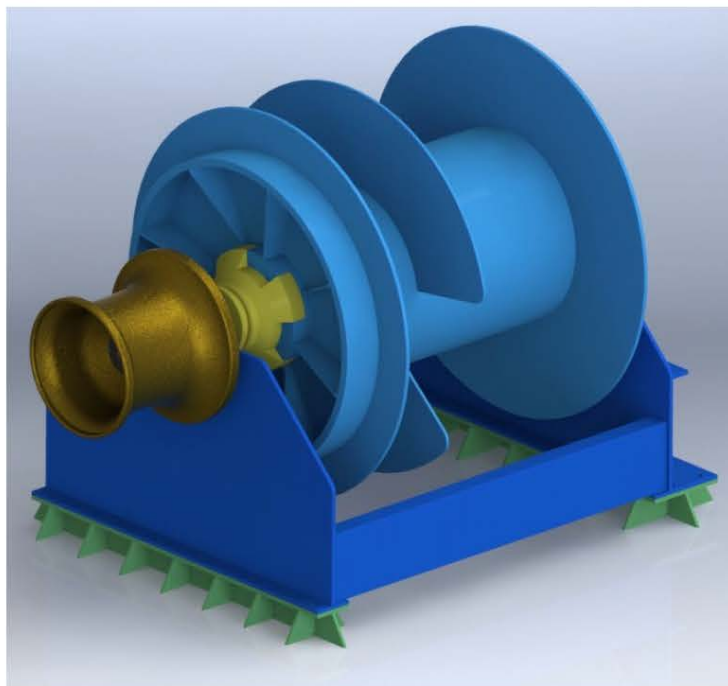


Рисунок 8.1 – Швартовна лебідка на фундаменті

Відповідно розрахункам елементів швартовної лебідки створено її 3D-модель, а також 3D-модель фундаменту (рис. 8.2).

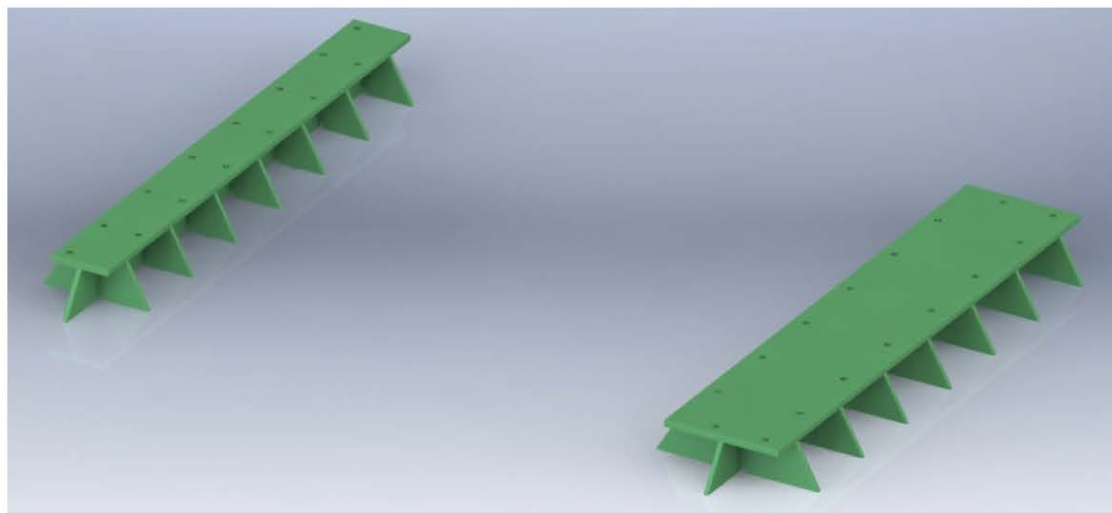


Рисунок 8.2 – 3D-модель фундаменту швартовної лебідки

Підп. і дата	
Інв. № змін.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

Арк.

88

Характер навантажень, що діють на конструкцію, дозволяє використовувати для розрахунків статичний аналіз методу скінченних елементів.

Статичний аналіз – використовується для визначення переміщень, напружень тощо при статичних умовах навантаження. Існує лінійний і нелінійний статичний аналіз. Нелінійність може включати пластичність, великі переміщення, великі деформації і контакт з поверхнями.

