

**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

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

***КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА***  
**на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»**  
**на тему: Визначення головних розмірів СПБУ з**  
**дослідженням впливу зовнішніх факторів на механізми та**  
**елементи її якірного пристрою**

Виконав: студент 6119м групи



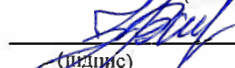
Герун В.В.

(підпис)

Керівник роботи:

Завідувач кафедри, д.т.н., професор \_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь 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.

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 року

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

Студенту \_\_\_\_\_ Геруну Віталію Валентиновичу \_\_\_\_\_  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Визначення головних розмірів СПБУ з дослідженням впливу зовнішніх факторів на механізми та елементи її якорного пристрою

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: \_\_\_\_\_ 16.12.2024 р. \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані по роботі:

3.1. Конструктивний тип СПБУ – трьохопорна з аутригерами та консольним розташуванням вежі

3.2. Район експлуатації \_\_\_\_\_ Чорне море \_\_\_\_\_

3.3. Глибина буріння \_\_\_\_\_ 6000 м \_\_\_\_\_

3.4. Глибина моря при експлуатації \_\_\_\_\_ 75 м \_\_\_\_\_

3.5. Глибина моря при якорній стоянці \_\_\_\_\_ 95 м \_\_\_\_\_

3.6. Загальна кількість членів екіпажу \_\_\_\_\_ 85 чол \_\_\_\_\_

3.7. Швидкість течії при стоянці на якорях \_\_\_\_\_ 1,0...5,0 м/с \_\_\_\_\_

3.8. Швидкість вітру при стоянці на якорях \_\_\_\_\_ 15,0...30,0 м/с \_\_\_\_\_

3.9. Швидкість вітру в режимі виживання \_\_\_\_\_ 40,0 м/с \_\_\_\_\_

3.10. Швидкість ПБУ у режимі переходу \_\_\_\_\_ 6,5 вуз \_\_\_\_\_

3.11. Термін дії вітру – 10,0...20 годин

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

4.1. Визначення головних розмірів СПБУ вирішенням рівняння вагів.

4.2. Дослідження зовнішніх навантажень на СПБУ при стоянці на двох якорях.

4.3. Оцінка зміщення СПБУ під час стоянки на звичайній якорній системі з довгими ланцюгами без підвісних вантажів.

4.4. Дослідження міцності елементів якорного пристрою.

4.5. Дослідження параметрів барабану та турочки якорної лебідки в залежності від зусиль у якорних канатах.

4.6. Визначення потужності і підбір приводного двигуна якорної лебідки.

4.7. Розрахунок валу якорної лебідки, його опор.

5. Перелік презентаційних матеріалів:

5.1. Креслення загального розташування СПБУ

5.2 Презентація

## 6 Консультанти розділів роботи:

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |            |                  |            |
|--------|-------------------------------------------|----------------|------------|------------------|------------|
|        |                                           | завдання видав |            | завдання прийняв |            |
| 1-7    | Зайцев В.В., зав. кафедри                 |                | 03.09.2024 |                  | 16.12.2024 |

7. Дата видачі завдання 03.09.2024**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

| Номер | Назва етапів роботи                                                                                                       | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|----------|
| 1.    | Видача завдання, збір і вивчення матеріалу та літератури.                                                                 | 03.09.24-15.09.24             |          |
| 2.    | Вступ, 1-й розділ. Визначення головних розмірів СПБУ вирішенням рівняння вагів.                                           | 03.09.24-15.09.24             |          |
| 3.    | 2-й розділ. Дослідження зовнішніх навантажень на СПБУ при стоянці на двох якорях.                                         | 16.09.24-30.09.24             |          |
| 4.    | 3-й розділ. Оцінка зміщення СПБУ під час стоянки на звичайній якорній системі з довгими ланцюгами без підвісних вантажів. | 01.10.24-15.10.24             |          |
| 5.    | 4-й розділ. Дослідження міцності елементів якорного пристрою.                                                             | 01.11.24-15.11.24             |          |
| 6.    | 5-й розділ. Дослідження параметрів барабану та турачки якорної лебідки в залежності від зусиль у якорних канатах.         | 16.11.24-30.11.24             |          |
| 7.    | 6-й розділ. Визначення потужності і підбір приводного двигуна якорної лебідки.                                            | 01.12.24-07.12.24             |          |
| 8.    | 7-й розділ. Розрахунок валу якорної лебідки, його опор.                                                                   | 08.12.24-14.12.24             |          |
| 9.    | Виконання графічної роботи та підготовка презентації.                                                                     | 01.12.24-10.12.24             |          |
| 10.   | Оформлення та узгодження розділів пояснювальної записки.                                                                  | 01.12.24-10.12.24             |          |
| 11.   | Оформлення та узгодження графічної частини та презентації.                                                                | 01.12.24-10.12.24             |          |
| 12.   | Кафедральний захист.                                                                                                      | 16.12.2024                    |          |
| 13.   | Робота з рецензентом по КР. Рецензія на кваліфікаційну роботу.                                                            | 17.12.2024                    |          |
| 14.   | Захист кваліфікаційної роботи на ДЕК.                                                                                     | 24.12.24                      |          |

Студент

  
 (підпис)
**Герун Віталій Валентинович**

(ПІБ)

Керівник роботи

  
 (підпис)
**Зайцев Володимир Васильович**

(ПІБ)

## АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на здобуття ступеня вищої освіти "магістр": 99 с., 10 джерел.

Об'єкт дослідження – механізми та елементи якорного пристрою СПБУ.

Мета досліджень – визначення головних розмірів СПБУ та дослідження впливу зовнішніх факторів на механізми та елементи її якорного пристрою СПБУ.

Методика досліджень – аналітична, числова.

У кваліфікаційній роботі на здобуття ступеня вищої освіти "магістр" виконано всі необхідні для дослідження математичні моделі та розрахунки основних параметрів механізмів якорної системи СПБУ.

Робота містить ряд розрахунків у тому числі з використанням МКЕ.

Розглянуті механізми та елементи якорного пристрою СПБУ, які призначені для встановлення на морських бурових установках. Вони використовуються для виконання якорних операцій.

Під час виконання кваліфікаційної роботи зроблено: визначення головних розмірів СПБУ вирішенням рівняння вагів; дослідження зовнішніх навантажень на СПБУ при стоянці на двох якорях; визначення оцінки зміщення СПБУ під час стоянки на звичайній якорній системі з довгими ланцюгами без підвісних вантажів; дослідження міцності елементів якорного пристрою; дослідження параметрів барабану та турачки якорної лебідки в залежності від зусиль у якорних канатах; визначення потужності і підбір приводного двигуна якорної лебідки; розрахунок валу якорної лебідки та його опор.

СПБУ, ЯКОРНИЙ ПРИСТРІЙ, МЕХАНІЗМИ, ЯКОРНА ЛЕБІДКА, ТУРАЧКА, БАРАБАН.

## ABSTRACT

Research object – jack-up drilling rig anchor system mechanism.

Purpose of research – study of the influence of external factors on the mechanisms of the anchor system of a jack-up drilling rig.

Methodology of research - analytical, numerical.

JACK-UP DRILLING RIG, ANCHOR SYSTEM, MECHANISMS, ANCHOR WINCH, WARPING HEAD, DRUM

|     |      |          |        |      |                       |      |
|-----|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
|     |      |          |        |      | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ | Арк. |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                       | 3    |



## ЗМІСТ

|                                                                                                                       |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Вступ .....                                                                                                           | 6  |
| 1 Визначення головних розмірів СПБУ вирішенням рівняння вагів .....                                                   | 8  |
| 1.1 Укрупнені статті навантаження рівняння ваг .....                                                                  | 9  |
| 1.2 Визначення статей навантаження, що залежать від глибини<br>буріння .....                                          | 10 |
| 1.3 Вибір головних розмірів .....                                                                                     | 17 |
| 1.4 Вагові навантаження, що залежать від головних розмірів .....                                                      | 24 |
| 1.5 Якірна система СПБУ .....                                                                                         | 27 |
| 2 Дослідження зовнішніх навантажень на СПБУ при стоянці на двох<br>якорях .....                                       | 29 |
| 3 Оцінка зміщення СПБУ під час стоянки на звичайній якірній системі<br>довгими ланцюгами без підвісних вантажів ..... | 36 |
| 3.1 Опис статичних розрахунків якірної системи .....                                                                  | 37 |
| 3.2 Програма розрахунку якірної системи СПБУ .....                                                                    | 40 |
| 4 Дослідження міцності елементів якірного пристрою .....                                                              | 48 |
| 4.1 Характеристики постачання .....                                                                                   | 49 |
| 4.2 Визначення якірно-швартовного постачання .....                                                                    | 50 |
| 4.3 Визначення основних характеристик якоря АС – 14 .....                                                             | 51 |
| 4.4 Якірні ланцюги та розміри його елементів .....                                                                    | 52 |
| 4.5 Розрахунок міцності загальної ланки якірного ланцюгу з<br>контрфорсом .....                                       | 55 |
| 4.6 Розрахунок міцності ланки якірного ланцюгу з контрфорсом на<br>розтягнення .....                                  | 56 |
| 4.7 Розрахунок міцності ланки якірного ланцюгу з контрфорсом на<br>зминання .....                                     | 57 |
| 4.8 Перевірка розрахунку міцності ланки якірного ланцюгу з<br>контрфорсом в програмному комплексі SolidWorks .....    | 57 |

|     |                                                                                                            |    |
|-----|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 5   | Дослідження параметрів барабану та турачки якірної лебідки в залежності від зусиль у якірних канатах ..... | 61 |
| 6   | Визначення потужності і підбір приводного двигуна якірної лебідки..                                        | 75 |
| 6.1 | Опис алгоритму підбору електродвигуна якірної лебідки .....                                                | 76 |
| 6.2 | Розрахунок і вибір характеристик електродвигуна якірної лебідки .....                                      | 80 |
| 7   | Розрахунок валу якірної лебідки, його опор .....                                                           | 83 |
|     | Висновок .....                                                                                             | 98 |
|     | Перелік посилань .....                                                                                     | 99 |

## ВСТУП

Бурова установка – це комплекс машин і механізмів, призначений для буріння, кріплення свердловин.

Плаваючі бурові установки можна класифікувати за способом їх встановлення над скважиною в процесі буріння, поділяючи їх на два основних класи:

- спираються на морське дно при бурінні (плавучі бурові установки самопідйомного (СПБУ) і погрузного (ПУ) типів);
- знаходяться при бурінні та освоєнні океану в плавучому стані (напівзаглибні бурові установки (НЗБУ) і бурові судна (БС)).

Самопідйомні плавучі бурові установки (СПБУ) застосовують переважно в розвідувальному бурінні на морських нафтових і газових родовищах в акваторіях з глибинами вод 30... 120 метрів.

Існує ряд конструкцій і типів СПБУ. Їх розрізняють за конструкцією корпусу, числа і конструкції опорних колон і підйомних пристроїв. На визначення кількості опорних колон впливає ряд факторів: глибина моря, гідрометерологічні умови, спосіб задавлювання опорних колон в ґрунт і витяг їх з ґрунту, морське дно, загальна маса підйимального корпусу, технологічність і трудомісткість виготовлення та ін. На великих глибинах зростають хвильові навантаження на кожну колону.

Тому на глибинах більше 60 м в установках застосовують не більше чотирьох опор зі значним переважанням установок з трьома опорами і починаючи з глибини 90 м використовують установки тільки з трьома опорами. Установки з циліндричними опорами застосовують на глибинах до 45 м (приблизно 65-70%) і у діапазоні глибин 45... 75 м – установки з циліндричними і ферменними опорами, а на глибинах понад 75 м використовують установки тільки з ферменними опорами. Конструкції ферменних опор проектує прямокутної, квадратної і трикутної форми. Найбільш вдала конструкція – опора трикутного перерізу. Остання вдало вписується в трикутну форму корпусу і має відносно меншу

|     |      |          |        |      |                       |      |
|-----|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
|     |      |          |        |      | 12.КР.135.6119м.01.ПЗ | Арк. |
|     |      |          |        |      |                       |      |
| Зм. | Арк. | № док-м. | Підпис | Дата |                       | 6    |

кількість елементів, що зазнають впливу хвиль. Нижні кінці опор закінчуються башмаками або загальною опорною плитою, що зв'язує опорні колони між собою.

Механізми підйомних пристроїв застосовують механічні або гідравлічні. У світовій практиці перевага віддається механічним механізмам підйому. Обумовлюється це простотою конструкції (менш складні в експлуатації) та ін. Механічні пристрої підйому, що складаються з зубчастої рейки, вбудованої в конструкцію опор, встановлені на корпусі шесткренчатого механізму, шестірня якого постійно знаходиться в зачепленні з рейкою. Привід механізму здійснюється від електродвигуна з редуктором або гідродвигуна. Є підйомні пристрої, що складаються з пари ведучих коліс, що знаходяться в зачепленні з подвійною зубчастою рейкою. Число пар ведучих коліс може бути від двох до шести і більше в залежності від вантажопідйомності підйомної системи СПБУ.

Відмітна особливість цих пристроїв – безперервний підйом корпусу, при цьому виключаються паузи в процесі підйому платформи СПБУ. Підйом і спуск опор можуть здійснюватися одночасно і окремо.

Перегін СПБУ на нову точку буріння – дуже складний процес. Більшість СПБУ є несамохідними, і для їх буксирування застосовують спеціальні буксирні судна. Розрізняють два типи буксирування СПБУ: короткий перегін (перехід) з точки на точку у межах розвідувальної структури і тривалий перегін – буксирування СПБУ на далекі відстані. Коротким зазвичай вважають такий перехід, для якого потрібен час не більше часу гарантованого прогнозом погоди (тривалість приблизно до 12 год). Перегін СПБУ більше 12 годин виробляють при сприятливому прогнозі погодних умов (вітер, хвилювання та ін.). Допустимі величини вітру і хвилювання визначаються проектом СПБУ.

|     |      |          |        |      |                       |      |
|-----|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
|     |      |          |        |      | 12.КР.135.6119м.01.ПЗ | Арк. |
|     |      |          |        |      |                       | 7    |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                       |      |



|           |             |          |        |      |                                                                |  |  |  |                          |      |       |    |  |
|-----------|-------------|----------|--------|------|----------------------------------------------------------------|--|--|--|--------------------------|------|-------|----|--|
|           |             |          |        |      | 12.КР.135.6119м.01.ПЗ.01                                       |  |  |  |                          |      |       |    |  |
| Ізм.      | Арк.        | № докум. | Підпис | Дата | Визначення головних розмірів<br>СПБУ вирішенням рівняння вагів |  |  |  | Літ.                     | Арк. | Архів |    |  |
| Студент   | Герун В.В.  |          |        |      |                                                                |  |  |  |                          |      | 8     | 21 |  |
| Консульт. | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                |  |  |  | НУК<br>ім. адм. Макарова |      |       |    |  |
| Керівник. | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                |  |  |  |                          |      |       |    |  |
| Зав.каф.  | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                |  |  |  |                          |      |       |    |  |
|           |             |          |        |      |                                                                |  |  |  |                          |      |       |    |  |

# 1 ВИЗНАЧЕННЯ ГОЛОВНИХ РОЗМІРІВ СПБУ ВИРІШЕННЯМ РІВНЯННЯ ВАГІВ

## 1.1 Укрупнені статті навантаження рівняння вагів

У практиці проектування суден прийнято оперувати з водотоннажністю судна для різних експлуатаційних станів навантаження. Для СПБУ поняття водотоннажність прийнято для транспортного положення і для операцій зняття-постановки в точці буріння, коли корпус СПБУ знаходиться на плаву. При знятті СПБУ з точки буріння для забезпечення необхідного зусилля витягування опорних колон з ґрунту корпус СПБУ повинен володіти надлишковою плавучістю, для трьохопорних СПБУ вона становить 60000 ... 75000 кН. У зв'язку з цим вагову водотоннажність доцільно потрібно розраховувати не для переходу, як це прийнято для транспортних суден, а при умовному зануренні по верхню палубу при навантаженні, що відповідає режиму постановки на ґрунт. Для цього випадку рівняння ваг можна представити формулою:

$$D = P_n + P_{d30} + P_{зп} , \quad (1.1)$$

де

$P_n$  – постійні ваги;

$P_{d30}$  – змінні ваги (зазвичай 30% суднових і технологічних запасів);

$P_{зп}$  – запас плавучості.

У теперішній час при проектуванні СПБУ ще не встановилася стабільна методика розбивки вагового навантаження на укрупнені статті. Тому при аналізі постійних ваг що входять у вираз (1.1), прийнято наступний розподіл: укрупнені статті навантаження, що залежать від головних розмірів  $P_{коб}$ ; статті навантаження, що залежать від глибини буріння  $P_{то}$ ; статті, що залежать від потужності енергетичної установки  $P_{зу}$ ,  $P_{зо}$  та ін.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ.01 | Арк. |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № док-м. | Підпис | Дата |                          | 9    |

На відміну від традиційних суден, складова постійних ваг, що входить у вираз (1.1), представлена виразом:

$$P_{\Pi} = P_{\text{коб}} + P_{\text{опу}} + P_{\text{то}} + P_{\text{эу}} + P_{\text{эо}},$$

де

$P_{\text{коб}}$  – вага корпусу з обладнанням;

$P_{\text{опу}}$  – вага опорно-підйомного пристрою;

$P_{\text{то}}$  – вага технологічного обладнання;

$P_{\text{эу}}$  – вага енергетичної установки;

$P_{\text{эо}}$  – вага електроустаткування.

## 1.2 Визначення статей навантаження, що залежать від глибини буріння

1.2.1 Вага технологічного обладнання. Укрупнено бурове устаткування технологічного комплексу можна розділити на наступні технологічні групи:

- вежево-лебідочний блок;
- механізми та обладнання виробничо-технологічних систем.

До складу вежево-лебідочного блоку входить: вежа з обладнанням, бурова лебідка, ротор, пульт управління, укриття, механізми автоматизації спуско-підйомних операцій та інше обладнання.

До складу обладнання виробничо-технологічних систем входить: бурові і цементувальні насоси, обладнання для приготування, очищення і зберігання бурового розчину, обладнання для зберігання сипучих матеріалів і хімреагентів, пневмотранспорти та інше технологічне обладнання.

Аналіз ваги наземних бурових установок [1] з технологічним комплексом показує, що він змінюється зі збільшенням глибини буріння (див. рис. 1.1) і може бути визначений за формулою:

$$P_{\text{то}}^{\text{н}} = 2674 - 532X_{\text{к}} + 208X_{\text{к}}^2, \quad (1.2)$$

де

$X_{\text{к}}$  – глибина буріння 6,0 тыс. м.

У зв'язку з тим, що на СПБУ обладнання виробничо-технологічних цехів незначно відрізняється від наземного обладнання, а змінюється виконання вежево-лебідочного комплексу, формула 1.2 відкоригована з урахуванням морського виконання вежі та порталу (див. табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Розрахункові формули елементів вежево-лебідочного блоку СПБУ

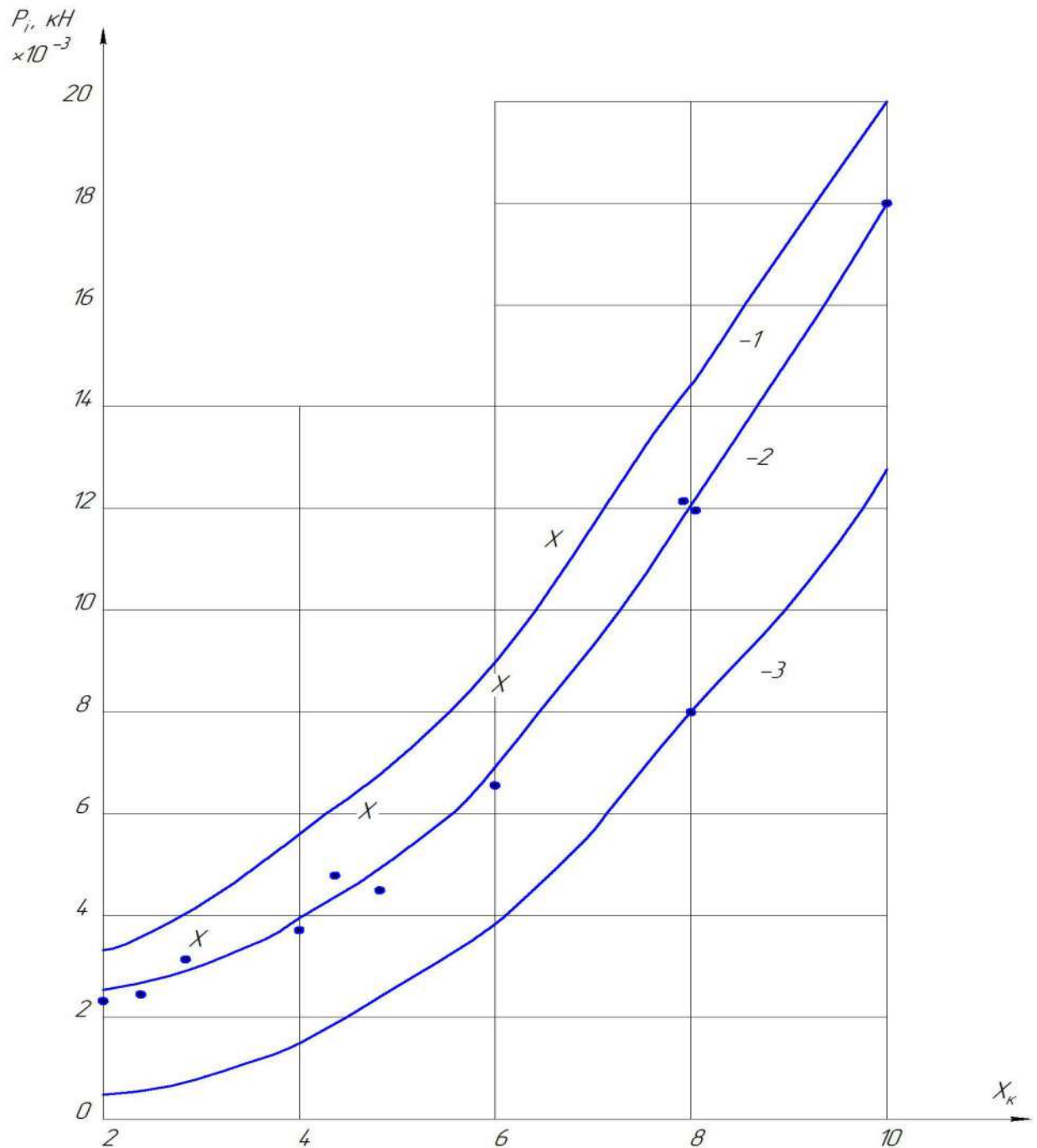
| Найменування елементів |                                                     | Розрахункова формула                          | Результат |
|------------------------|-----------------------------------------------------|-----------------------------------------------|-----------|
| 1                      | Вантажопідйомність вежі, кН                         | $Q_{\text{к}} = 200 + 473,2 X_{\text{к}}$     | 3039,2    |
| 2                      | Позначка підлоги бурової (висота порталу) від ВП, м | $h_{\text{к}} = 4,84 + 0,348 X_{\text{к}}$    | 6,9       |
| 3                      | Вага вежі з обладнанням, кН                         | $P_{\text{во}} = 23,8 + 307,0 X_{\text{к}}$   | 1865,8    |
| 4                      | Апліката ЦВ вежі з обладнанням від ВП, м            | $Z_{\text{дво}} = 24,27 + 1,44X_{\text{к}}$   | 32,91     |
| 5                      | Вага порталу, кН                                    | $P_{\text{п}} = -198,1 + 368,5X_{\text{к}}$   | 2012,9    |
| 6                      | Апліката ЦВ порталу від ВП, м                       | $Z_{\text{дп}} = 1,54 + 0,621X_{\text{к}}$    | 5,27      |
| 7                      | Вага обладнання порталу, кН                         | $P_{\text{обп}} = 810,6 + 158,0 X_{\text{к}}$ | 1758,6    |
| 8                      | Апліката ЦВ обладнання порталу, кН                  | $Z_{\text{добп}} = 5,65 + 0,746X_{\text{к}}$  | 10,13     |
| 9                      | Вага вежево-лебідочного блоку, кН                   | $P_{\text{вл}} = 965,5 + 783,1X_{\text{к}}$   | 5664,1    |
| 10                     | Апліката ЦВ вежево-лебідочного блоку, м             | $Z_{\text{двл}} = 10,29 + 0,926X_{\text{к}}$  | 15,85     |
| 11                     | Висота вежі, м                                      | $h_{\text{в}} = 34,89 + 2,97X_{\text{к}}$     | 52,7      |

Вагу технологічного обладнання може бути визначено за формулою:

$$P_{\text{то}} = 2166 + 94,2X_{\text{к}} + 188X_{\text{к}}^2, \text{ кН}$$

$$P_{\text{то}} = 2166 + 94,2 \cdot 6 + 188 \cdot 6^2 = 9499,2 \text{ кН.}$$

1.2.2 Вагові характеристики енергетичної установки та електрообладнання. Повна вага енергетичної установки включає вагу головних механізмів (ДВЗ, передачі, допоміжні механізми машинного відділення, вентилятори, пульти управління, допоміжні дизель генератори, котлоагрегати, утілюкоти).