Статичний аналіз дозволяє обчислювати ефекти стійких станів навантаження на конструкції, при цьому ігнорується інерція і демпфуючі ефекти, наприклад, викликані навантаженнями, що змінюються в часі. Статичний аналіз може, однак, включати стійкі навантаження інерції (гравітація), і навантаження, що змінюються в часі, які можуть бути розглянуті як статичні еквівалентні навантаження (статичний еквівалентний вітровий потік і сейсмічні навантаження).

Статичний аналіз використовується для того, щоб визначити переміщення, напруження, деформації і сили в конструкціях або їх компонентах, викликаних навантаженнями, які не викликають істотну інерцію і затухаючі ефекти.

Види навантажень, які можуть застосовуватися в статичному аналізі: зовні прикладені сили і тиски; стаціонарні сили інерції (типу гравітації); накладені (ненульові) переміщення; температурні (для термальних напружень).

Кінцева мета будь-якого кінцево-елементного аналізу полягає у математичному описі поведінки реальної технічної системи. Такий аналіз повинен бути точною математичною моделлю деякого матеріального прототипу, яка включає в себе всі вузли, кінцеві елементи, властивості матеріалу, реальні константи, граничні умови та інші особливості, які використовуються для відображення фізичної системи.

Методику побудови розрахункової моделі для виконання розрахунків, заснованих на МКЕ з використанням статичного аналізу, представлено нижче.

Для створення коректної і максимально простої розрахункової моделі необхідно визначити її геометричний вид і розмір.

У розрахунковій моделі необхідно виключати всі елементи, які призводять до її ускладнення і не впливають на підсумковий розрахунок. Не слід застосовувати збірки, які вимагають введення додаткових граничних динамічних і статичних

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № змін.	Підп. і дата						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08					89

умов, що призведе до збільшення часу рішення, а в деяких випадках і втрати точності. Необхідно уникати закруглень дуже малими радіусами, які можуть призвести до значного збільшення кількості кінцевих елементів. Якщо присутні видимі поверхневі дефекти спряжень або так звані "злами поверхонь" потрібно перебудувати ці елементи або згладити область закругленнями.

При створенні геометрії моделі можна використовувати властивості симетрії, що в кілька разів зменшує розміри розрахункової моделі і кількість кінцевих елементів у кінцево-елементної моделі, а також скорочує час розрахунку.

У деяких випадках симетрія конструкції порушується кількома дрібними деталями, які для отримання симетричної моделі можна ігнорувати. Слід зіставляти переваги, що з'являються в результаті спрощення розрахункової моделі, з недоліками, що з'являються в результаті втрати точності рішення.

Створену розрахункову модель фундаменту швартовної лебідки представлено на рис. 8.3.

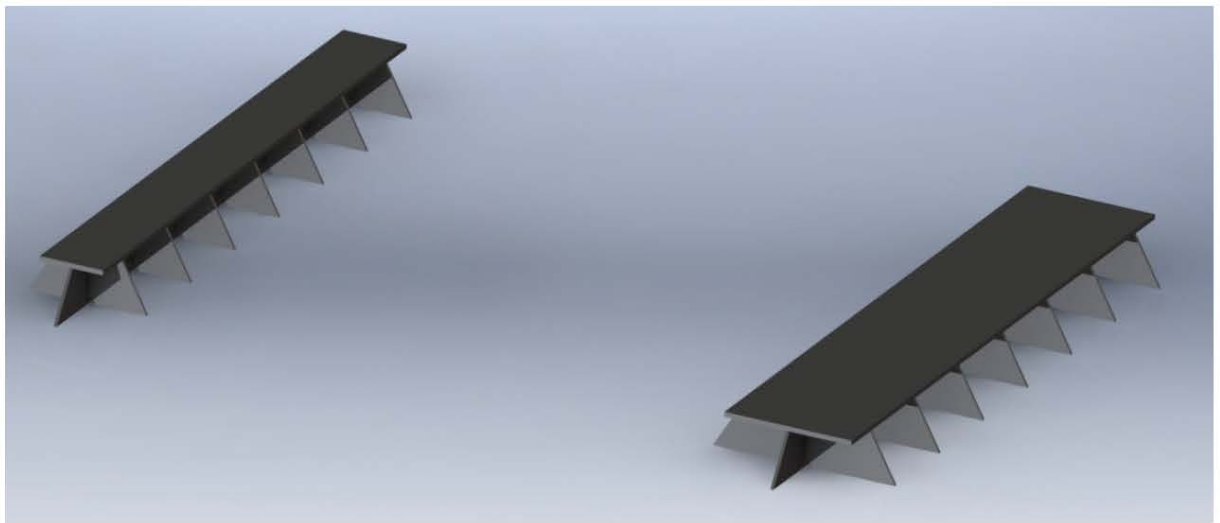
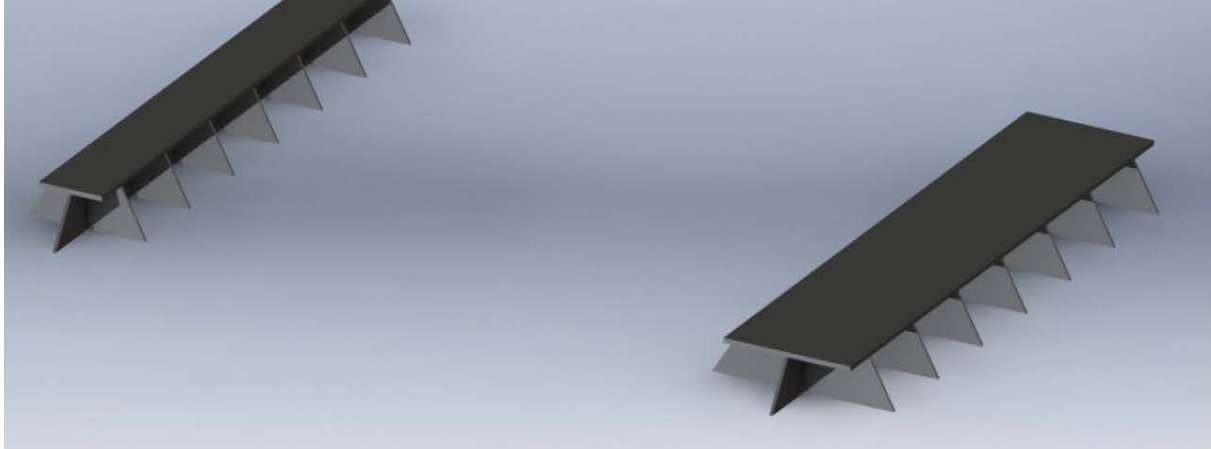


Рисунок 8.3 – Розрахункова модель фундаменту швартовної лебідки

На наступному етапі виконання аналізу конструкції по МКЕ розрахункову модель розбивають на кінцеве число елементів.

Кінцево-елементна модель може бути двовимірною або тривимірною і складатися з точкових, лінійних, поверхневих або об'ємних елементів. При необхідності можна використовувати різні типи елементів. Вибір розмірності моделі і типу елементу найчастіше визначає найбільш бажаний метод генерації

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № докл.	Підп. і дата						
Рисунок 8.3 – Розрахункова модель фундаменту швартовної лебідки На наступному етапі виконання аналізу конструкції по МКЕ розрахункову модель розбивають на кінцеве число елементів. Кінцево-елементна модель може бути двовимірною або тривимірною і складатися з точкових, лінійних, поверхневих або об'ємних елементів. При необхідності можна використовувати різні типи елементів. Вибір розмірності моделі і типу елементу найчастіше визначає найбільш бажаний метод генерації										
					12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08					Арк.
										90
Зм.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата						

моделі для даної задачі.

Процедура створення вузлів і кінцевих елементів сітки складається з трьох основних кроків: завдання атрибутів для елементів сітки; встановлення засобів управління якістю сітки (за вибором); генерація сітки.

Другий крок використовується не завжди, оскільки в більшості випадків управління якістю сітки використовується за умовчанням. Якщо такий контроль не задається явно, то програма використовує установки, що задаються за умовчанням для створення так званої довільної сітки.