1 – морські бурові установки; 2 – наземні бурові установки;  
 3 – обладнання виробничо-технологічних комплексів бурової установки.  
 • – наземні бурові установки; х – СПБУ

Рисунок 1.1 – Аналіз ваги наземних бурових установок з технологічним обладнанням

|      |      |          |        |      |
|------|------|----------|--------|------|
|      |      |          |        |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

12.KP.135.6119м.01.ПЗ.01

Арк.

12



Потужність енергетичної установки можна отримати в залежності від глибини буріння [1]:

$$N = 1737 + 63,7X_K^2 + 60, \text{ кВт}$$

$$N = 4090,2 \text{ кВт.}$$

Для морських транспортних суден вага енергетичної установки пов'язана з її потужністю залежністю  $P_{\text{эу}} = a_{\text{эу}}N$ ,

де

$N$  – потужність енергетичної установки;

$a_{\text{эу}}$  – вимірювач ваги енергетичної установки, згідно з аналізом експлуатованих СПБУ [1], може бути апроксимований залежністю:

$$a_{\text{эу}} = 0,571 - 2,526 \cdot 10^{-5}N = 0,571 - 2,526 \cdot 10^{-5} \cdot 4090,2 = 0,468 \text{ кН/кВт,}$$

тоді вага енергетичної установки СПБУ описується виразом:

$$P_{\text{эу}} = a_{\text{эу}}N = 0,468 \cdot 4090,2 = 1912,9 \text{ кН.}$$

Підставляючи потужність  $N$  отримаємо робочу формулу для визначення ваги енергетичної установки СПБУ у функції глибини буріння:

$$P_{\text{эу}} = 916 + 30,8X_K^2, \text{ кН}$$

$$P_{\text{эу}} = 2024,8 \text{ кН.}$$

Вага електрообладнання СПБУ також змінюється пропорційно потужності. Вимірювач ваги електрообладнання на початковій стадії проектування можна визначити за формулою [1]:

$$a_{\text{эо}} = 1,177 \cdot 10^{-4}N = 1,177 \cdot 10^{-4}4090,2 = 0,481 \text{ кН/кВт,}$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ.01 | Арк. |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 13   |

тоді вага електроустаткування:

$$P_{\text{эо}} = a_{\text{эо}} N = 0,481 \cdot 4090,2 = 1969,1 \text{ кН.}$$

З урахуванням потужності  $N$ , робоча формула для визначення ваги електрообладнання виглядає так:

$$P_{\text{эо}} = 355,1 + 26,05X_K^2 + 0,478X_K^4, \text{ кН}$$

$$P_{\text{эо}} = 1912,4 \text{ кН.}$$

1.2.3 Вага житлового блоку. Аналіз житлових блоків технологічних засобів для морського буріння [1] показує, що питома площа житлового блоку на одну людину коливається в межах 12...20 м<sup>2</sup>/люд, а питома вага житлового блоку на одну людину – 120...150 кН/люд.

Питома вага житлового блоку на одиницю площі може бути представлено формулою:

$$a'_{\text{ж}} = \frac{P_{\text{ж}}}{S_{\text{ж}}} = 0,025n_{\text{э}} + 2,5 = 0,025 \cdot 85 + 2,5 = 4,63 \text{ кН/м}^2, \quad (1.3)$$

де

$a'_{\text{ж}}$  – питома вага житлового блоку на од. площі;

$P_{\text{ж}}$  – вага житлового блоку;

$S_{\text{ж}}$  – загальна площа житлового блоку;

$n_{\text{э}}$  – чисельність екіпажу.

Використовуючи залежність 1.3 вагу житлового блоку можна визначити за формулою:

$$P_{\text{ж}} = (0,025n_{\text{э}} + 2,5)S_{\text{ж}}, \text{ кН.} \quad (1.4)$$

Загальна площа житлового блоку:

$$S_{\text{ж}} = S_{\text{ж0}} S_{\text{жэ}}, \text{ м}^2 \quad (1.5)$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ.01 | Арк. |
|      |      |          |        |      |                          | 14   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

де  $S_{ж0} = S'_{ж}/S'_{жэ}$  – відношення площі житлового блоку до площі житлових і громадських приміщень прототипу.

$S_{жэ}$  – площа житлових і громадських приміщень проекрованої установки.

Відношення загальної площі до площі житлових приміщень для сучасних бурових установок змінюється від 2,72 до 3,07 (середнє значення  $S_{ж0} = 2,9$ ).

Площу житлових і службових приміщень проекрованої установки можна визначити за формулою:

$$S_{жэ} = n_k(S_k + k_{tk}S_{kk}) + n_э(1 - n_k/n_э)(S_э + k_{тэ}k_{оэ}S_c), \text{ м}^2, \quad (1.6)$$

де  $n_k$  – чисельність старшого і середнього комскладу;

$S_k$  – середня питома площа житлових приміщень комскладу;

$S_{kk}$  – питома площа кают-компанії;

$S_э$  – питома площа житлових приміщень екіпажу;

$S_c$  – питома площа їдальні;

$k_{tk}$  – коефіцієнт, що враховує одночасне перебування комскладу в кают-компанії;

$k_{тэ}$  – коефіцієнт, що враховує одночасне перебування екіпажу в їдальні;

$k_{оэ}$  – коефіцієнт, що враховує кімнати відпочинку команди.

Беручи максимальні значення питомих площ, рекомендовані «санітарними правилами»:  $S_k = 10 \text{ м}^2$ ,  $S_{kk} = 1,8 \text{ м}^2$ ,  $S_э = 3,2 \text{ м}^2$ ,  $S_c = 1,2 \text{ м}^2$ , та коефіцієнтів, що дорівнюють  $k_{tk} = 1,6$ ,  $k_{тэ} = 0,7$ ,  $k_{оэ} = 1,5$  та  $n_k = 10$ .

Перетворимо (1.6), отримуємо:

$$S_{жэ} = 84,2 + 4,48n_э = 84,2 + 4,48 \cdot 85 = 465 \text{ м}^2 \quad (1.7)$$

Підставивши (1.7) в (1.5) отримаємо:

$$S_{ж} = 2,9 \cdot 465 = 1348,5 \text{ м}^2$$

тоді

$$P_{\text{ж}} = 4,63 \cdot 1348,5 = 6236,8 \text{ кН.}$$

1.2.4 Вага вертолітного майданчика. На СПБУ побудованих останнім часом вага вертолітного майданчика коливається від 1120 до 1630 кН і залежить від району експлуатації СПБУ і конструктивного виконання. Нижні і верхні межі відповідно відносяться до легких і важких гідрометеорологічних умов. На початкових стадіях проектування вага вертолітного майданчика може бути прийнята постійною, що дорівнює  $P_{\text{вп}} = 1300 \text{ кН}$ .

1.2.5 Кількість запасів палива і масла. Для визначення кількості запасів палива і масла скористаємося формулою:

$$P_{\text{т}} = 24,5 \cdot 10^{-5} K_1 K_2 K_3 q_{\text{т}} N \cdot A, \text{кН,}$$

де

$K_1 = 1,1$  – коефіцієнт, що враховує втрати при роботі первинних двигунів;

$K_2 = 1,1$  – коефіцієнт, що враховує морський запас;

$K_3 = 0,7$  – коефіцієнт використання дизель-генераторів за часом і потужністю;

$q_{\text{т}} = 260$  – питома витрата палива і масла (для дизелів, що застосовуються на сучасних СПБУ, приблизно дорівнює 260 г / кВт · год);

$N = 4090,2$  – встановлена потужність енергетичної установки, кВт;

$A = 30$  – автономність по запасом палива, діб.

$$P_{\text{т}} = 6620,5 \text{ кН.}$$

1.2.6 Вага екіпажу і постачання. Вага екіпажу і постачання визначається за формулою [1]:

$$P_{\text{эк}} = 71 + 14,5x_{\text{к}} = 71 + 14,5 \cdot 6 = 158 \text{ кН.}$$

### 1.3 Вибір головних розмірів

Функціональну схему вибору основних характеристик СПБУ наведено на рис. 1.2.

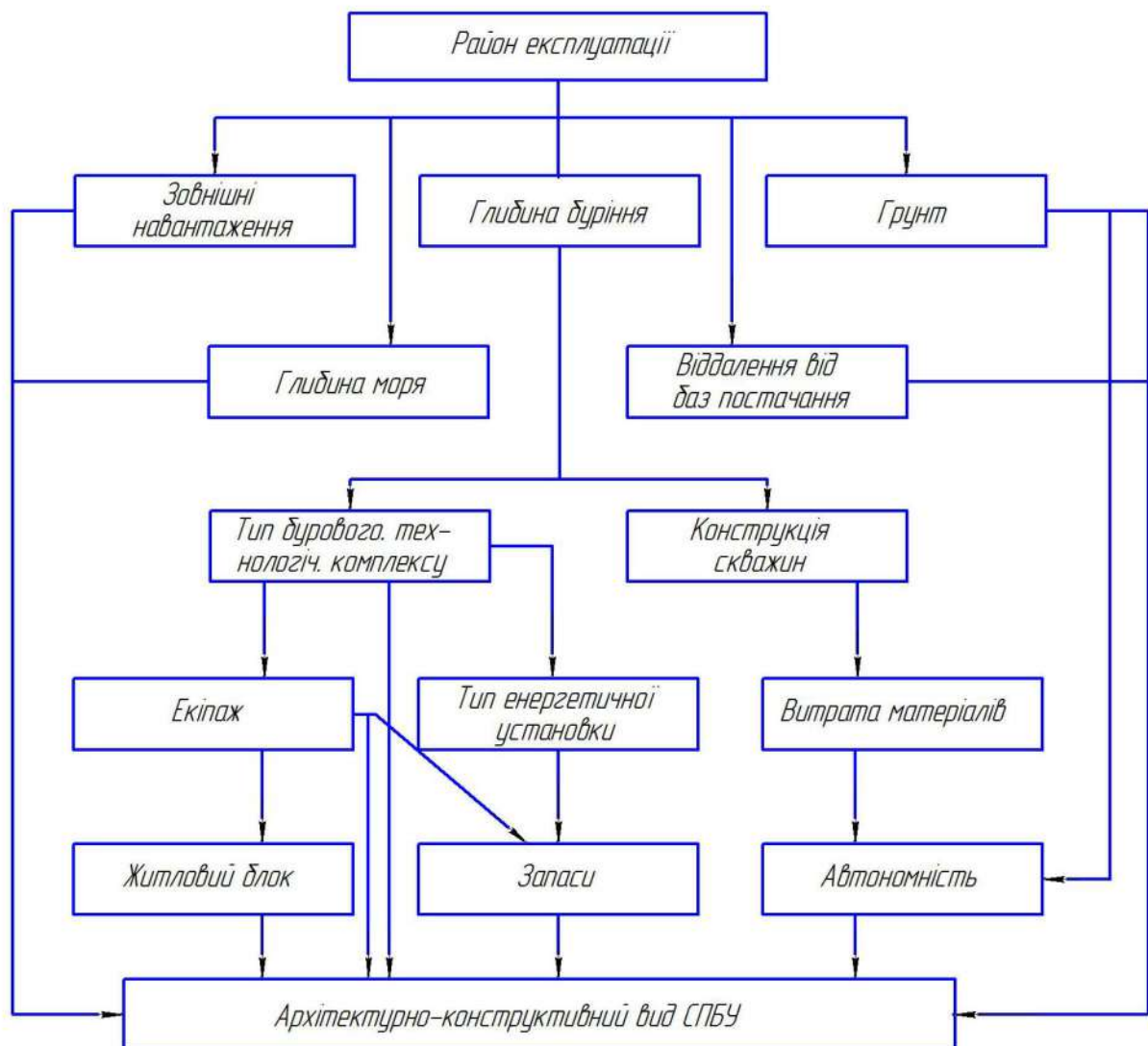


Рисунок 1.2 – Функціональна схема вибору основних характеристик СПБУ

Головні розміри СПБУ є функцією багатьох змінних: архітектурно-конструктивного типу, глибини моря, глибини буріння, вітро-хвильового режиму, технологічних площ палуб.

#### 1.3.1 Вихідні дані.

Архітектурно-конструктивний тип – трьохопорна з аутригерами і консольним розташуванням вишки.

Район експлуатації СПБУ – Чорне море.

Глибина моря –  $H_0 = 75$  м

Глибина буріння –  $X_k = 6$  тыс. м.

Опорні колони – циліндричні.

Механізми підйому – гідравлічні.

Розрахункова швидкість вітру –  $V = 40$  м/с.

Висота хвилі 1% забезпеченості –  $h_{1\%} = 7,01$ м.

Період хвилювання –  $\tau = 10,97$  с.

Довжина хвилі –  $\lambda = 187,98$ м.

Площа палуби для розміщення технологічного обладнання –  $S_T = 1000$  м<sup>2</sup>.

Відношення площі палуби до площі необхідної для розміщення технологічного обладнання –  $\kappa_s = 1,5$ .

Площа парусності устаткування, розташованого на верхній палубі –  $A_0 = 2600$  м<sup>2</sup> (за прототипом).

Піднесення центру парусності обладнання над ВП –  $Z_{A_0} = 20$ м.

Межа плинності матеріалу корпусу –  $\sigma = 300$  МПа.

Граничне відношення –  $L/H = 7$

Відношення –  $L/B = 2,12$ .

Відношення бази між опорними колонами по ширині до ширини корпусу –  $B_0/B = 1,56$ .

Відношення бази між опорними колонами по довжині до довжини корпусу –  $l_0/L = 0,95$ .



### Розрахункова схема вибору головних розмірів (рис. 1.3)

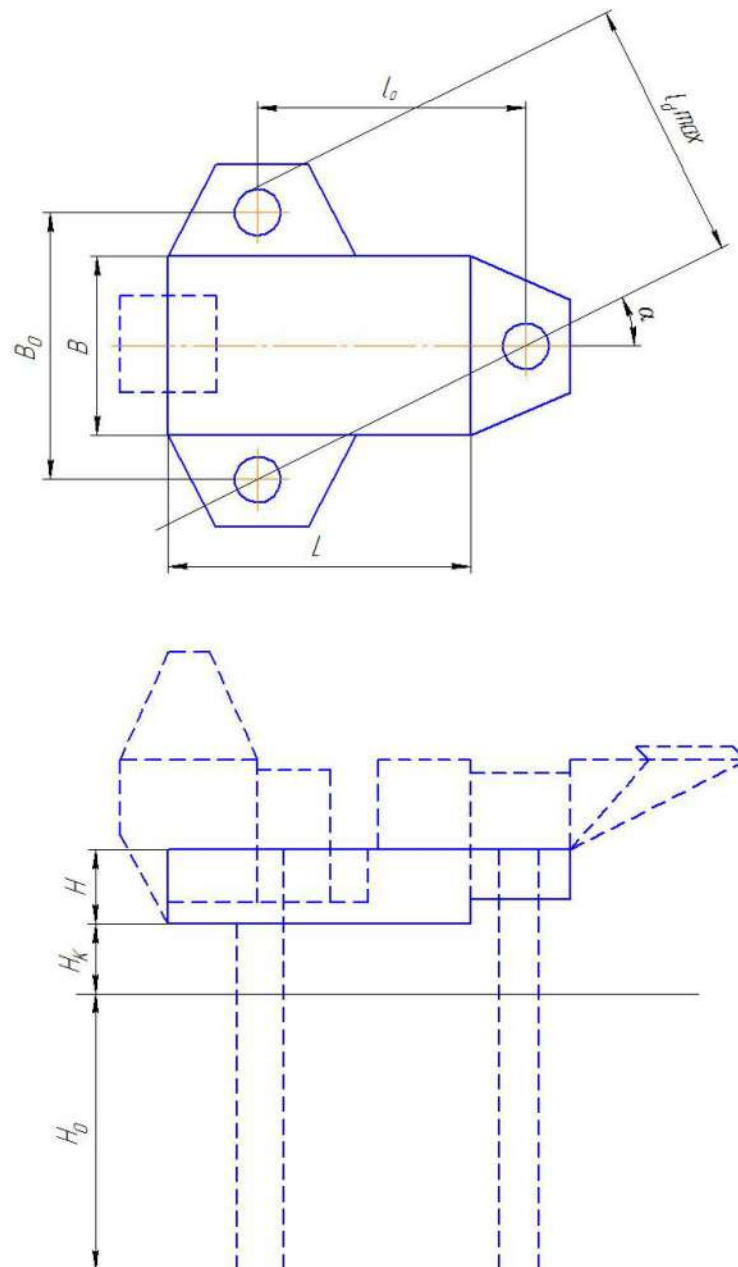


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема вибору головних розмірів

1.3.2 Основні характеристики СПБУ що не залежать від головних розмірів.

Чисельність екіпажу - 85 осіб.

Потужність енергетичної установки – 4090,2 кВт.

Вага технологічного обладнання – 9499,2 кН.

Вага енергетичної установки – 1912,9 кН

Вага електрообладнання – 1969,1 кН.

Вага житлового блоку – 6236,8 кН.

|      |      |          |        |      |
|------|------|----------|--------|------|
|      |      |          |        |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

12.KP.135.6119м.01.ПЗ.01

Арк.

19

Вага вертолітного майданчика – 1300 кН.

Разом незалежні ваги –  $P_0 = 20918$  кН.

Вага технологічних запасів є функцією конструкції свердловини, для спрощення приймемо кількість технологічних запасів постійним і рівним  $P_{ТЗ} = 16000$  кН. На переході кількість запасів, що знаходяться на СПБУ, становить 30%.

### 1.3.3 Рішення спільного рівняння плавучості і ваг.

Запишемо спільне рівняння плавучості і ваг:

$$4LBH = 1,05\kappa_M P_K + P_{МП} + P_{CC} + P_{CY} + P_{CK} + P_{ЗВ} + P_{OK} + P_{ЗП} + P_0 + P_{ТЗ}, \quad (1.8)$$

де  $P_0 = P_{ЭУ} + P_{ЭО} + P_{ВП} + P_{ТО} + P_{Ж} = 20918$  кН.

Підставивши в це рівняння функціональні залежності статей вагового навантаження від головних розмірів [1], отримаємо:

$$10LBH = (240/300 \cdot 1,05(LBH + 1,5 \cdot 10^{-5}(LBH)^2 + 148,3(LBH)^{1/3} + 5,65 \cdot 10^{-3}(LBH)^{4/3} + 26,9(LBH)^{1/4} + 1,015 \cdot 10^{-2}(LBH)^{5/4} + 4,756 \cdot 10^{-2}LBH + 5,826 \cdot 10^{-7}(LBH)^2 + 0,1LBH + P_0 + 0,3P_{ТЗ}) \cdot (1 + a_{КСК} + a_{КА}) + P_{OK} + 6LBH,$$

де  $a_{КСК} = 0,087$  – вимірювач ваги порталів і підкріплень (за прототипом),

$a_{КА} = 0,083$  – вимірювач ваги металлоконструкції аутригерів (за прототипом).

Перетворивши (1.8) отримаємо:

$$-2,946LBH + 1,341 \cdot 10^{-5}(LBH)^2 + 148,3(LBH)^{1/3} + (0,01LBH + 26,9)(LBH)^{1/4} + 5,65 \cdot 10^{-3}(LBH)^{4/3} + LBH(5,828 \cdot 10^7 LBH + 0,048) + 5,846 \cdot 10^4 = 0, \quad (1.9)$$

де  $P'_0 = (P_0 + 0,3P_{ХЗ}) \cdot (1 + a_{КСК} + a_{КА}) = 30090,1$  кН.