Форма використовуваних елементів залежить від того, чи створюється сітка для поверхонь або для об'ємів. Довільна кінцево-елементна модель для поверхні може одночасно складатися як з чотирикутних, так і трикутних елементів (змішана сітка), або тільки з одних трикутних.

Перед генерацією сітки вузлів і кінцевих елементів слід задати відповідні атрибути елементів: тип елементу; набір реальних констант (зазвичай відносяться до геометрії елементу: товщина, площа поперечного перерізу та ін); властивості матеріалу (модуль пружності, теплопровідність і т.д.); систему координат елементу.

Після виконання двох попередніх пунктів генерація сітки відбувається автоматично по команді користувача.

Якщо в цілому сітка елементів прийнятна, але хотілося б мати більшу кількість елементів в окремих її областях, можна подрібнити сітку навколо заданих вузлів, ключових точок або ліній. Елементи, що оточують вибрані об'єкти, будуть розділені на дрібніші. Можна вказати "глибину" подрібнення (число елементів оточення) і частоту повторення процедури подрібнення.

Потім розбита на елементи розрахункова область передається у "вирішувач".

У даному розрахунку було застосовано об'ємні кінцеві елементи тетраедральної форми з ущільненням сітки кінцевих елементів у місцях можливих концентрацій напружень.

Створену кінцево-елементну модель відображено на рис. 8.4, а її основні властивості у табл. 8.1.

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № збл.	Підп. і дата						Арк. 91
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08					

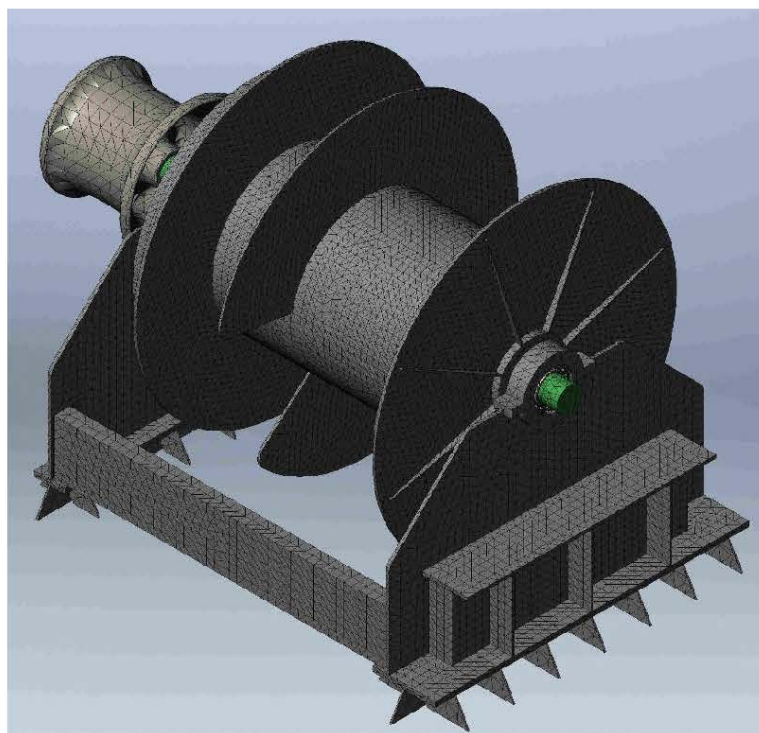


Рисунок 8.4 – Кінцево-елементна модель розрахунку

Таблиця 8.1 – Основна інформація про сітку кінцевих елементів

Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Розбиття, що використовується:	Стандартна сітка
Размір елемента	77,28 mm
Допуск	1,5 mm
Якість сітки	Висока
Всього вузлів	286609
Всього елементів	154205
Максимальне співвідношення сторін	189,53
% елементів із співвідношенням сторін < 3	72,4
% елементів із співвідношенням сторін > 10	2,49

Наступним етапом розрахунку є завдання граничних і початкових умов задачі. На цьому етапі виконання аналізу конструкції за МКЕ задається модель розрахункової області, визначається середа, задаються граничні та початкові умови.

Навантаження можна прикладати до твердотільної моделі в будь-який момент до початку рішення задачі. Вони можуть бути задані до або після побудови сітки

Підп. і дата	
Інв. № змін.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08	Арк.
						92

Тип аналізу	Статичний аналіз
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Тепловий ефект:	Увімкнути
Термічний параметр	Включити теплові навантаження
Температура при нульовому напруженні	298 Kelvin
Тип вирішуючої програми	Вирішуюча програм FFEPlus
Несумісні параметри зв'язку	Автоматические
Великі переміщення	Викл
Обчислити сили вільних тіл	Увімкнути
Тертя	Викл
Використовувати адаптивний метод:	Викл

Таблиця 8.3 – Властивості матеріалу

Посилання на модель	Властивості
	Тип моделі: Лінійний Пружний Ізотропний Невідомо Критерій міцності за умовчанням: Межа плинності: 275 N/mm² Межа міцності при розтягуванні: 470 N/mm² Модуль пружності: 210000 N/mm² Коефіцієнт Пуассона: 0.28 Масова густина: 7800 g/cm³ Модуль зсуву: 79000 N/mm² Коефіцієнт теплового розширення: 1.1e-005 /Kelvin

Підп. і дата	
Інв. № змін.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

Таблица 8.4 – Крепления

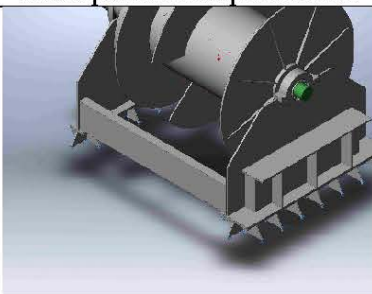
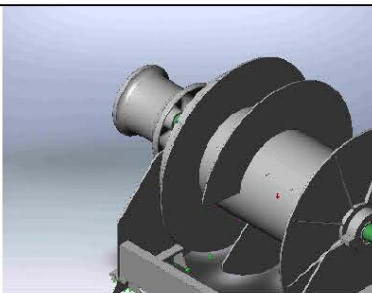
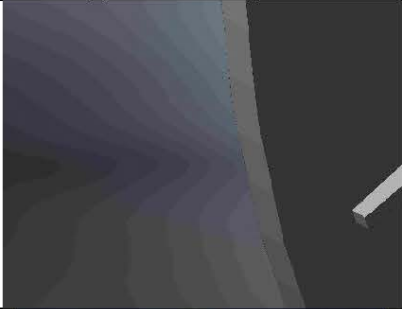
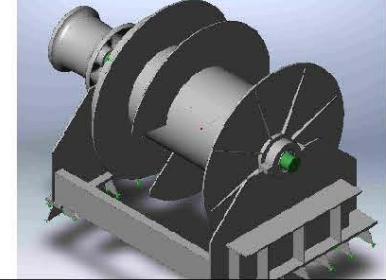
Имя крепления	Изображение крепления	Данные крепления		
Зафиксированный-1		Объекты: 30 грани Тип: Зафиксированная геометрия		
Результирующие силы				
Компоненты	X	Y	Z	Результирующая
Сила реакции(N)	-183.053	30007.9	-34215.7	45510.6
Реактивный момент(N·m)	0	0	0	0
Зафиксированный-2		Объекты: 1 грани Тип: Зафиксированная геометрия		
Результирующие силы				
Компоненты	X	Y	Z	Результирующая
Сила реакции(N)	182.14	21239.3	-78084.2	80921.5
Реактивный момент(N·m)	0	0	0	0

Таблица 8.5 – Навантаження

Имя нагрузки	Загрузить изображение	Загрузить данные
Сила тяжести-1		Справочный: Сверху Значения: 0 0 -9.81 Единицы измерения: SI
Сила-1		Объекты: 1 грани Справочный: Кромка < 1 > Тип: Приложить силу Значения: ---, ---, -112300 N

Підп. і дата	
Інв. № змін.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

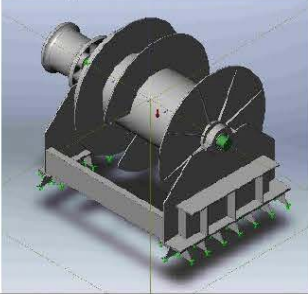
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

Арк.