У вираз (1.9) входить складова  $P_{ок}$  (опорної колони), яка є функцією глибини моря, зовнішніх навантажень, конструкції колони, вертикального навантаження, створеної корпусом та обладнанням ( $f(LBH)$ ) і запасами. Замінімо суму складових  $P'_0$  і  $P_{ок}$  на  $P_0^*$ , тоді вираз (1.9) для даного архітектурно – конструктивного типу СПБУ буде описувати зміна вантажопідйомності установки у функції головних розмірів, матеріалу корпусу та механізмів підйому.

Побудуємо прямокутну систему координат  $L, H$ , де на вертикальній осі позначимо змінні  $L_1^j, B_1^j, l_0, B_0$  (див. рис.1.4). Приймаємо  $H=1, B=L$  та побудуємо залежність  $P_0^* = f(L)$ , задаючи довжину  $L$  і, вирішуючи рівняння (2.9), визначимо  $P_0^*$ .

Для прийнятого співвідношення  $L/B$  побудуємо залежність зміни  $L'' = f(H)$  з умови  $LBH = \text{const}$ .

$$L'' = L' \cdot \left( \sqrt{\frac{L}{B}} \right) \frac{1}{\sqrt{H}}$$

Для  $L''_{\max}$  побудуємо базу установки по ширині у функції висоти борту.

З умови забезпечення стійкості СПБУ [1] визначимо  $B_0$ :

$$B_0 = \frac{L_{\max}^*}{L/B} \cdot \frac{B_{опр}}{B_{пр}}$$

Перекидаючий момент від хвильової навантаження визначимо за прототипом:

$$B'_0 = \frac{1}{\cos \alpha};$$

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{4} + \left( \frac{B_0 \cdot L}{B \cdot l_0} \right)^2}};$$

$$M_{волн} = 6K_{BK}K_QK_{ИН}K_{СК}M_{СК} = 410000, \text{ кНм},$$

де

|      |      |          |        |      |                          |  |  |  |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|------|
|      |      |          |        |      |                          |  |  |  | Арк. |
|      |      |          |        |      |                          |  |  |  |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ.01 |  |  |  |      |
|      |      |          |        |      | 21                       |  |  |  |      |

$\kappa_{BK} = 1,05$  – коефіцієнт, що враховує хвильове навантаження на водоотделяющей колону і глибинні насоси;

$\kappa_q = 1,4$  – коефіцієнт динамічності;

$\kappa_{ин} = 1,1$  – коефіцієнт що враховує інерційне навантаження;

$\mu_{CK} = 1,78$  – Коефіцієнт що враховує конструкцію колони;

$M_{CK} = 23741$  кНм – момент швидкісної складової хвильового навантаження на циліндричні елементи, (за прототипом).

Вітровий момент на СПБУ запишемо у функції  $H$ :

$$M_{ветр} = \rho V^2 / 2 (LH(H_0 + H_{кл} + H/2)\kappa_3 + A_0(H_0 + H_{кл} + H + Z_0)),$$

де  $\rho = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ т/м}^3$  – густина повітря;

$V = 40$  м/с – швидкість вітру;

$H_0 = 75$  м – глибина моря;

$$H_{кл} = 0,6h_{1\%} + 1,5 \quad h_{1\%} = 7,01 \text{ м} \quad H_{кл} = 5,71 \text{ м};$$

$\kappa_3 = 1,08$  – коефіцієнт зони;

$A_0 = 2600$  м – площа парусності обладнання (за прототипом);

$Z_0 = 20$  м – піднесення центру парусності обладнання над ВП (за прототипом).

Підставивши значення у формулу отримаємо:

$$M_{ветр} = 40,9LH + 0,54LH^2 + 2600H + 150540.$$

Перетин кривих  $V_{0\min}$ ,  $V_{0\max}$ , із  $V_0$  визначає висоту борту СПБУ з умови забезпечення стійкості установки. Точка перетину  $L'_{\min}$  із  $V_0$  визначає висоту борту установки з умови забезпечення стійкості в поздовжньому напрямку за умови, що вітро—хвильові навантаження на СПБУ в поздовжньому напрямку рівні вітро—хвильовим навантаженням в поперечному напрямку.

Для проектованої СПБУ довжина установки буде перебувати між  $L''_{\max}$  і  $L''_{\min}$  тому обмеження по  $H_v$  зміщуватиметься вправо. У зв'язку з цим можна прийняти як обмеження праворуч так і обмеження по  $H_L$ .

Побудуємо лінії що обмежують головні розміри СПБУ за граничним значенням відношення  $L/H$  і площі палуби, необхідної для розміщення технологічного обладнання.

$$L''' = \sqrt{k_S S_T \frac{L}{B}} = 56,8 \text{ м}$$

Висота борту СПБУ обмежується зліва за умови мінімальної висоти приміщення, необхідного для розміщення обладнання. Приймаємо висоту другого дна що дорівнює  $h_{\text{вд}} = 1,2$ , а висоту ярусу  $h_{\text{я}} = 3,2$  м, тоді  $H'_1 = 4,4$  м,  $H'_2 = 7,6$  м.

У результаті накладення обмежень отримана область можливих значень  $L$  і  $H$  СПБУ за умови двоярусного розташування обладнання, забезпечення стійкості СПБУ в робочому положенні, забезпечення необхідної площі палуби і граничного співвідношення  $L/H$ . При заданому співвідношенні  $L/B$ , рівняння ваг СПБУ є функцією двох змінних:

$$D_i = f(L, H)$$

У зв'язку з тим, що будівельна вартість є функцією водотоннажності, відповідно отримаємо:

$$K_c = f(D_i) = \varphi(L, H) - \min.$$

Тоді оптимальне значення  $L$  і  $H$  при заданому співвідношенні  $L/B$  будемо шукати методом варіацій в області допустимих значень за умови, що функція мети прагнути до мінімуму (в даному випадку функція мети є будівельною вартістю).

У результаті розрахунку головних розмірів, з урахуванням області допустимих значень отримуємо наступні параметри:

$$LBH = 23588,3 \text{ м}^3, L = 71 \text{ м}, B = 33 \text{ м}, H = 10,1 \text{ м}.$$

Прийmemo:

$$L = 71 \text{ м}, B = 33 \text{ м}, H = 10,1 \text{ м}, B_0 = 51,86 \text{ м}, L_0 = 66,95 \text{ м}.$$

#### 1.4 Вагові навантаження, що залежать від головних розмірів

1.4.1 Вага корпусу. Вага корпусу на початкових стадіях проектування можна обчислити за формулою:

$$P_k = a_k LBH,$$

де  $a_k$  – вимірювач ваги корпусу:

$$a_k = 1 + 1,5 \cdot 10^{-5} LBH.$$

Підставляючи  $a_k$  у формулу, отримаємо:

$$P_k = LBH + 1,5 \cdot 10^{-5} (LBH)^2$$

Цей вираз отримано для корпусів зі сталі із границею текучості  $\sigma_{To} = 240 \text{ МПа}$ . У проектованій СПБУ  $\sigma_T = 300 \text{ МПа}$ , тому вводимо коефіцієнт  $\kappa_M = 240/\sigma_T$ , тоді вагу корпусу без аутрігерів можна визначити за формулою:

$$P_{ko} = 240/\sigma_T (LBH + 1,5 \cdot 10^{-5} (LBH)^2),$$

$$P_{ko} = 25547,57 \text{ кН},$$

$$P_k = P_{ko} + P_{ak} = 25547,57 + 8430,7 = 33978,27 \text{ кН}.$$

Вага аутрігерів дорівнює:

$$P_{ak} = a_k P_k,$$

де  $a_k = 0,33$ .

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ.01 | Арк. |
|      |      |          |        |      |                          | 24   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |



$$P_{ак} = 0,33 \cdot 25547,57 = 8430,7 \text{ кН.}$$

Вага корпусу з аутригерами дорівнює:  $P_k = 33978,27 \text{ кН.}$

1.4.2 Вага підгрупи: дельні речі, забарвлення, ізоляція. Аналіз цієї підгрупи показує, що ці статті в цілому становлять 4 ... 5% від ваги корпусу.

$$P_{из} = 0,04P_k,$$

$$P_{из} = 0,04 \cdot 33978,27 = 1359,1 \text{ кН.}$$

1.4.3 Вага суднових пристроїв. Аналіз ваги суднових пристроїв СПБУ: якірного, швартовного, буксирного, рятувального та вантажного показують, що вимірювач ваги:

$$a_{cy} = 26,9 + 1,015 \cdot 10^{-2} LBH.$$

На початкових стадіях проектування для визначення ваги суднових пристроїв можна скористатися залежністю:

$$P_{cy} = 26,9 (LBH)^{1/4} + 1,015 \cdot 10^{-2} (LBH)^{5/4},$$

$$P_{cy} = 3300,5 \text{ кН.}$$

1.4.4 Вага суднових систем. Вага суднових систем СПБУ на початкових стадіях проектування можна визначити за формулою:

$$P_{cc} = 4,756 \cdot 10^{-2} LBH + 5,828 \cdot 10^{-7} (LBH)^2,$$

$$P_{cc} = 1446,1 \text{ кН.}$$

1.4.5 Вага обладнання корпусу. Аналіз ваг обладнання корпусу СПБУ показує, що його вага становить 40- 50% ваги корпусу і дорівнює:

$$P_{об} = 0,45 P_k,$$

$$P_{об} = 0,45 \cdot 33978,27 = 15290,2 \text{ кН.}$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ.01 | Арк. |
|      |      |          |        |      |                          | 25   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

1.4.6 Вага опорної колони. При діаметрі опорної колони 6 м, довжині 71 м, з урахуванням несучих елементів і опорною рейки  $P_{ок} = 9800$  кН (з розрахунку ваги металоконструкції колони прототипу).

1.4.7 Механізми підйому. На початкових стадіях проектування вага механізмів підйому гідравлічного типу можна визначити за формулою:

$$P_{мп} = 148,3LBH^{\frac{1}{3}} + 5,65 \cdot 10^{-3}LBH^{\frac{4}{3}}, \text{кН}$$

$$P_{мп} = 8075,29 \text{ кН.}$$

1.4.8 Озброєння:

$$P_b = 117,6 \text{ кН (за прототипом).}$$

Таблиця 1.2 – Зведена таблиця ваг

| Найменування статей навантаження   | Вага,<br>кН     | Маса,<br>т   |
|------------------------------------|-----------------|--------------|
| Технологічне обладнання            | 9499,2          | 968,6        |
| Енергетична установка              | 1912,9          | 195,1        |
| Електрообладнання                  | 1969,1          | 200,8        |
| Житловий блок                      | 6236,8          | 635,9        |
| Вертолітний майданчик              | 1300            | 132,5        |
| Корпус                             | 33978,3         | 3464,8       |
| Дельні речі, забарвлення, ізоляція | 1359,1          | 138,6        |
| Суднові пристрої                   | 3300,5          | 336,6        |
| Суднові системи                    | 1446,1          | 147,5        |
| Устаткування корпусу               | 15290,2         | 1559,2       |
| Опорні колони                      | 29400           | 2997,9       |
| Механізми підйому                  | 8075,3          | 823,5        |
| Озброєння                          | 117,6           | 12           |
| <b>Разом СПБУ порожнем</b>         | <b>113885,1</b> | <b>11613</b> |

## 1.5 Якірна система СПБУ

Якірна система забезпечує звичайну якірну стоянку СПБУ як плавучого об'єкта і використовується також при наведенні установки на блок-кондуктори (БК) або при повторній наводці на свердловину.

Якірна система складається з двох груп – носової та кормової. В кожній групі використовується по 2 якоря, як правило, підвищувальної тримаючої сили. В силу особливостей конструкції таких якорів, у яких широко рознесені лапи, їх розміщення у клюзах по-похідному або при стоянці на точці неможливо.

Тому якорі встановлюють на спеціальних кронштейнах, які винесені за корпус СПБУ. При необхідності укладки якорів у процесі наведення на точку вони транспортуються до міста установки буксиром-завозчиком, у ролі якого може виступати судно, яке буксирує СПБУ.

До складу якірної системи СПБУ входять якоря, якірні лебідки, кронштейни, якірні цепи, якірні троси, направляючі роульси.

Якірна система носової групи призначена для забезпечення тимчасової якірної стоянки при перегоні СПБУ, а якірна система кормової групи сумісно з якірною системою носової групи призначена для повторної постановки СПБУ на свердловину, яка була оставлена.

До складу якірної системи носової групи СПБУ входять:

- 2 станових якоря підвищеної тримаючої сили;
- 2 якірні лебідки з електричним приводом;
- 2 якірних кронштейни;
- 2 палубних поворотних роульси;
- 2 якірні цепи;
- 2 цепних стопора для закріплення якорів по-похідному.

Зберігання якорів носової якірної системи по-похідному передбачено на трубчастих якірних кронштейнах, які приварені на носовому транці СПБУ.

Характеристики обладнання для якірної системи кормової групи СПБУ приймаються видячи з оцінки буксируваного опору при наведенні СПБУ на свердловину, яка була оставлена.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ.01 | Арк. |
|      |      |          |        |      |                          | 27   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

До складу якірної системи кормової групи СПБУ входять:

- 2 станових якоря підвищеної тримаючої сили;
- 2 якірні лебідки з електричним приводом;
- 2 якірних кронштейни;
- 2 палубних поворотних роульси;
- 2 якірні цепи;
- 2 цепних стопора для закріплення якорів по-похідному.

Зберігання якорів кормової якірної системи по-похідному передбачено на трубчастих якірних кронштейнах, які приварені на кормовому транці СПБУ.

У комплектації якірної системи кормової групи передбачено чотири пристрої для завезення і підриву якорів ("бігунки") для можливості завезення, укладки на ґрунт, підриву та зворотного завезення як якорів якірної системи кормової групи, так і якорів якірної системи носової групи за допомогою допоміжних суден у процесі повторної постановки СПБУ на свердловину, яку було оставлено.

Якірна система повинна бути спроектована так, щоби переміщення СПБУ та зусилля і напруження, які виникають в її елементах, а також неочікуваний вихід із строю будь-якої якірної лінії, не призводили до ушкодження корпусу СПБУ і до послідовному виходу зі строю решти якірних ліній.

Якірна система в цілому повинна забезпечувати утримання СПБУ у випадку обриву одної (будь-якої найбільш навантаженої) якірної лінії до її відновлення.

Розташування елементів і пристроїв на корпусі СПБУ повинно забезпечувати можливість доступу для контролю і ремонту

|           |             |          |        |      |                                                                            |  |  |
|-----------|-------------|----------|--------|------|----------------------------------------------------------------------------|--|--|
|           |             |          |        |      | 12.КР.135.6119м.01.ПЗ.02                                                   |  |  |
|           |             |          |        |      |                                                                            |  |  |
| Зм.       | Арк.        | № докум. | Підпис | Дата | Дослідження зовнішніх<br>навантажень на СПБУ при<br>стоянці на двох якорях |  |  |
| Студент   | Герун В.В.  |          |        |      |                                                                            |  |  |
| Консульт. | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                            |  |  |
| Керівник  | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                            |  |  |
| Зав.каф.  | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                            |  |  |
|           |             |          |        |      | Літ.      Арк.      Аркушів<br>29      7                                   |  |  |
|           |             |          |        |      | НУК<br>ім. адм. Макарова                                                   |  |  |

## 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗОВНІШНІХ НАВАНТАЖЕНЬ НА СПБУ ПРИ СТОЯНЦІ НА ДВОХ ЯКОРЯХ

Параметри хвилювання будемо визначати тільки для режиму роботи бурової установки, а саме при стоянці на двох якорях.

Зробимо розрахунок для стоянки на двох якорях.

Вихідні дані:

$k_{vis} = 5 \cdot 10^{11}$  – коефіцієнт;

$\nu = 10^{-5}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м<sup>2</sup>/с;

Швидкість вітру:  $V_{w.ct} = 15,0 \dots 30,0$  м/с;

Термін дії вітру:  $t_{ct} = 10,0 \dots 20,0$  год;

Глибина в місці установки:  $H = 75$  м;

Прискорення вільного падіння:  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Розгін:  $L_{ct} = k_{vis} \cdot \frac{\nu}{V_{w.ct} \cdot 1000}$  км.

Обчислимо коефіцієнти для графіків за графіками:

$$k_{1.ct} = \frac{g \cdot t_{ct} \cdot 3600}{V_{w.ct}};$$

$$k_{2.ct} = \frac{g \cdot L_{ct} \cdot 10^3}{V_{w.ct}^2};$$

$$k_{3.ct} = \frac{g \cdot H}{V_{w.ct}^2}.$$

За графіками для визначення елементів вітрових хвиль в глибоководній і мілководній зонах (СНиП II-57-75 стор. 35). Визначимо розрахункові параметри хвилювання:

$$\frac{g \cdot \bar{T}}{V_{w.ct}} = \frac{g \cdot \bar{T}}{V_w} (k_{2.ct});$$

$$\frac{g \cdot \bar{h}}{V_{w,CT}^2} = \frac{g \cdot \bar{h}}{V_w^2} (k_{2,CT});$$

$$h_{CT} := \frac{g h_{CT} V_{w,CT}^2 \cdot V_{w,CT}^2}{g} = \begin{pmatrix} 2.5 \\ 3.3 \\ 3.9 \\ 4.2 \\ 5.2 \end{pmatrix}$$

$$T_{CT} := \frac{g T_{CT} V_{w,CT} \cdot V_{w,CT}}{g} = \begin{pmatrix} 7.49 \\ 7.93 \\ 8.72 \\ 9.58 \\ 9.72 \end{pmatrix}$$

$$\frac{g \cdot H}{V_{w,CT}^2} = \begin{pmatrix} 3.27 \\ 2.09 \\ 1.45 \\ 1.07 \\ 0.82 \end{pmatrix}$$

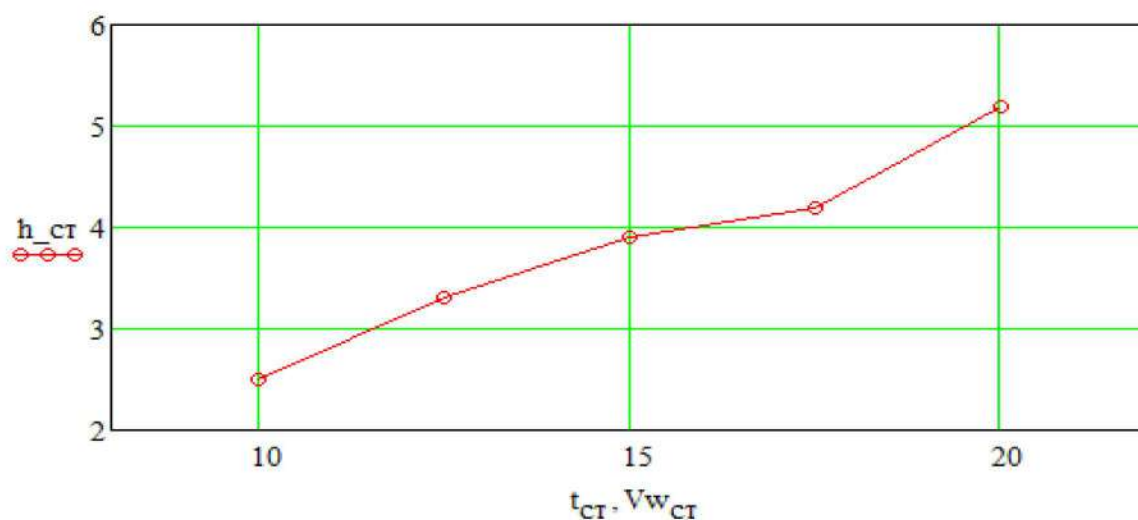


Рисунок 2.1 – Залежність висоти хвилі  $h_{CT}$  від швидкості вітру та терміну дії вітру при стоянці на двох якорях



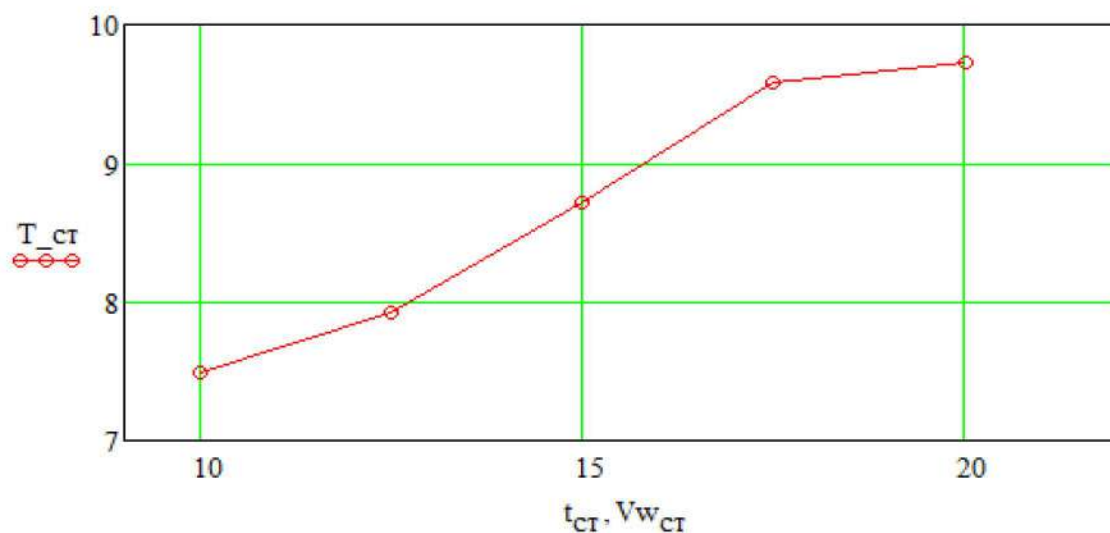


Рисунок 2.2 – Залежність періоду  $T_{ст}$  від швидкості вітру та терміну дії вітру при стоянці на двох якорях

Середня довжина хвилі:

$$\lambda_{ст} := \frac{g \cdot T_{ст}^2}{2 \cdot \pi} = \begin{pmatrix} 87.6 \\ 98.2 \\ 118.6 \\ 143.3 \\ 147.7 \end{pmatrix}$$

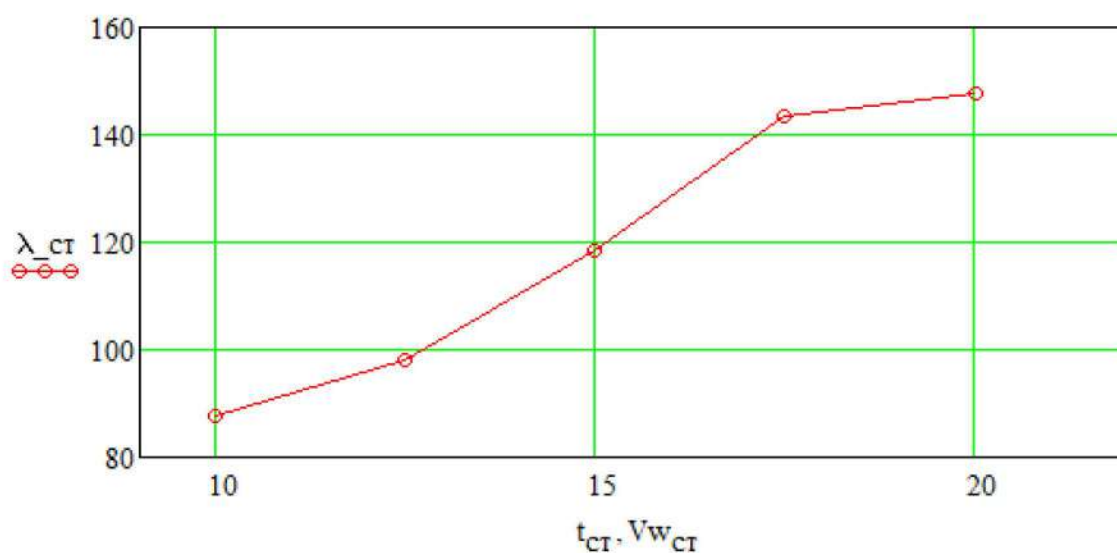


Рисунок 2.3 – Залежність довжини хвилі  $\lambda_{ст}$  від зовнішніх зусиль при стоянці на двох якорях

Таким чином при розрахунку, було отримано середні значення довжини хвилі (м), періоду (с) та висоти хвилі (м) при стоянці на двох якорях:

$$\lambda_{\text{ст}} := \begin{pmatrix} 87.6 \\ 98.2 \\ 118.6 \\ 143.3 \\ 147.7 \end{pmatrix} \quad t_{\text{ст}} := \begin{pmatrix} 7.49 \\ 7.93 \\ 8.72 \\ 9.58 \\ 9.72 \end{pmatrix} \quad h_{\text{ст}} := \begin{pmatrix} 2.5 \\ 3.3 \\ 3.9 \\ 4.2 \\ 5.2 \end{pmatrix}$$

Висота хвилі  $i$ -тої забезпеченості в глибоководній зоні визначається за формулою:

$$h_{i\%} = k_i \cdot h_{\text{ст}}$$

де  $k_i$  – коефіцієнт, що визначається за графіком (СНиП 2-57-75 стор. 36, рис. 39).

$$k_{2.\text{ст}} = \frac{g \cdot L_{\text{ст}} \cdot 10^3}{V_{w.\text{ст}}^2} ; \quad k_{0,1\%}(k_{2.\text{ст}}) = 2,72;$$

$$h_{0,1\%.\text{ст}}(k_{2.\text{ст}}) = k_{0,1\%}(k_{2.\text{ст}}) \cdot h_{\text{ст}};$$

$$h_{1\%.\text{ст}}(k_{2.\text{ст}}) = k_{1\%}(k_{2.\text{ст}}) \cdot h_{\text{ст}};$$

$$h_{0,1\%.\text{ст}} := \begin{pmatrix} 6.9 \\ 8.9 \\ 10.5 \\ 11.5 \\ 14.2 \end{pmatrix} \quad h_{1\%.\text{ст}} := \begin{pmatrix} 5.83 \\ 7.53 \\ 8.94 \\ 9.74 \\ 12.08 \end{pmatrix}$$

Перевищення вершини хвилі над розрахунковим рівнем  $\eta_c$  (м) будемо визначати за величиною  $\frac{\eta_c}{h_i}$  для значення  $\frac{h_{0,1\%}}{gT_{-i}^2}$  при стоянці на двох якорях.

$$\frac{h_{0.1\%.CT}}{g \cdot T_{CT}^2} = \begin{pmatrix} 0.0125 \\ 0.0144 \\ 0.0141 \\ 0.0128 \\ 0.0153 \end{pmatrix}$$

приймаємо  $\frac{\eta_{с.ст}}{h_i} = 0,556$ ;

$$\eta_{с.ст} := h_{0.1\%.CT} \cdot 0.556 = \begin{pmatrix} 3.836 \\ 4.948 \\ 5.838 \\ 6.394 \\ 7.895 \end{pmatrix}$$

Визначимо кліренс  $l$ :

$$l_{1.ст} := \eta_{с.ст} + 1.5 = \begin{pmatrix} 5.336 \\ 6.448 \\ 7.338 \\ 7.894 \\ 9.935 \end{pmatrix},$$

де 1,5 м - величина запасу.

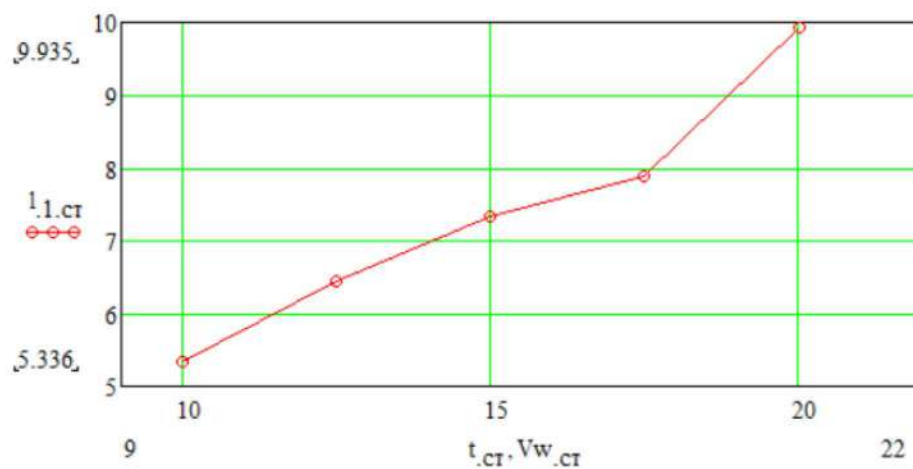


Рисунок 2.4 – Залежність величини кліренсу  $l_{1.ст}$ , від зовнішніх зусиль при стоянці на двох якорях

Визначимо висоту колон  $h_{к.ст}$  :

$$l_{2.ст} := 0.1 \cdot \lambda_{ст} = \begin{pmatrix} 8.76 \\ 9.82 \\ 11.86 \\ 14.33 \\ 14.77 \end{pmatrix} \quad h_{к.ст} := l_{1.ст} + l_{2.ст} = \begin{pmatrix} 14.1 \\ 16.27 \\ 19.2 \\ 22.22 \\ 24.71 \end{pmatrix}$$

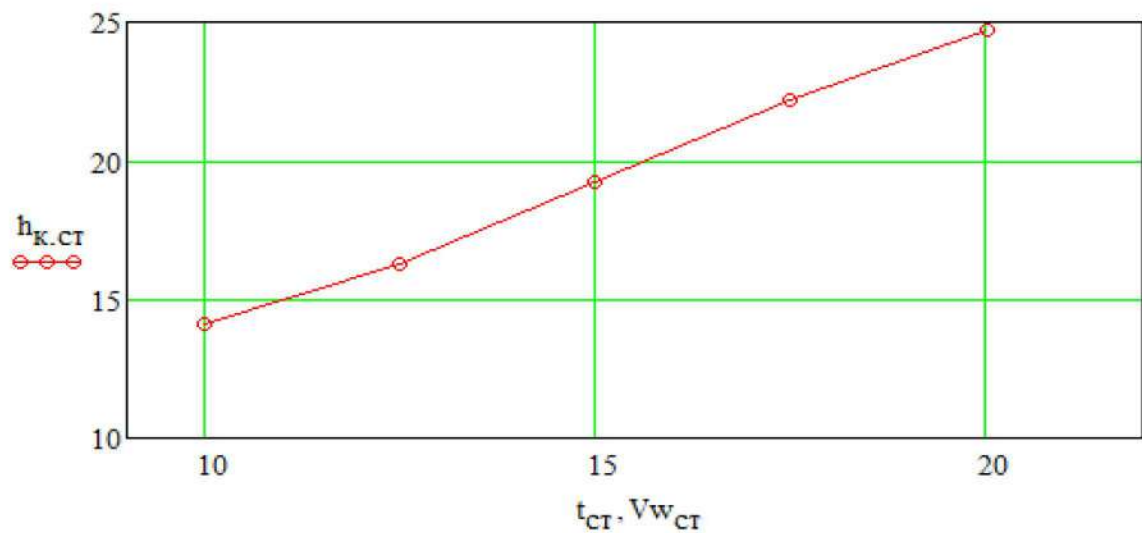


Рисунок 2.5 – Залежність висоти колон  $h_{к.ст}$ , від зовнішніх зусиль при стоянці на двох якорях

|           |             |          |        |      |                                                                                                                       |  |  |
|-----------|-------------|----------|--------|------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|--|
|           |             |          |        |      | 12.КР.135.6119м.01.ПЗ.03                                                                                              |  |  |
|           |             |          |        |      |                                                                                                                       |  |  |
| Зм.       | Арк.        | № докум. | Підпис | Дата | Оцінка зміщення СПБУ під час<br>стоянки на звичайній якірній<br>системі з довгими ланцюгами<br>без підвісних вантажів |  |  |
| Студент   | Герун В.В.  |          |        |      |                                                                                                                       |  |  |
| Консульт. | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                                                                       |  |  |
| Керівник  | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                                                                       |  |  |
| Зав.каф.  | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                                                                       |  |  |
|           |             |          |        |      | Літ.      Арк.      Аркушів<br>36      12<br><b>НУК</b><br>ім. адм. Макарова                                          |  |  |

# 3 ОЦІНКА ЗМІЩЕННЯ СПБУ ПІД ЧАС СТОЯНКИ НА ЗВИЧАЙНІЙ ЯКІРНІЙ СИСТЕМІ З ДОВГИМИ ЛАНЦЮГАМИ БЕЗ ПІДВІСНИХ ВАНТАЖІВ

## 3.1 Опис статичних розрахунків якірної системи

Розрахункову схему якірної стоянки СПБУ на двох якорях – пряму якірну систему СПБУ з довгими ланцюгами без підвісних вантажів показано на рис. 3.1.

Прийнято, що зовнішнє горизонтальне навантаження  $R$ , яке діє на плаваючий об'єкт, направлено зліва направо. При прийнятому такому напрямленню навантаження ланцюгової зв'язки  $A_1B_1$  будуть передніми, а зв'язки  $\overline{A_1} \overline{B_1}$  – тиловими.

В початковому стані спокою, тобто при відсутності зовнішнього горизонтального навантаження  $R$ , положення СПБУ показано на рис. 3.1 безперервними лініями. В робочому стані, тобто при дії зовнішнього горизонтального навантаження  $R$ , положення СПБУ показано пунктиром.

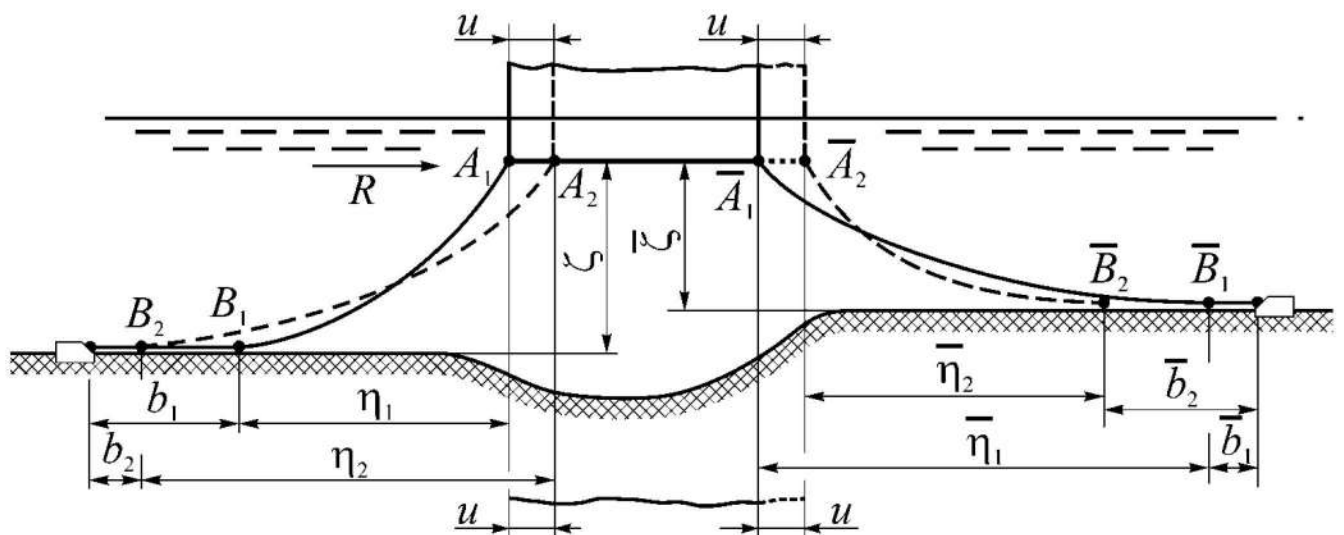


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема якірної стоянки СПБУ на двох якорях (пряма якірна система СПБУ з довгими ланцюгами без підвісних вантажів)

В результаті дії зовнішнього горизонтального навантаження  $R$  відбулося зміщення корпусу СПБУ в горизонтальному напрямі на величину  $u$ .

Прийняті допущення:

- СПБУ – жорстке (тверде) тіло;
- якорні зв'язки – гнучкі, важкі і нерозтягнуті зв'язки, які провисають по ланцюговим лініям;
- положення якорів стабілізоване.

Вихідні дані для розрахунків:

$H_1$  – горизонтальна складова натягу ланцюгів в початковому стані (распір), приймається такою, що дорівнює подвійній силі тяжіння якоря якорного пристрою СПБУ, кН;

$q, \bar{q}$  – сили тяжіння (ваги) одиниці довжини переднього і тилового ланцюга у воді, кН;

$\zeta, \bar{\zeta}$  – вертикальні проекції вільних провисів для переднього і тилового ланцюга (відстань від поверхні дна до ключової точки якорного пристрою СПБУ), м; для переднього ланцюга глибина моря задана в завданні на проектування, для тилового ланцюга – на 10 м менше.

Відповідно до властивостей ланцюгової лінії значення  $H_1$  одне і теж у всіх вільних провисах ланцюгів і, відповідно, є навантаження на якоря в початковому стані, якщо зневажати тертям о ґрунт ділянки ланцюга перед якорем.

Вважається, що зовнішнє горизонтальне навантаження  $R$  сприймається тільки переднім ланцюгом, який характеризується величинами  $H_1, q, \zeta$ . Спочатку повинен проводитися розрахунок ланцюга в початковому стані, а потім – в одному або декількох робочих станах. У зв'язку з цим в позначеннях відповідних величин при розрахунках в початковому стані використовується індекс 1, а при розрахунках в робочому стані – індекс 2.

Початковий стан. Параметр  $a_1$  ланцюгової лінії для переднього ланцюга:

$$a_1 = \frac{H_1}{q} . \quad (3.1)$$



Далі необхідно визначити величину горизонтальної проекції  $\eta_1$  вільного провисання ланцюга. Для цього в рівнянні ланцюгової лінії (3.1) необхідно підставити координати ключової точки, тобто прийняти  $x = \eta_1$ ,  $z = a_1 + \zeta$ ,  $a = a_1$ .

Таким чином,

$$\operatorname{ch} \frac{\eta_1}{a_1} = 1 + \frac{\zeta}{a_1}. \quad (3.2)$$

Із (3.2) визначається величина горизонтальної проекції вільного провісу ланцюга (див. рис. 3.1):

$$\eta_1 = a_1 \operatorname{Arch} \left( 1 + \frac{\zeta}{a_1} \right). \quad (3.3)$$

Довжина вільного провісу ланцюга в ключовій точці  $A_1$ :

$$S_1 = a_1 \operatorname{sh} \frac{\eta_1}{a_1}. \quad (3.4)$$

Найбільша величина повного натягу  $T_1$  ланцюга має місце в ключовій точці і дорівнює:

$$T_1 = q(a_1 + \zeta). \quad (3.5)$$

Робочий стан. При дії зовнішнього горизонтального навантаження  $R$ , горизонтальне навантаження на якір (распир в ланцюзі):

$$H_2 = H_1 + R. \quad (3.6)$$

Величини  $a_2, \eta_2, S_2, T_2$  визначаються послідовно відповідно до залежностей (3.1),

(3.3) – (3.5), в яких індекс  $1$  повинен бути змінено на індекс  $2$ :

$$a_2 = \frac{H_2}{q}; \quad \eta_2 = a_2 \operatorname{Arch} \left( 1 + \frac{\zeta}{a_2} \right); \quad (3.7)$$

$$S_2 = a_2 \operatorname{sh} \frac{\eta_2}{a_2}; \quad T_2 = q(a_2 + \zeta). \quad (3.8)$$

Горизонтальне переміщення  $u$  СПБУ під дією зовнішнього горизонтального навантаження  $R$ :

$$u = (S_1 - \eta_1) - (S_2 - \eta_2). \quad (3.9)$$

Для тилового ланцюга вихідні дані:  $H_1, \bar{q}, \bar{\zeta}$ .

### 3.2 Програма розрахунку якірної системи СПБУ

$M_{\text{як}} = 29000$  – маса якоря АС-14, кг;

$d_{\text{ц}} = 152$  – калібр ланцюга, мм;

$H_{\text{моря}} = 75$  – глибина моря, м;

$T = 5,47$  – осадка, м.

$m_{\text{ц,вод}} = 0,87 \cdot 0,0218 \cdot d_{\text{ц}}^2 = 0,87 \cdot 0,0218 \cdot 152^2 = 438,19$  – лінійна маса якірного ланцюга у воді, кг/м;

$\zeta = H_{\text{моря}} = 75$  – вертикальна проекція вільного провису для переднього ланцюга (відстань від поверхні дна до клюзової точки якірного пристрою СПБУ), м;

$\zeta = \zeta - 10 = 75 - 10 = 65$  – вертикальна проекція вільного провису для тилового ланцюга (відстань від поверхні дна до клюзової точки якірного пристрою СПБУ), м;

$H_1 = 2 \cdot g \cdot M_{\text{як}} \cdot 10^{-3} = 2 \cdot 9,81 \cdot 29000 \cdot 10^{-3} = 569$  – горизонтальна складова натягу ланцюгів в початковому стані (распір), приймається такою, що дорівнює подвійній силі тяжіння якоря якірного пристрою СПБУ, кН;

$q = m_{\text{ц,вод}} \cdot g \cdot 10^{-3} = 438,19 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = 4,3$  – сила тяжіння (ваги) одиниці довжини переднього ланцюга у воді, кН;

$q_- = q = 4,3$  – сила тяжіння (ваги) одиниці довжини тилового ланцюга у воді, кН;

$R = P_{\text{wnd}} + P_{\text{T}} + P_{\text{хв}}$  – зовнішнє горизонтальне навантаження (загальний вигляд).

Зовнішнє горизонтальне навантаження (для різних напрямків)

Швидкість вітру:  $V_{w, \text{ст}} = 15,0 \dots 30,0$  м/с;

Швидкість течії:  $V_{t, \text{ст}} = 1 \dots 5$  м/с;

$P_{\text{ст.вд}} = 2100$  – вітрове навантаження вздовж споруди (при стоянці), кН;

$P_{\text{ст.пш}} = 3200$  – вітрове навантаження поперек споруди (при стоянці), кН;

Навантаження від течії, хвильове навантаження (при стоянці), кН:

$$P_{\text{T, ст}} := \begin{pmatrix} 1.315 \times 10^3 \\ 5.261 \times 10^3 \\ 11.837 \times 10^3 \\ 21.043 \times 10^3 \\ 32.88 \times 10^3 \end{pmatrix} \quad P_{\text{хв, ст}} := \begin{pmatrix} 17658.258 \\ 23017.214 \\ 29970.097 \\ 35000.58 \\ 35657.822 \end{pmatrix}$$

Зовнішнє горизонтальне навантаження, кН:

$$R := \begin{pmatrix} P_{\text{ст.вд}} + P_{\text{т.ст}} + P_{\text{хв.ст}} \\ P_{\text{ст.пп}} + P_{\text{т.ст}} + P_{\text{хв.ст}} \end{pmatrix} \quad R = \begin{pmatrix} 22573.258 \\ 31878.214 \\ 45407.097 \\ 59643.58 \\ 72137.822 \\ 23673.258 \\ 32978.214 \\ 46507.097 \\ 60743.58 \\ 73237.822 \end{pmatrix}$$

Параметр ланцюгової лінії для переднього ланцюга:

$$a_1 := \frac{H_1}{q} = \frac{569}{4.3} = 132.33$$

Величина горизонтальної проекції вільного провісу ланцюга:

$$\eta_1 := a_1 \cdot \operatorname{acosh} \left( 1 + \frac{\zeta}{a_1} \right) = 132.33 \cdot \operatorname{acosh} \left( 1 + \frac{75}{132.33} \right) = 134.96$$

Довжина вільного провісу ланцюга в ключовій точці  $A_1$ :

$$S_1 := a_1 \cdot \sinh \left( \frac{\eta_1}{a_1} \right) = 132.33 \cdot \sinh \left( \frac{134.96}{132.33} \right) = 159.6$$

Найбільша величина повного натягу ланцюга (в ключовій точці):

$$T_1 := q \cdot (a_1 + \zeta) = 4.3 \cdot (132.33 + 75) = 891.52$$

Горизонтальне навантаження на якір при дії зовнішнього горизонтального навантаження  $H_2$ , кН.

Параметр ланцюгової лінії  $a_2$ .

$$H_2 := H_1 + R \qquad a_2 := \frac{H_2}{q}$$

$$H_2 = \begin{pmatrix} 23142.3 \\ 32447.2 \\ 45976.1 \\ 60212.6 \\ 72706.8 \\ 24242.3 \\ 33547.2 \\ 47076.1 \\ 61312.6 \\ 73806.8 \end{pmatrix} \qquad a_2 = \begin{pmatrix} 5381.92 \\ 7545.86 \\ 10692.12 \\ 14002.93 \\ 16908.56 \\ 5637.73 \\ 7801.68 \\ 10947.93 \\ 14258.74 \\ 17164.38 \end{pmatrix}$$

Величина горизонтальної проекції вільного провісу ланцюга  $\eta_2$ .