95

Таблица 8.6 – Дані контакту

Контакт	Изображение контакта	Свойства контакта
Глобальный контакт		Тип: Связанные Компоненты: 1 компоненты Параметры: Совместимая сетка

Після того, як всі відповідні параметри задано, може бути виконано і саме рішення. За командою користувача програма звертається за інформацією про модель і навантаженнях до бази даних і виконує обчислення. Результати записуються у спеціальний файл і в базу даних.

Програмою виконується вирішення визначаючих рівнянь і отримання результатів для обраного виду аналізу. У обчислювальному відношенні це сама інтенсивна частина аналізу. Вона вимагає самих значних витрат комп'ютерного часу.

У програмі стадія постпроцесорної обробки слідує за стадіями препроцесорної підготовки та одержанням рішення. За допомогою постпроцесорних засобів програми є можливість звернутися до результатів рішення і інтерпретувати їх потрібним чином.

Результати рішення включають значення переміщень, напружень, деформацій і швидкостей.

Підсумком роботи програми на постпроцесорній стадії є графічне і (або) табличне представлення результатів.

Результати розрахунку напружень за Мізесом, деформацій, переміщень показано на рис. 8.6 – 8.8.

Підп. і дата	
Інв. № змін.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № ориг.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

Арк.

96

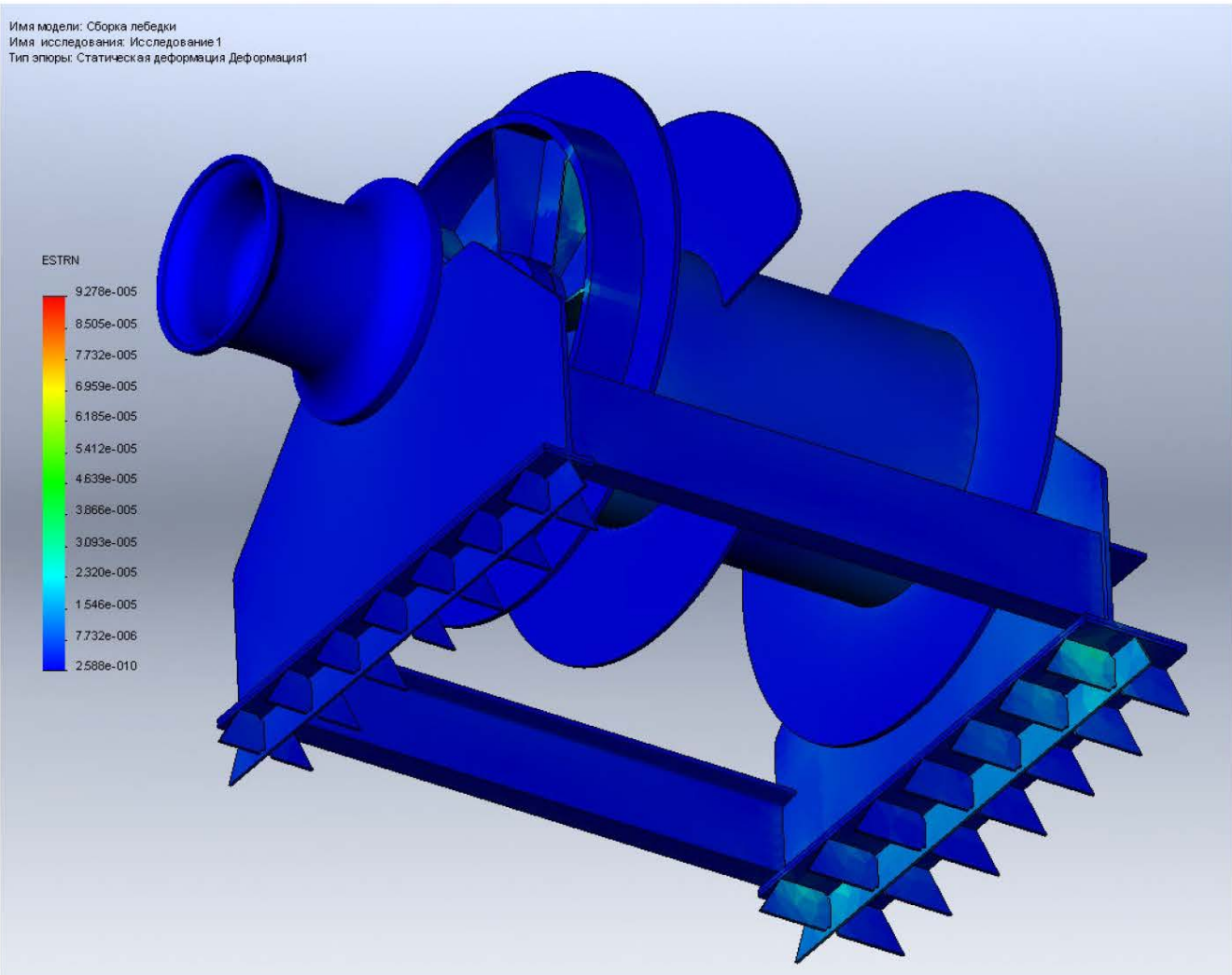


Рисунок 8.7 – Деформації

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № змін.	Підп. і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