Довжина вільного провісу ланцюга в ключовій точці  $A_1$ .

$$\eta_2 := \left( a_2 \cdot \operatorname{acosh} \left( 1 + \frac{\zeta}{a_2} \right) \right) \qquad S_2 := \left( a_2 \cdot \sinh \left( \frac{\eta_2}{a_2} \right) \right)$$

$$\eta_2 = \begin{pmatrix} 897.5 \\ 1063 \\ 1265.7 \\ 1448.6 \\ 1592 \\ 918.6 \\ 1080.9 \\ 1280.7 \\ 1461.8 \\ 1604 \end{pmatrix} \qquad S_2 = \begin{pmatrix} 901.6 \\ 1066.5 \\ 1268.6 \\ 1451.2 \\ 1594.3 \\ 922.7 \\ 1084.4 \\ 1283.7 \\ 1464.4 \\ 1606.3 \end{pmatrix}$$

Найбільша величина повного натягу ланцюга (в клюзовій точці):

$$T_2 := q \cdot (a_2 + \zeta)$$

$$T_2 = \begin{pmatrix} 23464.8 \\ 32769.7 \\ 46298.6 \\ 60535.1 \\ 73029.3 \\ 24564.8 \\ 33869.7 \\ 47398.6 \\ 61635.1 \\ 74129.3 \end{pmatrix}$$

Горизонтальне переміщення СПБУ під дією зовнішнього горизонтального навантаження, м:

$$u := (S_1 - \eta_1) - (S_2 - \eta_2)$$

$$u = \begin{pmatrix} 20.5 \\ 21.1 \\ 21.7 \\ 22.1 \\ 22.3 \\ 20.6 \\ 21.2 \\ 21.7 \\ 22.1 \\ 22.3 \end{pmatrix}$$

Знаходимо залежність горизонтального переміщення  $u$  СПБУ від швидкості вітру  $V_{w,ст}$  м/с та від швидкості течії  $V_{t,ст}$  м/с:

$$V_{w.ct} := \begin{pmatrix} 15 \\ 18.75 \\ 22.5 \\ 26.25 \\ 30 \end{pmatrix} \quad V_{t.ct} := \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \end{pmatrix}$$

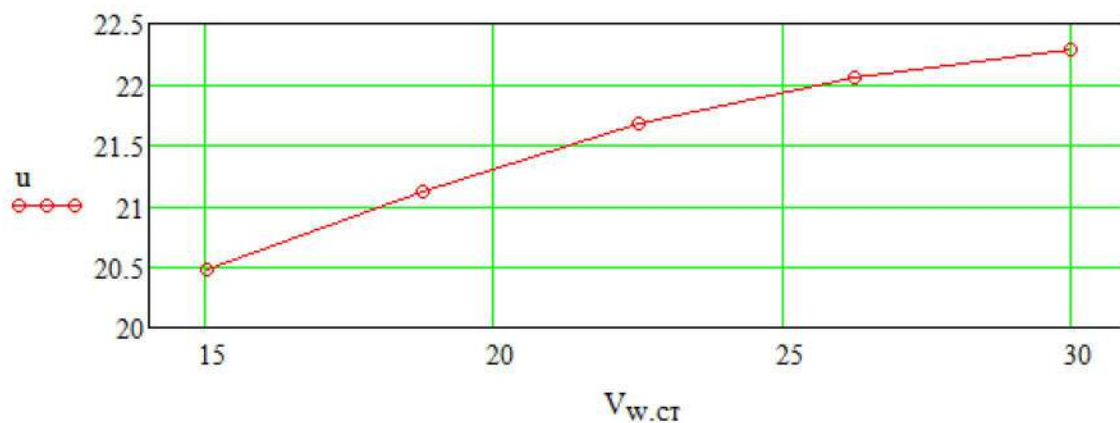


Рисунок 3.2 – Залежність горизонтального переміщення  $u$  СПБУ від швидкості вітру  $V_{w.ct}$  м/с

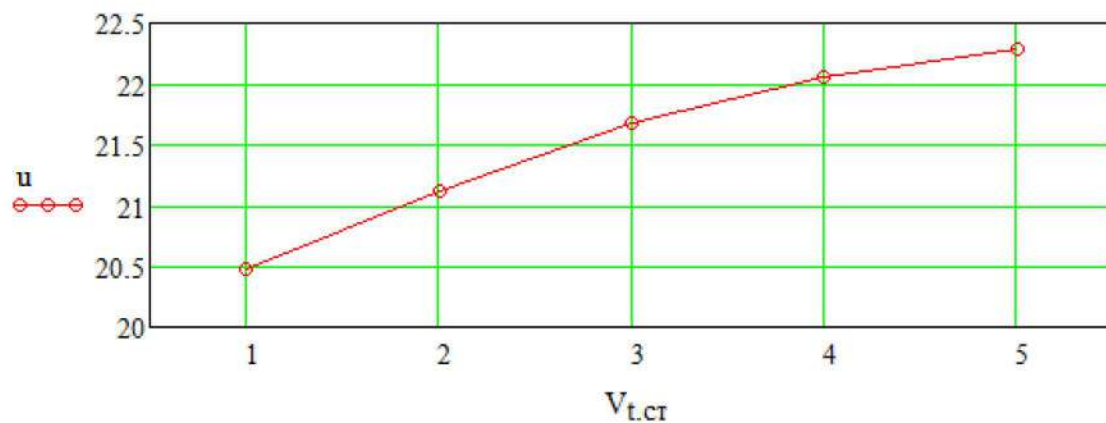


Рисунок 3.3 – Залежність горизонтального переміщення  $u$  СПБУ від швидкості течії  $V_{t.ct}$  м/с



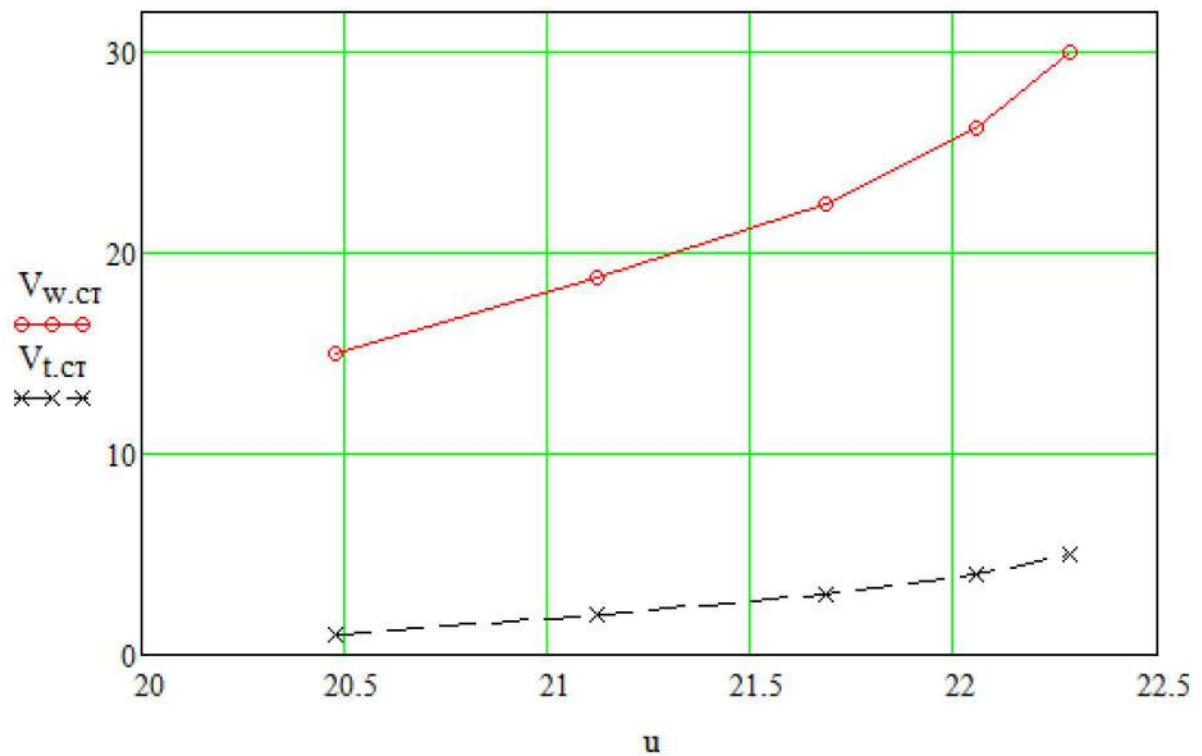


Рисунок 3.4 – Залежність горизонтального переміщення  $u$  СПБУ від швидкості вітру  $V_{w.ct}$  м/с та від швидкості течії  $V_{t.ct}$  м/с

Розрахунок для тилового ланцюга

Параметр ланцюгової лінії для тилового ланцюга:

$$a_{1\_} := \frac{H_1}{q_-} = \frac{569}{4.3} = 132.33$$

Величина горизонтальної проекції вільного провісу ланцюга:

$$\eta_{1\_} := a_{1\_} \cdot \operatorname{acosh} \left( 1 + \frac{\zeta_-}{a_{1\_}} \right) = 132.3 \cdot \operatorname{acosh} \left( 1 + \frac{65}{132.3} \right) = 126.29$$

Довжина вільного провісу ланцюга в ключовій точці  $A_1$ :

$$S_{1\_} := a_{1\_} \cdot \sinh\left(\frac{\eta_{1\_}}{a_{1\_}}\right) = 132.3 \cdot \sinh\left(\frac{126.29}{132.3}\right) = 146.36$$

Найбільша величина повного натягу ланцюга (в ключовій точці):

$$T_{1\_} := q_{\_} \cdot (a_{1\_} + \zeta_{\_}) = 4.3 \cdot (132.3 + 65) = 848.39$$

Горизонтальне переміщення СПБУ під дією горизонтального навантаження, м:

$$u_{\_} := S_{1\_} - \eta_{1\_} = 146.36 - 126.29 = 20.07$$

|            |             |                 |               |             |                                                             |                                 |             |                |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|-------------------------------------------------------------|---------------------------------|-------------|----------------|
|            |             |                 |               |             | <b>12.КР.135.6119м.01.ПЗ.04</b>                             |                                 |             |                |
|            |             |                 |               |             |                                                             |                                 |             |                |
| <b>Зм.</b> | <b>Арк.</b> | <b>№ докум.</b> | <b>Підпис</b> | <b>Дата</b> |                                                             |                                 |             |                |
| Студент    |             | Герун В.В.      |               |             | <b>Дослідження міцності елементів<br/>якірного пристрою</b> | <b>Літ.</b>                     | <b>Арк.</b> | <b>Аркушів</b> |
| Консульт.  |             | Зайцев В.В.     |               |             |                                                             |                                 | 48          | 13             |
| Керівник   |             | Зайцев В.В.     |               |             |                                                             | <b>НУК</b><br>ім. адм. Макарова |             |                |
| Зав.каф.   |             | Зайцев В.В.     |               |             |                                                             |                                 |             |                |
|            |             |                 |               |             |                                                             |                                 |             |                |

## 4 ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ЯКІРНОГО ПРИСТРОЮ

### 4.1 Характеристики постачання

Характеристика постачання для вибору якірного постачання повинна розраховуватися за формулою:

$$N_c = K_1 \cdot K_2 \cdot \Delta^{\frac{2}{3}} + K_3 \cdot A,$$

де

$K_1 = 1,75$  – коефіцієнт форми для бурових катамаранів та інших подібних типів ПБУ;

$K_2 = 1,2$  – коефіцієнт хвильового впливу;

$K_3 = 2,1$  – коефіцієнт вітрового впливу;

$\Delta = 11613$  – об'ємна водотоннажність (із роділу 1),  $m^3$ ;

$A$  – сумарна площа проекцій конструкцій, що піднімаються над ватерлінією (що проходить через центр знака вантажної марки), на площину, нормальну до горизонтальної проекції якірної лінії,  $m^2$ .

$D_k = 6,0$  – діаметр колон, м;

$h_k = 83,8$  – висота колон, м;

$H_{\Pi} = 10,1$  – висота понтону, м;

$T = 5,47$  – осадка при бурінні (експлуатаційна), м;

$L_k = 66,95$  – відстань між вісями колон (по довжині понтону), м;

$b_m = 2 \cdot L_k + D_k = 139,9$  – довжина мосту, м;

$h_m = 6$  – висота мосту, м;

$b_{\text{вс.ня}} = b_m = 139,9$  – довжина нижнього ярусу верхньої споруди, м;

$h_{\text{вс.ня}} = 6$  – висота нижнього ярусу верхньої споруди, м;

$b_{\text{вс.вя}} = L_k + D_k = 72,95$  – довжина верхнього ярусу верхньої споруди, м;

$h_{\text{вс.вя}} = 6$  – висота верхнього ярусу верхньої споруди, м;

Розміри бурової вежі (згідно ескізу), м:

$$b_{B,0} = 19.8$$

$$b_{B,1} = 10.391$$

$$b_{B,2} = 12.517$$

$$b_{B,3} = 8.958$$

$$b_{B,4} = 5.377$$

$$h_{B,1} = 25$$

$$h_{B,2} = 8.991$$

$$h_{B,2,2} = 2.645$$

$$h_{B,3} = 30.98$$

Площа парусності, м<sup>2</sup>:

$$A := \sum \begin{bmatrix} 3 \cdot D_K \cdot (h_K + H_{II} - T) \\ b_M \cdot h_M \\ b_{BC,HA} \cdot h_{BC,HA} \\ b_{BC,VA} \cdot h_{BC,VA} \\ 0.5 \cdot h_{B,1} \cdot (b_{B,0} + b_{B,1}) \cdot 0.6 \\ h_{B,2} \cdot b_{B,2} \\ 0.5 \cdot h_{B,2,2} \cdot (b_{B,2} + b_{B,3}) \\ 0.5 \cdot h_{B,3} \cdot (b_{B,3} + b_{B,4}) \cdot 0.6 \end{bmatrix} = \sum \begin{bmatrix} 3 \cdot 6.0 \cdot (83.8 + 10.1 - 5.47) \\ 139.9 \cdot 6 \\ 139.9 \cdot 6 \\ 72.95 \cdot 6 \\ 0.5 \cdot 25 \cdot (19.8 + 10.391) \cdot 0.6 \\ 8.991 \cdot 12.517 \\ 0.5 \cdot 2.645 \cdot (12.517 + 8.958) \\ 0.5 \cdot 30.98 \cdot (8.958 + 5.377) \cdot 0.6 \end{bmatrix} = 4208.843$$

Характеристика постачання, м<sup>2</sup>:

$$N_c = K_1 \cdot K_2 \cdot \Delta^{\frac{2}{3}} + K_3 \cdot A = 1.75 \cdot 1.2 \cdot 11613^{\frac{2}{3}} + 2.1 \cdot 4208.8430245 = 9915.487$$

#### 4.2 Визначення якірно-швартовного постачання

Відповідно до характеристики постачання обрано наступні значення елементів якірно-швартовного постачання бурової.

$N_{\text{як}} = 3$  – кількість станових якорів;

$M'_{\text{як}} = 29000$  – маса кожного якоря, кг (без прив'язки до типу якоря);

$d'_{\text{як}} = \begin{pmatrix} 0 \\ 152 \\ 132 \end{pmatrix}$  – калібр ланцюга за категоріями міцності, мм;

$N_{\text{кан}} = 14$  – кількість швартовних канатів.

Категорії міцності ланцюга = 2.

Категорії міцності ланцюга:

1 - звичайної міцності (вже не застосовується);

2 - підвищеної міцності;

3 - особливої міцності.

$d_{\text{ц}} = 152$  – калібр ланцюга, мм.

#### 4.3 Визначення основних характеристик якоря АС-14

$M_{\text{як}} = 29000$  – маса якоря АС-14, кг.

Розміри якоря АС-14, мм:

$A_{\text{АС14}} = 4670$

$B_{\text{АС14}} = 4180$

$C_{\text{АС14}} = 1323$

$D_{\text{АС14}} = 807$

$E_{\text{АС14}} = 2885$

$F_{\text{АС14}} = 2275$

$G_{\text{АС14}} = 660$

$H_{\text{АС14}} = 925$

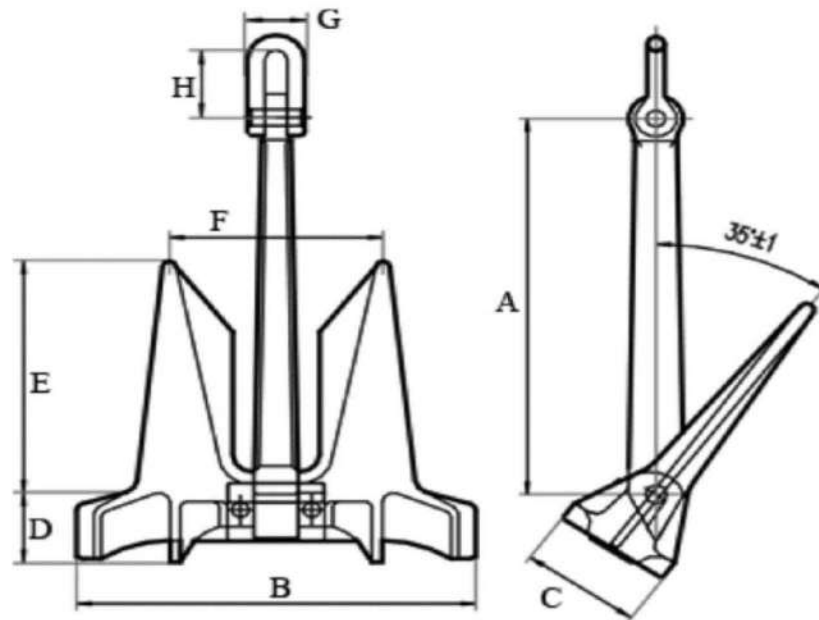


Рисунок 4.1 – Ескіз якорю АС-14

#### 4.4 Якірний ланцюг та розмір його елементів

Категорії міцності ланцюга = 2.

$d_{\text{ц}} = 152$  – калібр ланцюга, мм.

$T_p = 10100$  – розривне зусилля ланцюга, кН.

Обираємо розміри елементів якірного ланцюгу.

Загальне звено якірного ланцюгу з контрфорсом, мм:

$d_{\text{ц}} = 152$  мм;

$6 \cdot d_{\text{ц}} = 6 \cdot 152 = 912$  мм;

$3,6 \cdot d_{\text{ц}} = 3,6 \cdot 152 = 547,2$  мм.

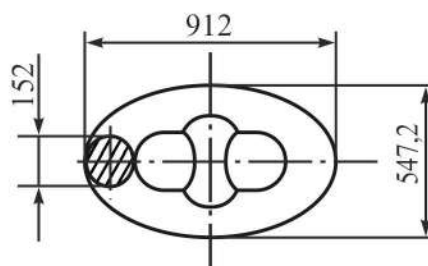


Рисунок 4.2 – Загальна ланка якірного ланцюгу з контрфорсом

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

12.KP.135.6119м.01.ПЗ.04

Арк.

52



Загальна ланка якірного ланцюгу без контрфорсу, мм:

$$d_{\text{ц}} = 152 \text{ мм};$$

$$5 \cdot d_{\text{ц}} = 5 \cdot 152 = 760 \text{ мм};$$

$$3,4 \cdot d_{\text{ц}} = 3,4 \cdot 152 = 516,8 \text{ мм}.$$

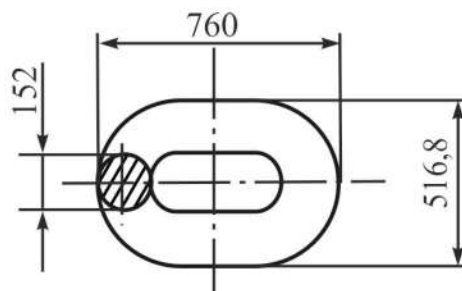


Рисунок 4.3 – Загальна ланка якірного ланцюгу без контрфорсу

Скоба кінцева, мм:

$$5 \cdot d_{\text{ц}} = 5 \cdot 152 = 760 \text{ мм};$$

$$8,2 \cdot d_{\text{ц}} = 8,2 \cdot 152 = 1246,4 \text{ мм};$$

$$1,4 \cdot d_{\text{ц}} = 1,4 \cdot 152 = 212,8 \text{ мм}.$$

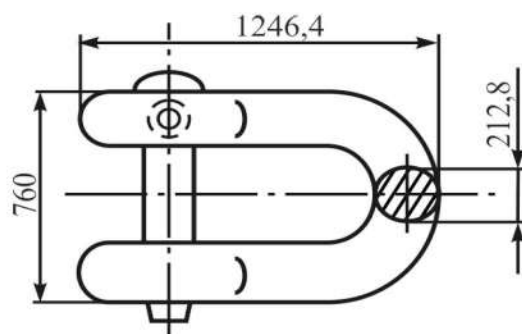


Рисунок 4.4 – Скоба кінцева

Ланка кінцева, мм:

$$1,2 \cdot d_{\text{ц}} = 1,2 \cdot 152 = 182,4 \text{ мм};$$

$$7 \cdot d_{\text{ц}} = 7 \cdot 152 = 1064 \text{ мм};$$

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

12.KP.135.6119м.01.ПЗ.04

Арк.

53

$$4 \cdot d_{\text{ц}} = 4 \cdot 152 = 608 \text{ мм.}$$

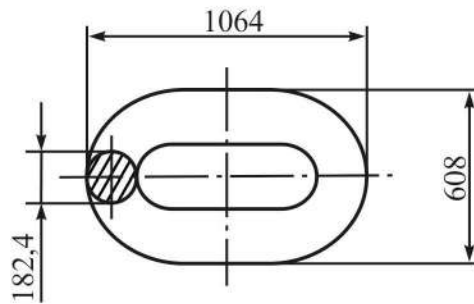


Рисунок 4.5 – Звено кінцеве

Звено сполучне Кентера, мм:

$$4 \cdot d_{\text{ц}} = 4 \cdot 152 = 608 \text{ мм;}$$

$$6 \cdot d_{\text{ц}} = 6 \cdot 152 = 912 \text{ мм;}$$

$$d_{\text{ц}} = 152 \text{ мм.}$$

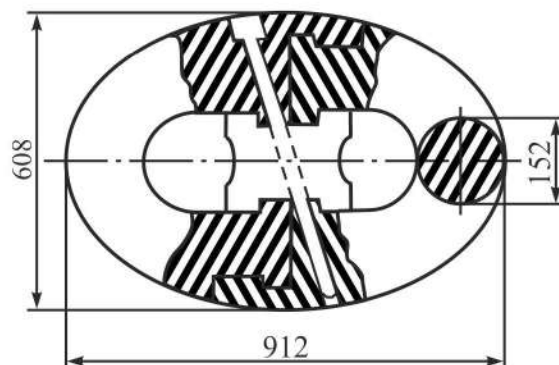


Рисунок 4.6 – Звено сполучне Кентера

Вертлюг, мм:

$$4,7 \cdot d_{\text{ц}} = 4,7 \cdot 152 = 714,4 \text{ мм;}$$

$$1,2 \cdot d_{\text{ц}} = 1,2 \cdot 152 = 182,4 \text{ мм;}$$

$$1,1 \cdot d_{\text{ц}} = 1,1 \cdot 152 = 167,2 \text{ мм;}$$

$$9,8 \cdot d_{\text{ц}} = 9,8 \cdot 152 = 1489,6 \text{ мм.}$$

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

12.KP.135.6119м.01.ПЗ.04

Арк.

54

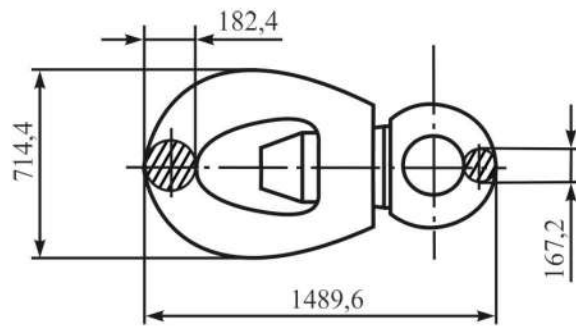


Рисунок 4.7 – Вертлюг

Вертлюг-скоба, мм:

$$5 \cdot d_{\text{ц}} = 5 \cdot 152 = 760 \text{ мм};$$

$$1,1 \cdot d_{\text{ц}} = 1,1 \cdot 152 = 167,2 \text{ мм};$$

$$d_{\text{ц}} = 152 \text{ мм};$$

$$16 \cdot d_{\text{ц}} = 16 \cdot 152 = 2432 \text{ мм}.$$

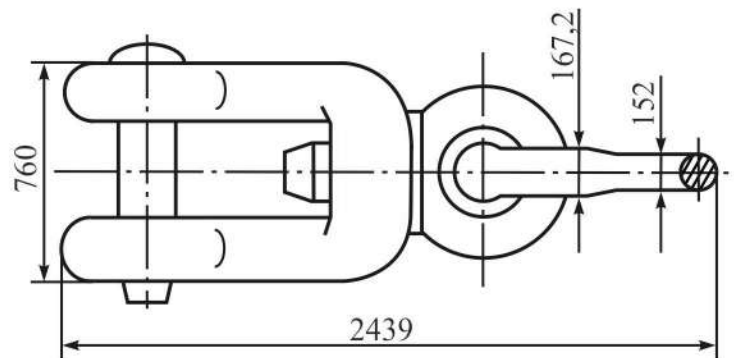


Рисунок 4.8 – Вертлюг-скоба

#### 4.5 Розрахунок міцності загальної ланки якірного ланцюгу з контрфорсом

Для розрахунку використовуємо сталь AISI1020, характеристики якої представлені в таблиці 4.5.1.

Межа плинності  $\sigma_T = 352$  МПа.

Межа міцності при розтягуванні  $\sigma_M = 420$  МПа.

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

12.KP.135.6119м.01.ПЗ.04

Арк.

55

Таблиця 4.1 – Характеристики сталі AISI1020

| Свойство                         | Значение             | Единицы измерения |
|----------------------------------|----------------------|-------------------|
| Модуль упругости                 | $2 \times 10^{11}$   | Н/м <sup>2</sup>  |
| Коэффициент Пуассона             | 0.29                 | Неприемлемо       |
| Модуль сдвига                    | $7.7 \times 10^{10}$ | Н/м <sup>2</sup>  |
| Массовая плотность               | 7900                 | кг/м <sup>3</sup> |
| Предел прочности при растяжении  | 420507000            | Н/м <sup>2</sup>  |
| Предел текучести                 | 351571000            | Н/м <sup>2</sup>  |
| Коэффициент теплового расширения | 150000               | 1/К               |
| Удельная теплоемкость            | 420                  | Дж/(кг*К)         |

#### 4.6 Розрахунок міцності ланки якірного ланцюгу з контрфорсом на розтягнення

Перевіримо міцність ланки:

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq [\sigma],$$

де  $P$  – розрахункове навантаження, кН;

$F = \pi r^2 \cdot 2$  - площа перерізу ланки, мм<sup>2</sup>;

$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1,25}$  – допустимі напруження на розтяг,

де 1,25 – коефіцієнт запасу міцності;

$\sigma_T = 352$  МПа – межа плинності матеріалу.

Розрахункове навантаження дорівнює розривному зусиллю якірного ланцюгу:

$$P = P_p = 10100 \text{ кН};$$

$$F = 36273 \text{ мм}^2;$$

$$[\sigma] = \frac{352}{1,25} = 282 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma = \frac{10100 \cdot 10^3}{36273} = 278 \text{ Н/мм}^2 \leq 282 \text{ Н/мм}^2.$$

Умова міцності виконується.

#### 4.7 Розрахунок міцності ланки якірного ланцюгу з контрфорсом на зминання

Для забезпечення міцності при зминанні необхідно, щоб виникаюче напруження зминання не перевищувало допустиме напруження на зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

де  $P$  – розрахункове навантаження, кН;

$F = \pi r^2 \cdot 2$  - площа зминання ланки, мм<sup>2</sup>;

$[\sigma_{\text{см}}] = (2...2,5) \cdot [\sigma]$  - допустимі напруження на зминання.

$$P = P_p = 10100 \text{ кН};$$

$$F = 36273 \text{ мм}^2;$$

$$[\sigma_{\text{см}}] = (2...2,5) \cdot [\sigma] = 2 \cdot 282 = 564 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10100 \cdot 10^3}{36273} = 278 \text{ Н/мм}^2 \leq 564 \text{ Н/мм}^2.$$

Умова міцності виконується.

#### 4.8 Перевірка розрахунку міцності ланки якірного ланцюгу з контрфорсом в програмному комплексі SolidWorks

Розрахунок міцності ланки якірного ланцюгу з контрфорсом виконаний при найбільшому розривному зусиллю якірного ланцюгу  $P = 10100 \text{ кН}$ .

В програмному комплексі SolidWorks створюємо модель розрахункової ланки якірного ланцюгу з контрфорсом. Створюємо розрахункову сітку та прикладаємо розрахункові навантаження. Виконуємо дослідження при напруженні, переміщенні та деформації деталі.

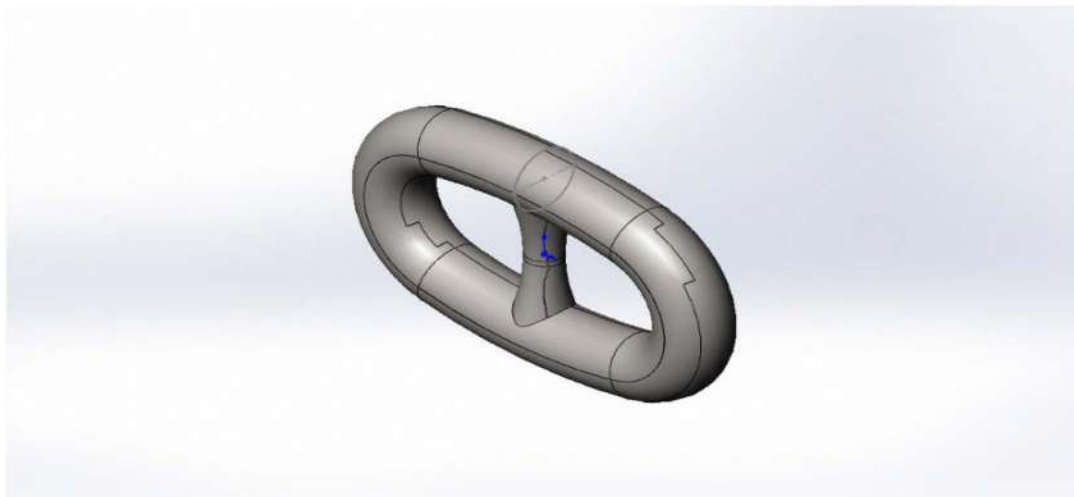


Рисунок 4.9 – Загальний вигляд ланки якірного ланцюгу з контрфорсом

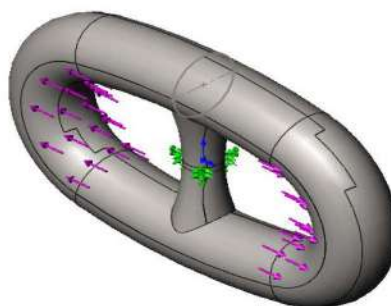


Рисунок 4.10 – Розрахункові навантаження



Рисунок 4.11 – Розбивка на кінцеві елементи

Отримуємо результати при напруженні, переміщенні та деформації деталі.

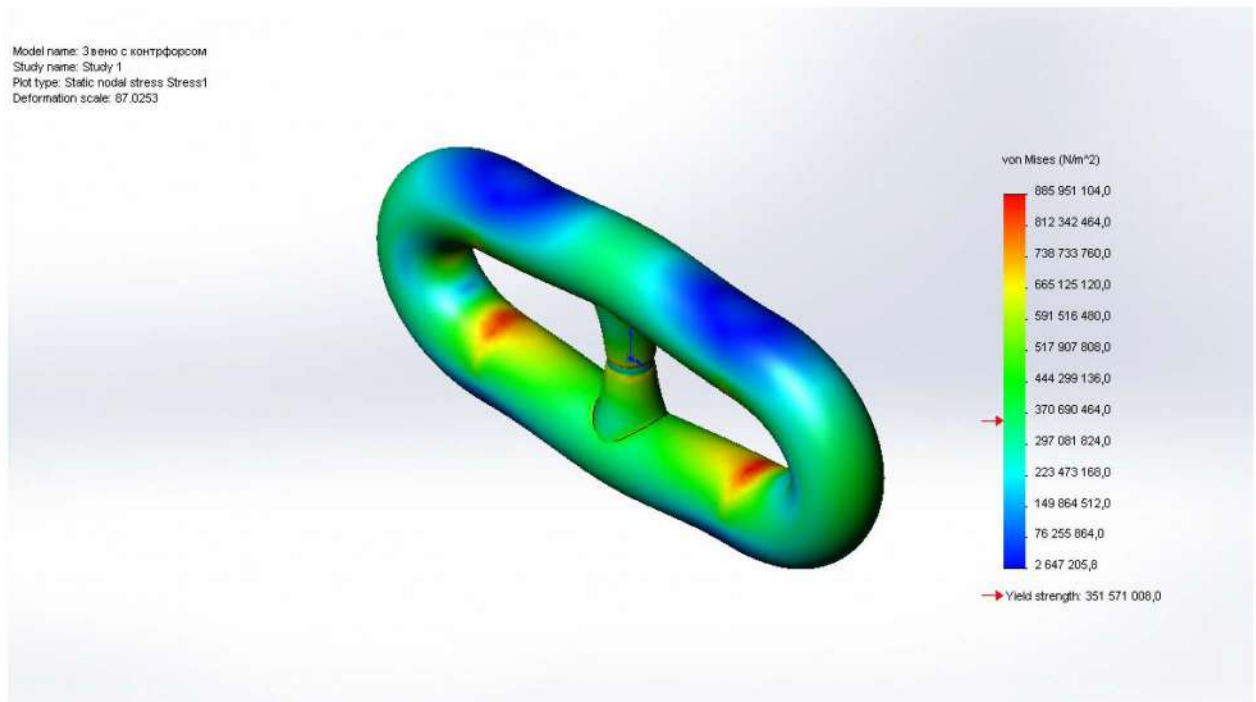


Рисунок 4.12 – Статичний аналіз при напруженні якірного ланцюгу

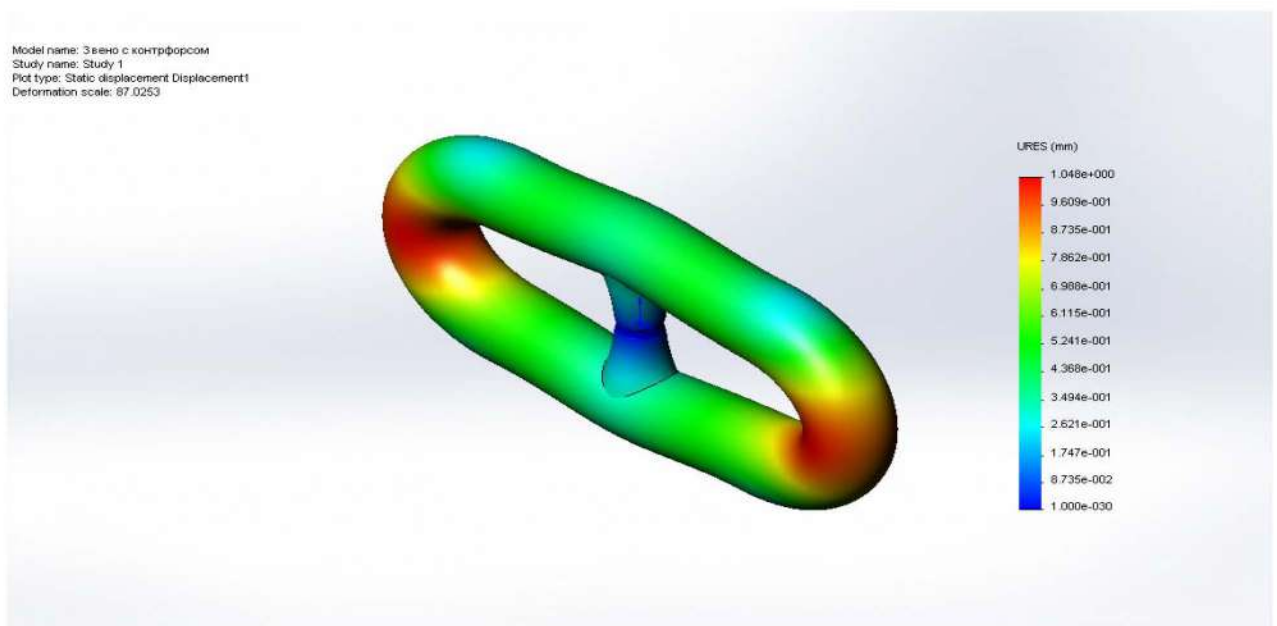


Рисунок 4.13 – Статичний аналіз при переміщенні якірного ланцюгу



Model name: Звено з контрфорсом  
 Study name: Study 1  
 Plot type: Static strain Strain1  
 Deformation scale: 87.0253

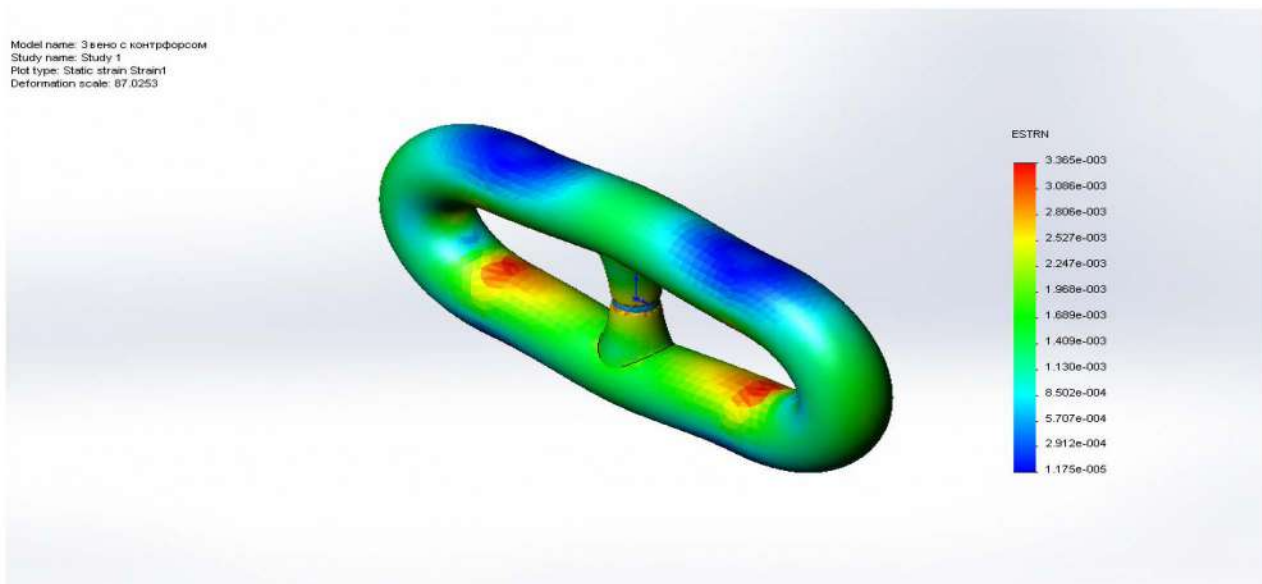


Рисунок 4.14 – Статичний аналіз при деформації якірного ланцюгу

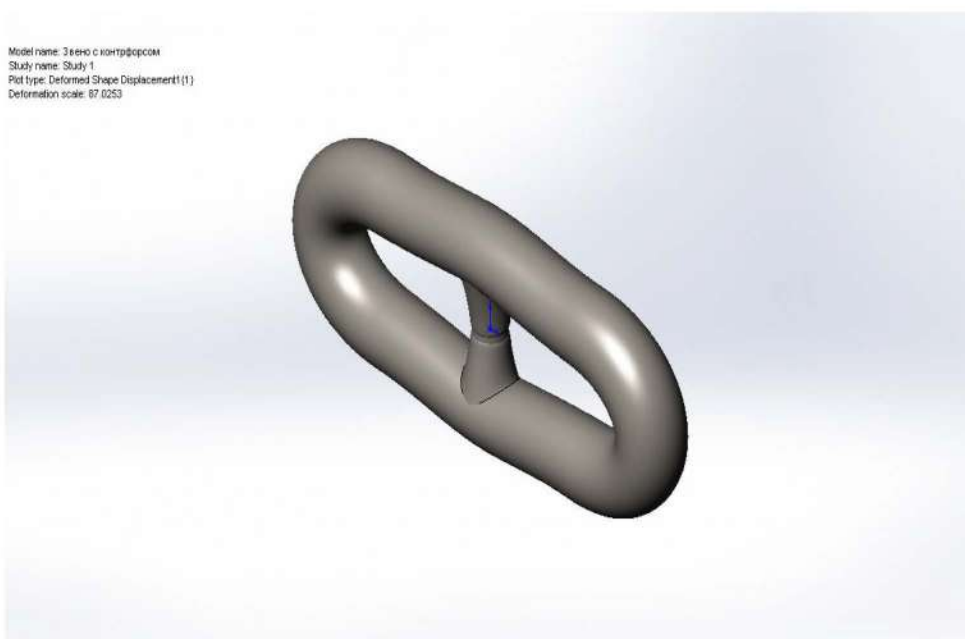


Рисунок 4.15 – Деформована ланка якірного ланцюга з контрфорсом

На основі отриманих результатів можемо зробити висновок, що умова міцності виконується.

|           |             |          |        |      |                                                                                                      |  |                          |      |         |  |
|-----------|-------------|----------|--------|------|------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|--------------------------|------|---------|--|
|           |             |          |        |      | 12.КР.135.6119м.01.ПЗ.05                                                                             |  |                          |      |         |  |
| Зм.       | Арк.        | № докум. | Підпис | Дата |                                                                                                      |  |                          |      |         |  |
| Студент   | Герун В.В.  |          |        |      | Дослідження параметрів барабану та турачки якірної ледідки в залежності від зусиль у якірних канатах |  | Літ.                     | Арк. | Аркушів |  |
| Консульт. | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                                                      |  |                          | 61   | 14      |  |
| Керівник  | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                                                      |  | НУК<br>ім. адм. Макарова |      |         |  |
| Зав.каф.  | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                                                      |  |                          |      |         |  |
|           |             |          |        |      |                                                                                                      |  |                          |      |         |  |

## 5 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАНУ ТА ТУРАЧКИ ЯКІРНОЇ ЛЕБІДКИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЗУСИЛЬ У ЯКІРНИХ КАНАТАХ

В першу чергу від зусиль в якірних канатах залежить їх діаметр. Для канатів різного виконання ця залежність злегка відрізняється, але загальна тенденція зберігається. Тому, як приклад прийнято сталеві канати подвійної свивки типу ЛК-РО (ГОСТ 12617-67).

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

Таблиця 5.1 – Сталеві канати подвійної свивки типу ЛК-РО

| Довжина<br>кола, $l$ , мм | Діаметр,<br>$d$ , мм | Розривне зусилля<br>(підвищена міцність),<br>$T_p$ , кН |
|---------------------------|----------------------|---------------------------------------------------------|
| 182                       | 29,0                 | 444,0                                                   |
| 195                       | 31,0                 | 505,0                                                   |
| 207                       | 33,0                 | 574,5                                                   |
| 217                       | 34,5                 | 629,5                                                   |
| 229                       | 36,5                 | 686,5                                                   |
| 248                       | 39,5                 | 841,0                                                   |
| 264                       | 42,0                 | 933,5                                                   |
| 270                       | 43,0                 | 976,0                                                   |
| 280                       | 44,5                 | 1065,0                                                  |
| 292                       | 46,5                 | 1160,0                                                  |
| 317                       | 50,5                 | 1370,0                                                  |
| 336                       | 53,5                 | 1540,0                                                  |
| 352                       | 56,0                 | 1640,0                                                  |
| 368                       | 58,5                 | 1730,0                                                  |
| 380                       | 60,5                 | 1915,0                                                  |
| 396                       | 63,0                 | 2020,0                                                  |
| 408                       | 65,0                 | 2175,0                                                  |
| 427                       | 68,0                 | 2385,0                                                  |
| 452                       | 72,0                 | 2670,0                                                  |

Для проектованої бурової розривне зусилля якірного каната  
 $T_p = 1370 \cdot 10^3 \text{ Н}$ .

Відповідно, діаметр якірного каната  $d_k = 50,5 \cdot 10^{-3}$  мм.

Для дослідження залежності діаметра якірного 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.