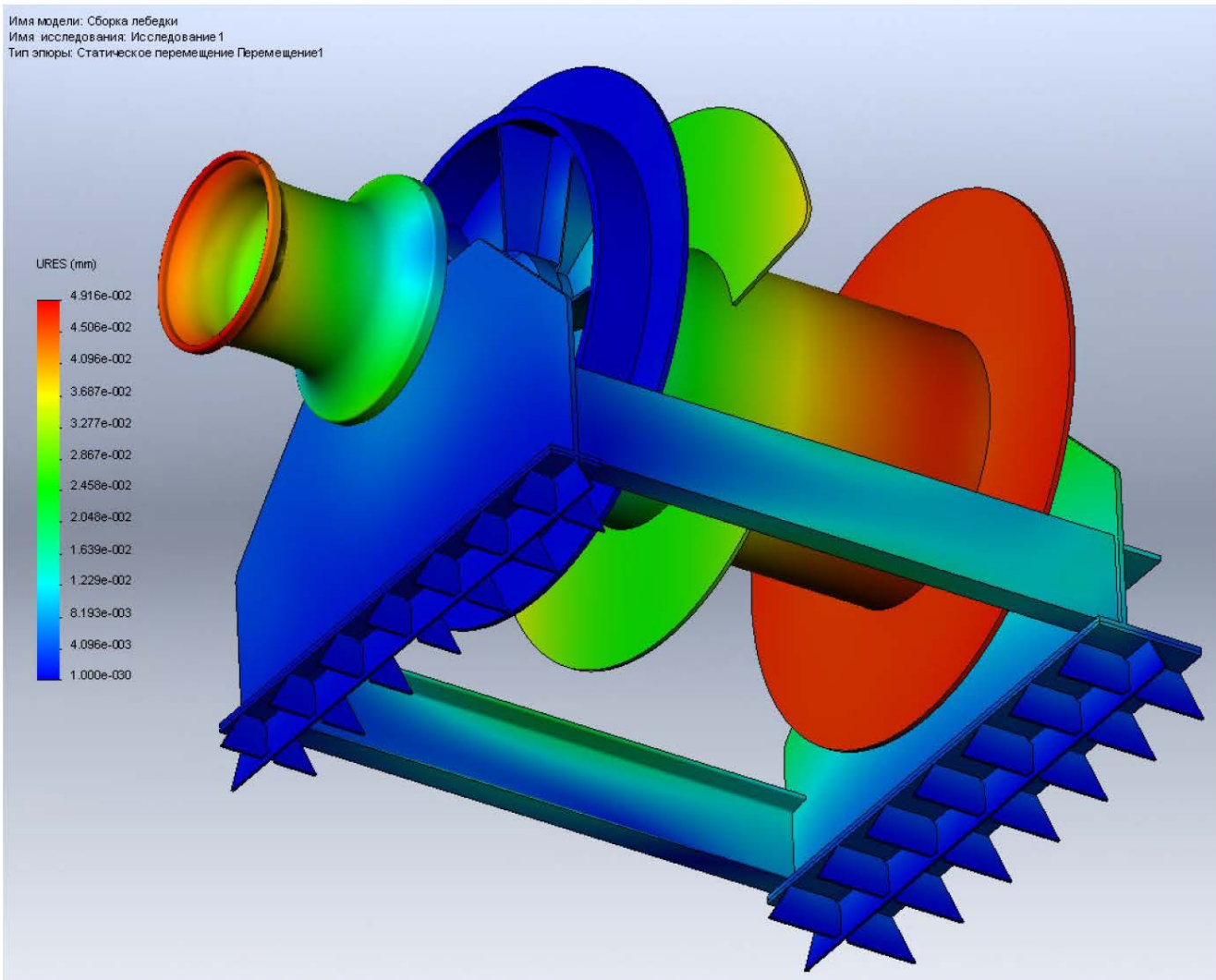


Рисунок 8.8 – Переміщення

Як показує розрахунок, міцність фундаменту швартовної лебідки забезпечено.

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № відл.	Підп. і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

Арк.

99

ВИСНОВКИ

Результатом кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти "магістр" є результати дослідження впливу умов швартування CNG-газовозу на параметри його швартовних лебідок, яке відповідає завданню, що було видано кафедрою морських технологій океанотехніки.

В магістерській роботі представлено огляд та аналіз швартовних механізмів CNG-газовозу, описано швартовної лебідки і технологію їх використання.

У дослідницькій частині виконано дослідження впливу швидкості та напрямку вітру на зовнішні сили, які діють на CNG-газовоз під час його стоянки на швартовних; дослідження впливу кутів зміни напрямку швартовних канатів відносно ДП CNG-газовозу на зусилля в них при стоянці судна лагом до причалу; дослідження параметрів барабану та турачки швартовної лебідки в залежності від зусиль у швартовних канатах CNG-газовозу.

Виконано розрахунок потужності і підбір привідного двигуна лебідки.

Розраховано вал швартовної лебідки та його опір.

Також особливу увагу приділено розрахунку міцності фундаментної рами.

Виконано всі необхідні дослідження, які дають повне уявлення про механізми швартовної лебідки газозовозу.

В цілому проведене дослідження задовольняє вимогам завдання на кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти "магістр", а також вимогам Українського Регістру Судноплавства.

Інв. № ориг.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12.KP.135.6119м.03.ПЗ					100