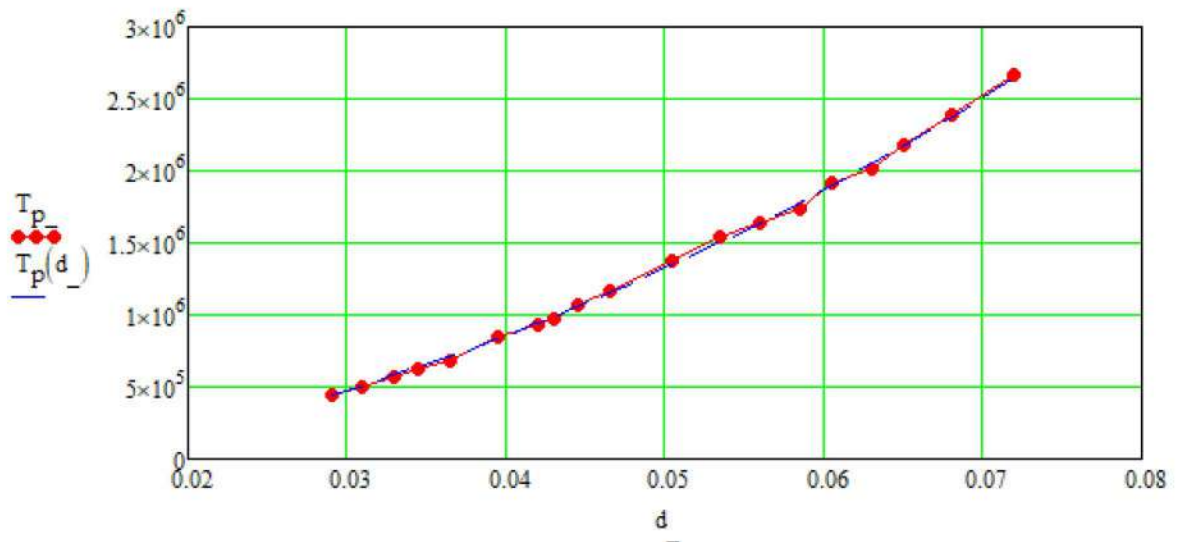


Рисунок 5.1 – Залежність розривного зусилля  $T_p$ , Н, від діаметра якірного каната  $d$ , м

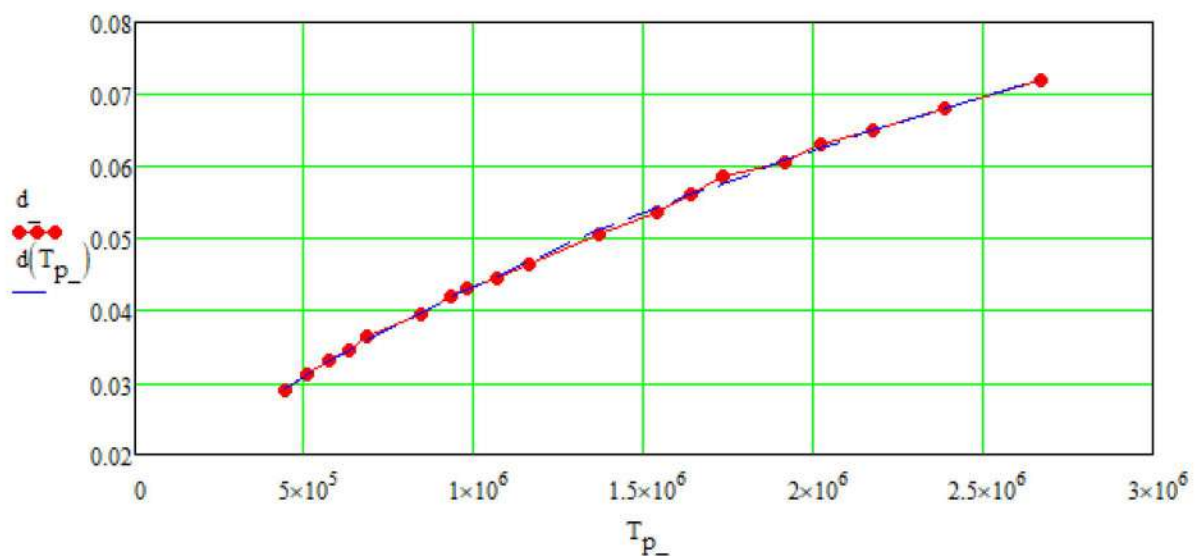


Рисунок 5.2 – Залежність діаметра якірного каната  $d$ , м, від розривного зусилля  $T_p$ , Н

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

$$T_p(d) = -1,574 \cdot 10^5 + 8,088 \cdot 10^6 \cdot d + 4,292 \cdot 10^8 \cdot d^2.$$

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

$$a = -1,574 \cdot 10^5; b = 8,088 \cdot 10^6; c = 4,292 \cdot 10^8.$$

Залежність довжини окружності якірного 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 нашої бурової,

$$D_{min} = e \cdot d_k = 20 \cdot 50,5 \cdot 10^3 = 1,02 \text{ м},$$

де

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

$d_k = 50,5 \cdot 10^{-3}$  – діаметр канату, м.

Розрахунки дозволили отримати графік залежності мінімального значення діаметру вантажного барабану від розривного зусилля (рис. 5.3).

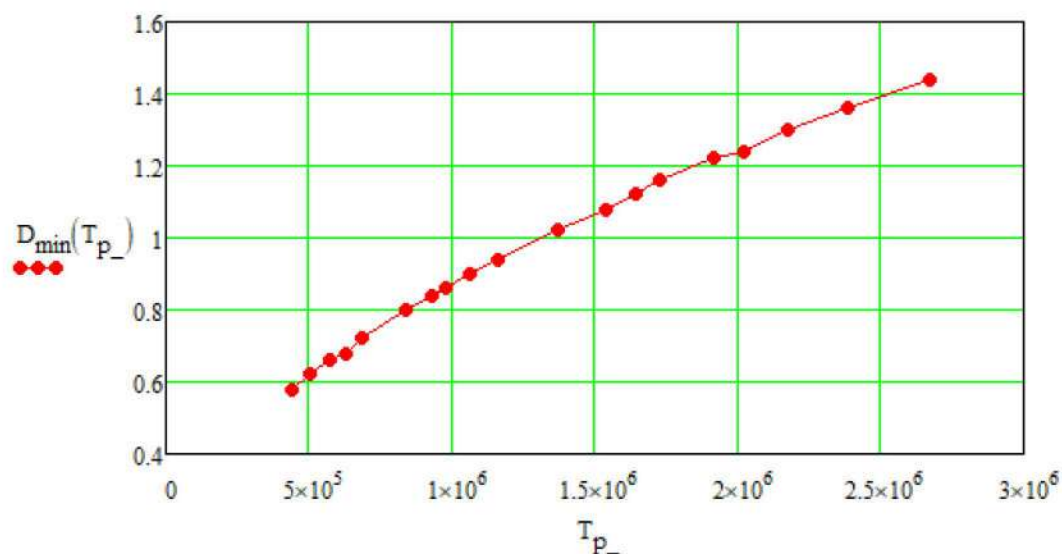


Рисунок 5.3 – Залежність мінімального значення діаметру вантажного барабану  $D_{min}$ , м, від розривного зусилля  $T_p$ , Н

Довжина накопичувальної частини барабану  $l$ , м, між ребордами визначається його канатоємністю  $L$ , м, та числом шарів укладання канату на барабан,  $k$ :

$$l = \frac{L}{\pi \Sigma D_{шл_i}} t + d_k.$$

Визначимо цей параметр для нашої бурової:

$$l = \frac{L}{\pi \Sigma D_{шл_i}} t + d_k = \frac{210,1}{3,14 \cdot 3,519} \cdot 0,055 + 50,5 \cdot 10^3 = 1,093,$$

де

$$L = L_p + L_{зап} = 200 + 10,1 = 210,1 \text{ – канатоємність барабану, м;}$$

$$L_p = 200 \text{ – робоча довжина канату, м;}$$

$$L_{зап} = z_{зап} \pi (D + d_k) = 3 \cdot 3,14 \cdot (1,02 + 0,051) = 10,1 \text{ – довжина запасних витків, м;}$$

$$z_{зап} = 3 \text{ – кількість запасних витків;}$$

$$D_{\text{шл}_i} = D + (2 \cdot i - 1)d_k = \begin{pmatrix} 1,071 \\ 1,173 \\ 1,275 \end{pmatrix} - \text{діаметр } i\text{-го шлагоу канату } (i \in 1 \dots k);$$

$k = 3$  – кількість шарів канату, що укладається на барабан;

$\beta = 1,075$  – коефіцієнт, що враховує деформацію канату при намотуванні його на гладку поверхню барабану (1,05 ... 1,10);

$t = \beta d_k = 1,075 \cdot 0,051 = 0,055$  – крок укладання канату, м.

Довжина робочої частини барабану  $l_{\text{раб}}$ , м, визначається залежністю:

$$l_{\text{раб}} = \frac{l}{2} = \frac{1,093}{2} = 0,546 \text{ м.}$$

Аналіз формул та розрахунки дозволили отримати графік залежності довжини накопичувальної частини барабану від розривного зусилля в канаті (рис. 5.4).

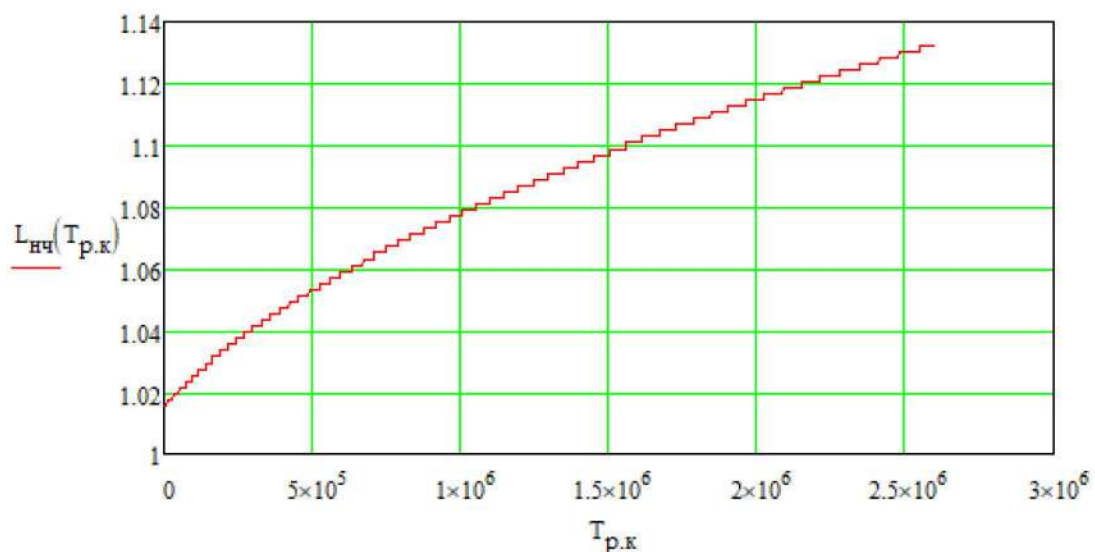


Рисунок 5.4 – Залежність довжини накопичувальної частини барабану  $l$ , м, від розривного зусилля  $T_p$ , Н

Товщина  $\delta'$ , м, стінки барабану при багат шаровому намотуванні канату може бути знайдено за формулою:



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

Визначимо цей параметр для нашої бурової:

$$\delta' = \xi_k k \delta = 0,55 \cdot 3 \cdot 0,052 = 0,086,$$

де

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

$\delta = \frac{S\psi}{t\sigma_{\text{доп}}} = \frac{456,7 \cdot 10^3 \cdot 0,75}{0,055 \cdot 120 \cdot 10^6} = 0,052$  – товщина стінки барабану при одношаровому намотуванні канату, м;

$$S = T_p / 3 = 1370 \cdot 10^3 / 3 = 456,7 \cdot 10^3 \text{ – натяг канату, Н;}$$

$$T_p = 1370 \cdot 10^3 \text{ – розривне зусилля канату, Н;}$$

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

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

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

За допомогою наведених формул досліджено залежність товщини стінки барабану  $\delta$  при одношаровому намотуванні канату та товщина  $\delta'$ , м, стінки барабану при багат шаровому намотуванні канату від розривного зусилля в канаті  $T_p$ .

Результат цього дослідження відображено на рис. 5.5.

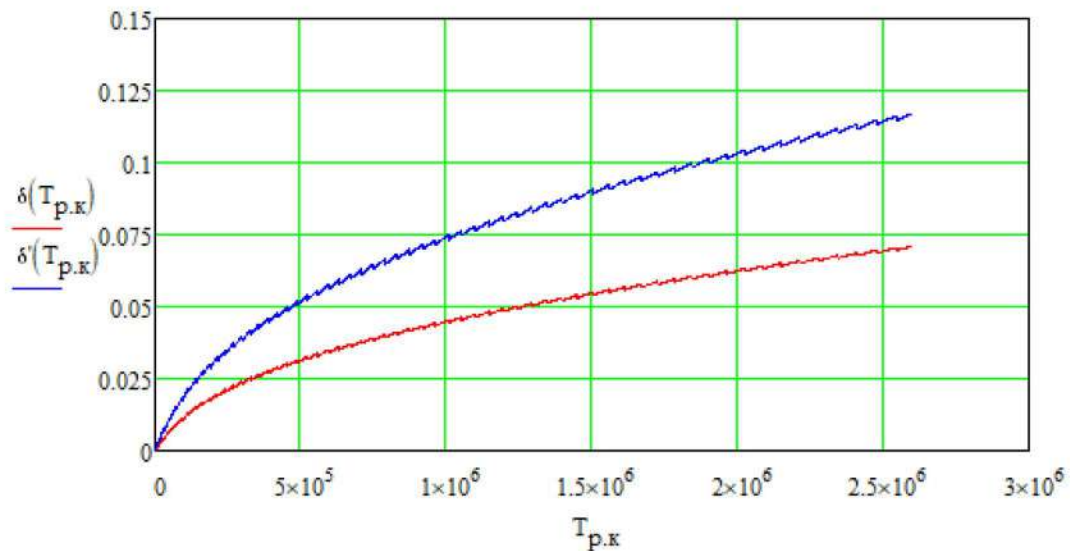


Рисунок 5.5 – Залежності товщини стінки барабану  $\delta$ , м, при одношаровому намотуванні канату та товщина  $\delta'$ , м, стінки барабану при багатошаровому намотуванні канату від розривного зусилля  $T_p$ , Н

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 рибпромислових суден.

З точки зору підвищення довговічності неметалічних канатів турачки типів А і В не рекомендуються для попереминої 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

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 судах внутрішнього плавання.

У даному проекті прийнято турачку з профілем № 9.

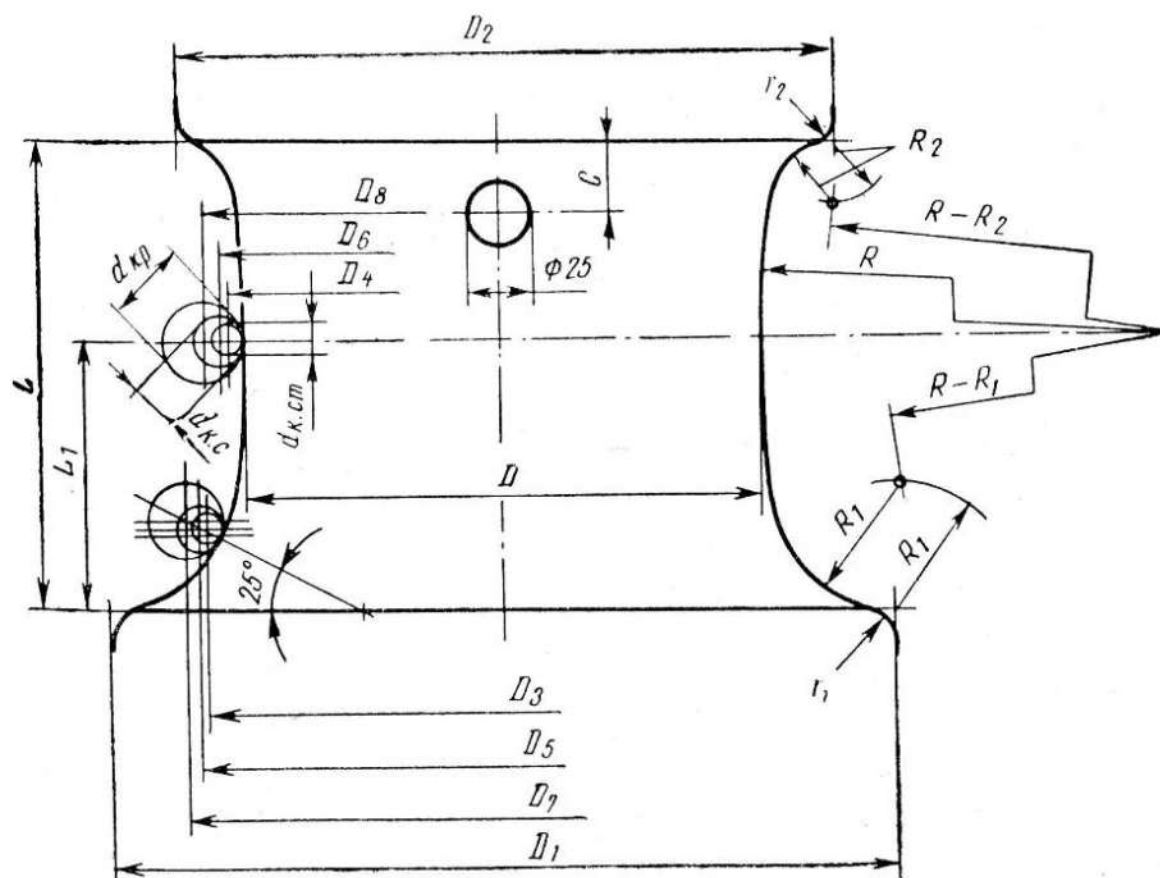


Рисунок 5.6 – Профіль турачок типу А

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

і слід було б підбирати двигун. Однак найбільша ймовірність роботи лебідки - на проміжних шарах, 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 <i>c</i> |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|---------------------|------------|---------------------------|-----------------------|-----------------------|----------|-----------------------|----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|-------------------|
|                                                                                                                                                                                                                                                                                                          | Діаметр ст. канату | довжина кола канату |            | <i>D</i>                  | <i>D</i> <sub>1</sub> | <i>D</i> <sub>2</sub> | <i>L</i> | <i>L</i> <sub>1</sub> | <i>R</i> | <i>R</i> <sub>1</sub> | <i>R</i> <sub>2</sub> | <i>r</i> <sub>1</sub> | <i>r</i> <sub>2</sub> | сталого                            |                                  | синтетичного                    |                                  | рослинного                      |                                  |                   |
|                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |                    | синтетичного        | рослинного |                           |                       |                       |          |                       |          |                       |                       |                       |                       | моментний <i>D</i> <sub>3</sub>    | швидкісний <i>D</i> <sub>4</sub> | моментний <i>D</i> <sub>5</sub> | швидкісний <i>D</i> <sub>6</sub> | моментний <i>D</i> <sub>7</sub> | швидкісний <i>D</i> <sub>8</sub> |                   |
|                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |                    |                     |            |                           |                       |                       |          |                       |          |                       |                       |                       |                       |                                    |                                  |                                 |                                  |                                 |                                  |                   |
| 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.<br>** При збільшенні значення <i>D</i> діаметри <i>D</i> <sub>1</sub> — <i>D</i> <sub>8</sub> слід збільшити на ту ж величину. Додатково допускається збільшення діаметрів реборд <i>D</i> <sub>1</sub> та <i>D</i> <sub>2</sub> до розмірів, необхідних конструкції механізму. |                    |                     |            |                           |                       |                       |          |                       |          |                       |                       |                       |                       |                                    |                                  |                                 |                                  |                                 |                                  |                   |

З урахуванням сказаного потужність N, кВт, двигуна в умовах нашої бурової можна знайти за виразом:

$$N = \frac{Sv_{\text{расч}}}{\eta\eta_M} = \frac{456,7 \cdot 10^3 \cdot 0,357}{1000 \cdot 0,903} = 151,73 \text{ кВт},$$

де

$v_{\text{расч}} = u \frac{D_{\text{расч}}}{D_1} = 0,3 \frac{1,275}{1,071} = 0,357$  – розрахункова швидкість вибирання канату, м/с;

$u = 0,3$  – номінальна швидкість вибирання канату, м/с;

$D_{\text{расч}} = D_{\text{шлк}} = 1,275$  – умовний розрахунковий діаметр, м;

$D_1 = D + d_k = 1,02 + 0,051 = 1,071$  – 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:

$$n_6 = \frac{u}{\pi D_1} = \frac{0,3}{3,14 \cdot 1,071} = 0,089 \text{ об/с.}$$

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.

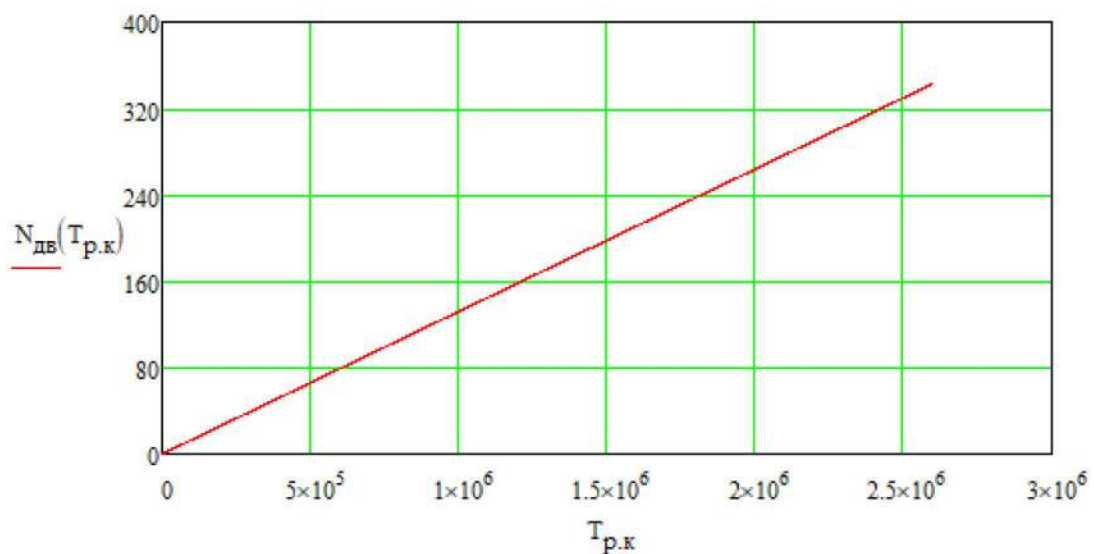


Рисунок 5.7 – Залежність потужності,  $N$ , кВт, двигуна від розривного зусилля в канаті  $T_p$ , Н

Частота обертання барабану від розривного зусилля має гіперболічну залежність (рис. 5.8).