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Зайцев В.В., Коробанов Ю.М. Судна-газовози. Підручник. –Л.: Суднобудування, 1990. – 304с., ил.
2. Зайцев В.В., Єганов О.Ю., Коробанов Ю.М., Толишев Е.В., Зайцев Вал.В. Проектування загальносуднових пристроїв. – Миколаїв, "Іліон", 2004. – 267 с.
3. Зайцев В.В., Єганов О.Ю., Толишев Е.В. Техніко-економічні питання проектування и побудови систем морського транспортування газів.: Навальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. –150 с.
4. Зайцев В.В. Класифікація суден-газовозів. Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 1998. – №8 (356). – С. 50-56.
5. Коробанов Ю.М., Зайцев В.В., Мартинец Б.М. Вузли та конструкції суден-газовозів: Навчальний посібник. – Миколаїв. МКІ, 1982. 39 с.
6. Особливості проектування морських транспортних суден: Навчальний посібник. Частина 1/ О.В. Бондаренко, О.І. Кротов, Л.О. Матвеев, С.О.Прокудін – Миколаїв: УДМТУ, 2004. – 73 с.
7. Сорокін В.І. Вплив палубних контейнерів на остійність контейнеровозів. Труды МКІ, вип. 116, Миколаїв: МКІ, 1976, с.62-66.
8. Сорокін В.І. Проектування контейнеровозів. Навчальний посібник. Миколаїв, МКІ, 1982. 54с.
9. Правила класифікації та побудови морських суден. Регістр судноплавства України. – К., 2002. – Т.1., Т.2., Т.3. – 362 с.
- 10.Проектування конструктивного мідель-шпангоута суховантажних суден: Методичні вказівки / В.Г. Матвеев, А.І. Кузнецов, Б.М. Мартинець, О.М. Михайлов, О.М. Узлов, М.О. Цибенко, Г.В. Шарун. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 76 с.
- 11.Проектування морських транспортних суден: Навчальний посібник/ О.І. Кротов, В.І Голіков, О.Ю. Єганов, О.В. Бондаренко – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 156 с.

					12.KP.135.6119м.03.ПЗ	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		