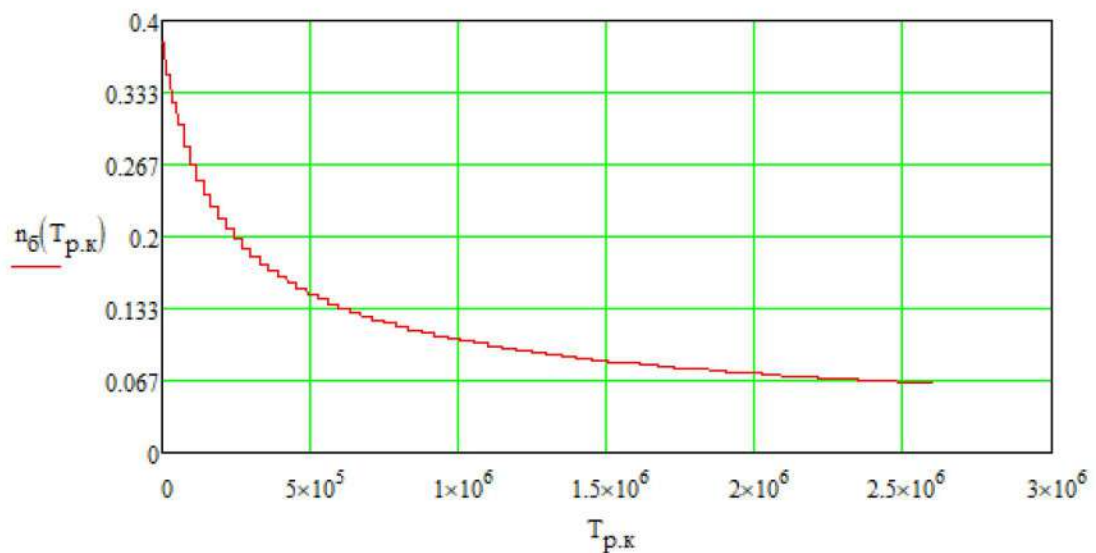


Рисунок 5.8 – Залежність частоти обертання барабану  $n_6$ , об/с від розривного зусилля в канаті  $T_p$ , Н

Для аналізу залежності геометричних параметрів турачки від зусиль в канатах було використано інформацію з таблиці 5.2. Усі параметри, що наведено в таблиці залежать від діаметра кола канату. Ці залежності близькі до лінійних (рис 5.9).

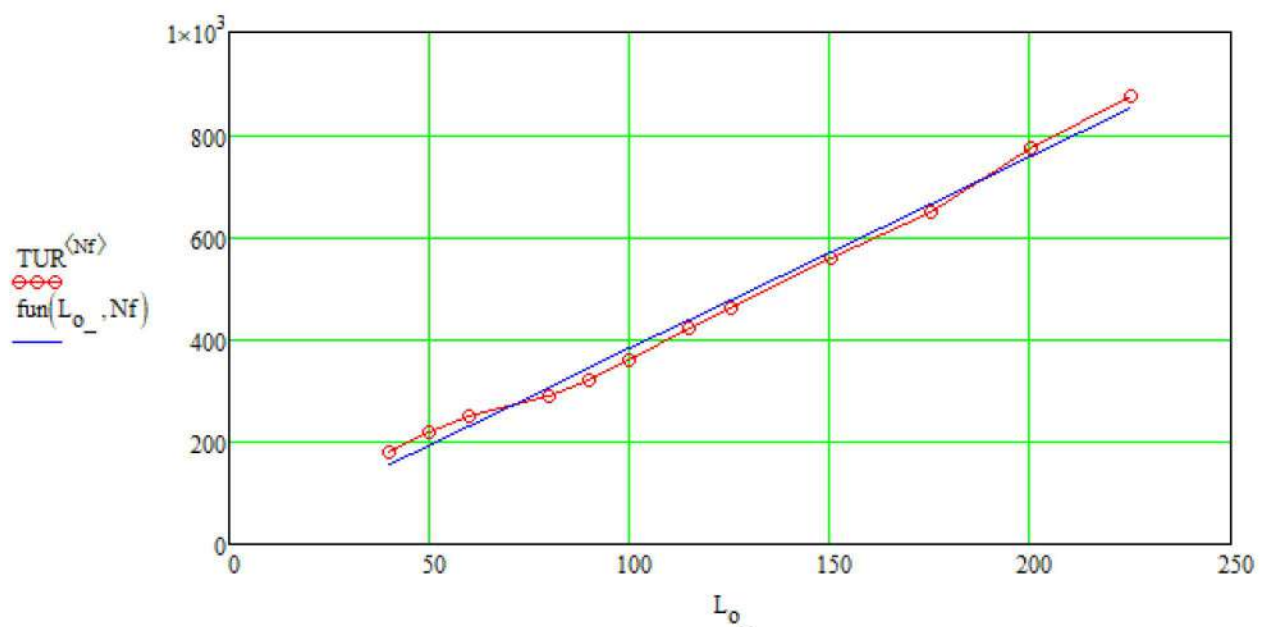


Рисунок 5.9 – Залежність діаметру  $D$ , мм, від довжини кола канату, мм (табличні дані та лінійна апроксимація)

Оскільки діаметр кола канату залежить від зусиль в канаті, то отримано залежність усіх геометричних параметрів турачки від зусилля в канаті. Усі залежності мають однаковий характер – корінна залежність. Для прикладу на рис. 5.10 наведено одну з них –  $D(T_p)$ .

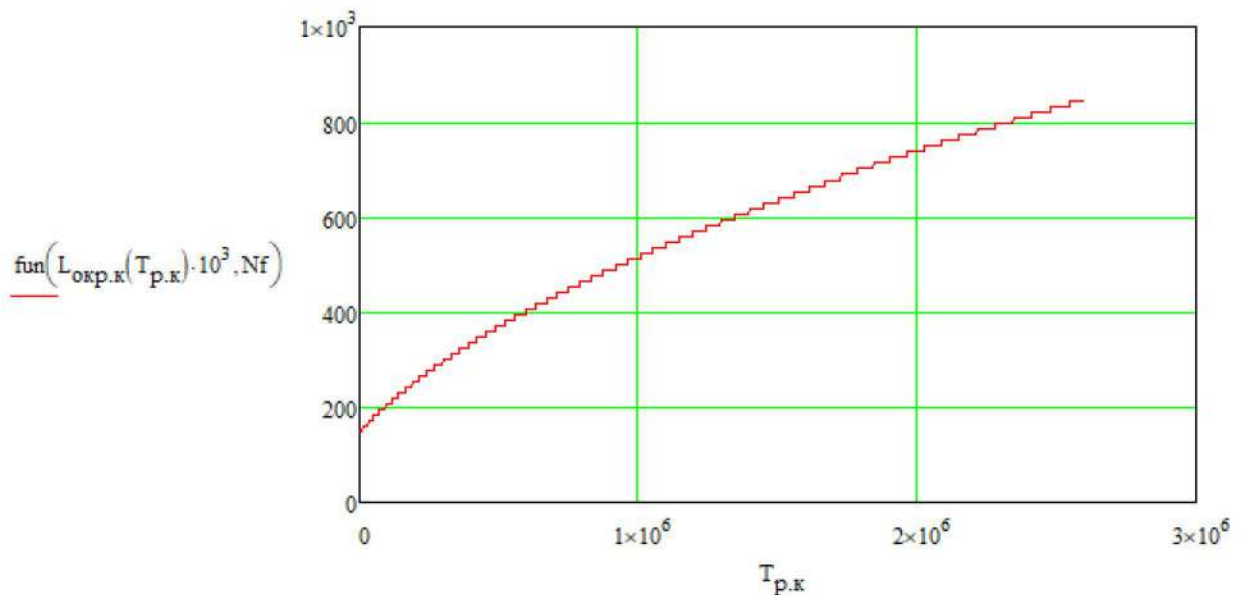


Рисунок 5.10 – Залежність діаметру  $D$ , мм, від розривного зусилля в канаті, Н

Розрахунок міцності передач роблять за величиною переданих зубчастими колесами потоків потужності. Працюючи при всіх швидкостях ступені передачі розраховують по більшому навантаженню. Для визначення обертальних моментів на валах, момент на барабані беруть по другому шару навивки, а на турачку – за моментним діаметром.

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.



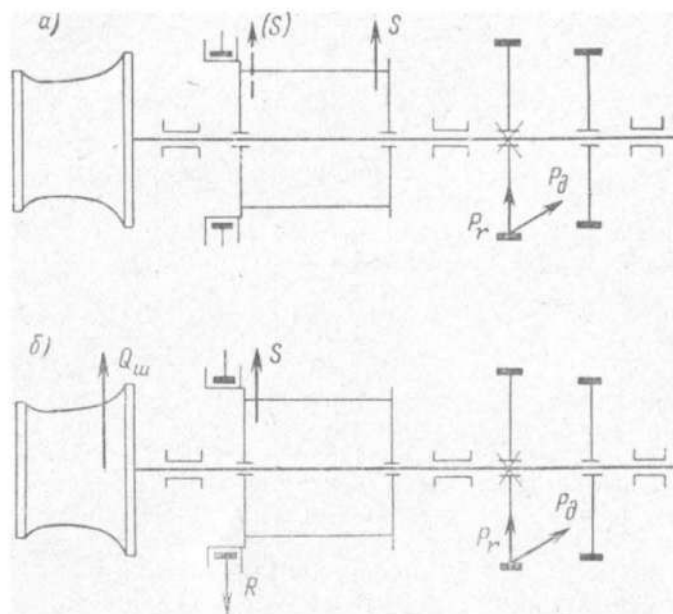


Рисунок 5.11 – Схеми прикладання навантажень на вантажному валу

Найбільше навантаження несе вал при роботі турачкою. Тут діють всі перераховані вище навантаження. Схему їх найбільш несприятливого розташування (без урахування дійсного напрямку сил в просторі) наведена на рис. 5.11, б.

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

12.KP.135.6119м.01.ПЗ.05

Арк.

74

|           |             |          |        |      |                                                                                     |  |  |
|-----------|-------------|----------|--------|------|-------------------------------------------------------------------------------------|--|--|
|           |             |          |        |      | 12.КР.135.6119м.01.ПЗ.06                                                            |  |  |
|           |             |          |        |      |                                                                                     |  |  |
| Зм.       | Арк.        | № докум. | Підпис | Дата | <b>Визначення потужності і підбір<br/>приводного двигуна якірної<br/>лебідки</b>    |  |  |
| Студент   | Герун В.В.  |          |        |      |                                                                                     |  |  |
| Консульт. | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                                     |  |  |
| Керівник  | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                                     |  |  |
| Зав.каф.  | Зайцев В.В. |          |        |      |                                                                                     |  |  |
|           |             |          |        |      | Літ.      Арк.      Аркушів<br>75              8<br><b>НУК</b><br>ім. адм. Макарова |  |  |

## 6 ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ І ПІДБІР ПРИВОДНОГО ДВИГУНА ЯКІРНОЇ ЛЕБІДКИ

### 6.1 Опис алгоритму підбору електродвигуна якорної лебідки

При створенні якорних 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 та визначення передавального числа редуктора при проектуванні одиничного якорного механізму застосовано метод розрахунку, побудований за звичайною схемою, що задовольняє основним вимогам згаданих керівних матеріалів.

Спроектовано якорний 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

$$Q_{ш.б} = 0,2Q_{ш.н}.$$

Оцінімо далі ККД якорної частини механізму:

$$\eta_{ш} = \eta_{пер} \eta_{б},$$

де  $\eta_6 = 0,95$  – ККД турачки.

Потужність двигуна визначається залежністю:

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

Згідно знайденим величинам потужності з урахуванням рекомендацій, наведених у табл. 6.1 (ГОСТ 28327–89) за вибором числа пар полюсів підбираємо електродвигун з табл. 6.2 так, щоб він забезпечував роботу механізму на номінальних режимах вибирання якірного канату.

Таблиця 6.1 – Число пар полюсів електродвигунів при роботі на різних потужностях

| Діапазон<br>мощности,<br>кВт | Число полюсов |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|------------------------------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                              | 2             |       |       | 4     |       |       | 6     |       |       | 8     |       |       |
|                              | $T_l$         | $T_u$ | $T_b$ | $T_l$ | $T_u$ | $T_b$ | $T_l$ | $T_u$ | $T_b$ | $T_l$ | $T_u$ | $T_b$ |
| >0,4≤0,63                    | 1,9           | 1,3   | 2,0   | 2,0   | 1,4   | 2,0   | 1,7   | 1,2   | 1,7   | 1,5   | 1,1   | 1,6   |
| >0,63≤1,0                    | 1,8           | 1,2   | 2,0   | 1,9   | 1,3   | 2,0   | 1,7   | 1,2   | 1,8   | 1,5   | 1,1   | 1,7   |
| >1,0≤1,6                     | 1,8           | 1,2   | 2,0   | 1,9   | 1,3   | 2,0   | 1,6   | 1,1   | 1,9   | 1,4   | 1,0   | 1,8   |
| >1,6≤2,5                     | 1,7           | 1,1   | 2,0   | 1,8   | 1,2   | 2,0   | 1,6   | 1,1   | 1,9   | 1,4   | 1,0   | 1,8   |
| >2,5≤4,0                     | 1,6           | 1,1   | 2,0   | 1,7   | 1,2   | 2,0   | 1,5   | 1,1   | 1,9   | 1,3   | 1,0   | 1,8   |
| >4,0≤6,3                     | 1,5           | 1,0   | 2,0   | 1,6   | 1,1   | 2,0   | 1,5   | 1,1   | 1,9   | 1,3   | 1,0   | 1,8   |
| >6,3≤10                      | 1,5           | 1,0   | 2,0   | 1,6   | 1,1   | 2,0   | 1,5   | 1,1   | 1,8   | 1,3   | 1,0   | 1,7   |
| >10≤16                       | 1,4           | 1,0   | 2,0   | 1,5   | 1,1   | 2,0   | 1,4   | 1,0   | 1,8   | 1,2   | 0,9   | 1,7   |
| >16≤25                       | 1,3           | 0,9   | 1,9   | 1,4   | 1,0   | 1,9   | 1,4   | 1,0   | 1,8   | 1,2   | 0,9   | 1,7   |
| >25≤40                       | 1,2           | 0,9   | 1,9   | 1,3   | 1,0   | 1,9   | 1,3   | 1,0   | 1,8   | 1,2   | 0,9   | 1,7   |
| >40≤63                       | 1,1           | 0,8   | 1,8   | 1,2   | 0,9   | 1,8   | 1,2   | 0,9   | 1,7   | 1,1   | 0,8   | 1,7   |
| >63≤100                      | 1,0           | 0,7   | 1,8   | 1,1   | 0,8   | 1,8   | 1,1   | 0,8   | 1,7   | 1,0   | 0,7   | 1,6   |
| >100≤160                     | 0,9           | 0,7   | 1,7   | 1,0   | 0,8   | 1,7   | 1,0   | 0,8   | 1,7   | 0,9   | 0,7   | 1,6   |
| >160≤250                     | 0,8           | 0,6   | 1,7   | 0,9   | 0,7   | 1,7   | 0,9   | 0,7   | 1,6   | 0,9   | 0,7   | 1,6   |
| >250≤400                     | 0,75          | 0,6   | 1,6   | 0,75  | 0,6   | 1,6   | 0,75  | 0,6   | 1,6   | 0,75  | 0,6   | 1,6   |
| >400≤630                     | 0,65          | 0,5   | 1,6   | 0,65  | 0,5   | 1,6   | 0,65  | 0,5   | 1,6   | 0,65  | 0,5   | 1,6   |

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

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

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

Таблиця 6.1 – Номінальні дані електродвигунів АИР для якірного механізму

| Двигатель | Мощн., кВт | Об/мин | Ток при 380В | КПД, % | Коеф. мощн. | Ip/In | Масса кг |
|-----------|------------|--------|--------------|--------|-------------|-------|----------|
| AIP280S8  | 55         | 750    | 106          | 92,8   | 0,85        | 6     | 725      |
| AIP280M8  | 75         | 750    | 141          | 93,5   | 0,84        | 6     | 790      |
| AIP315S2  | 160        | 3000   | 279          | 94,6   | 0,92        | 7,2   | 1170     |
| AIP315M2  | 200        | 3000   | 339          | 94,8   | 0,94        | 7,2   | 1460     |
| AIP315S4  | 160        | 1500   | 286          | 94,9   | 0,91        | 5,5   | 1000     |
| AIP315M4  | 200        | 1500   | 352          | 94,9   | 0,92        | 5,5   | 1200     |
| AIP315S6  | 110        | 1000   | 200          | 94     | 0,9         | 6     | 880      |

З таблиці. 5.1 за прийнятим канатом визначаємо відповідний йому швидкісний розрахунковий діаметр  $(D_{ск})_T$  витка (шлягу) канату (наприклад,  $D_4$  для сталевих канатів). Якщо цей діаметр менший за розмір  $D_{ск}$ , знайденого за розрахунком, то номер турачки можна прийняти відповідно до діаметру канату, а всі її діаметри збільшити на величину:

$$\Delta = D_{ск} - (D_{ск})_T.$$

Можна прийняти також більший номер турачки при обраному діаметрі канату.

Якщо турачки кріпляться на проміжному валу, то для визначення передаточного числа  $i_{ш}$  якірної частини механізму попередньо підбираємо зазначеним вище способом якірний канат. За ним вибираємо турачку і визначаємо її частоту обертання:

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

тоді

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

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

Швидкість вибору якорного канату:

мала

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

найбільша

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

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

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

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

те ж зі швидкістю  $v'_{ш.б}$

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

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. 6.1.

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 якірної лебідки

Якірний механізм має номінальне тягове зусилля на турачці  $Q_{ш.н} = 456,7$  кН і номінальну швидкість вибирання якірного канату  $v_{ш.н} = 0,3$  м/с.

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

$$Q_{ш.м} = 0,75Q_{ш.н} = 0,75 \cdot 456,7 = 342,52 \text{ кН},$$

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

$$Q_{ш.б} = 0,2Q_{ш.н} = 0,2 \cdot 456,7 = 91,34 \text{ кН}.$$

ККД якірної 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.

Потужність двигуна визначається залежністю:

$$N_{ш.н} = \frac{Q_{ш.н}v_{ш.н}}{v\eta_{ш}} = \frac{456700 \cdot 0,3}{1000 \cdot 0,903} = 151,73 \text{ кВт}.$$

Відповідно до знайдених величин потужності з урахуванням рекомендацій, наведених у табл. 6.1 з вибору числа пар полюсів підбираємо електродвигун з табл. 6.2 так, щоб він забезпечував роботу механізму на номінальних режимах вибирання якірного канату.

Приймаємо двигун:

|     |      |          |        |      |                          |      |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|     |      |          |        |      | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ.06 | Арк. |
|     |      |          |        |      |                          |      |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 80   |



АИР315S4 – 2/4/6/8;

кількість полюсів – 4;

потужність номінальна – 160 кВт.

$n_{\text{дв.ш.н}} = 18,4$  – частота обертання двигуна (номінальна), об/с;

$n_{\text{дв.ш.м}} = 9,7$  – частота обертання двигуна (з малою швидкістю вибирання канату), об/с;

$n_{\text{дв.ш.б}} = 36,9$  – частота обертання двигуна (з найбільшою швидкістю вибирання канату), об/с;

$M_{\text{дв.ш.н}} = 2890$  – момент, що розвивається двигуном при числі полюсів, відповідному роботі з номінальною швидкістю вибирання канату, Н;

$M_{\text{дв.ш.м}} = 1540$  – момент, що розвивається двигуном при числі полюсів, відповідному роботі з малою швидкістю вибирання канату, Н;

$M_{\text{дв.ш.б}} = 1650$  – момент, що розвивається двигуном при числі полюсів, відповідному роботі, з найбільшою швидкістю вибирання канату, Н;

$M_{\text{пуск}} = 2400$  – пусковий момент.

Відповідно до табл. 5.2, обрано турачку з профілем.

Для неї  $D_{\text{ск}} = 1,031$  м, а  $D_{\text{м}} = 1,117$  м.

Частота обертання турачки, об/с:

$$n_{\text{ш.н}} = \frac{v_{\text{ш.н}}}{\pi D_{\text{ск}}} = \frac{0,3}{3,14 \cdot 1,031} = 0,093.$$

Тоді передавальна кількість якорного механізму:

$$i_{\text{ш}} = \frac{n_{\text{дв.ш.н}}}{n_{\text{ш.н}}} = 197,9.$$

Швидкість вибору якорного канату:

мала

$$v'_{ш.м} = \pi D_{ск} \frac{n_{дв.ш.м}}{i_{ш}} = 0,159 ,$$

найбільша

$$v'_{ш.б} = \pi D_{ск} \frac{n_{дв.ш.б}}{i_{ш}} = 0,604.$$

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

$$Q'_{ш.м} = \frac{2M_{дв.ш.м}}{D_{м}} i_{ш} \eta_{ш} = 492,8 \cdot 10^3 \text{ Н} ;$$

те ж зі швидкістю  $v'_{ш.б}$

$$Q'_{ш.б} = \frac{2M_{дв.ш.б}}{D_{м}} i_{ш} \eta_{ш} = 528 \cdot 10^3 \text{ Н} .$$

|           |             |          |        |      |                                               |                          |      |       |
|-----------|-------------|----------|--------|------|-----------------------------------------------|--------------------------|------|-------|
|           |             |          |        |      | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ.07                      |                          |      |       |
|           |             |          |        |      |                                               |                          |      |       |
| Ізм.      | Арк.        | № докум. | Підпис | Дата |                                               |                          |      |       |
| Студент   | Герун В.В.  |          |        |      | Розрахунок валу якірної лебідки,<br>його опор | Літ.                     | Арк. | Архів |
| Консульт. | Зайцев В.В. |          |        |      |                                               |                          | 83   | 15    |
| Керівник. | Зайцев В.В. |          |        |      |                                               | НУК<br>ім. адм. Макарова |      |       |
| Зав.каф.  | Зайцев В.В. |          |        |      |                                               |                          |      |       |
|           |             |          |        |      |                                               |                          |      |       |

## 7 РОЗРАХУНОК ВАЛУ ЯКІРНОЇ 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).

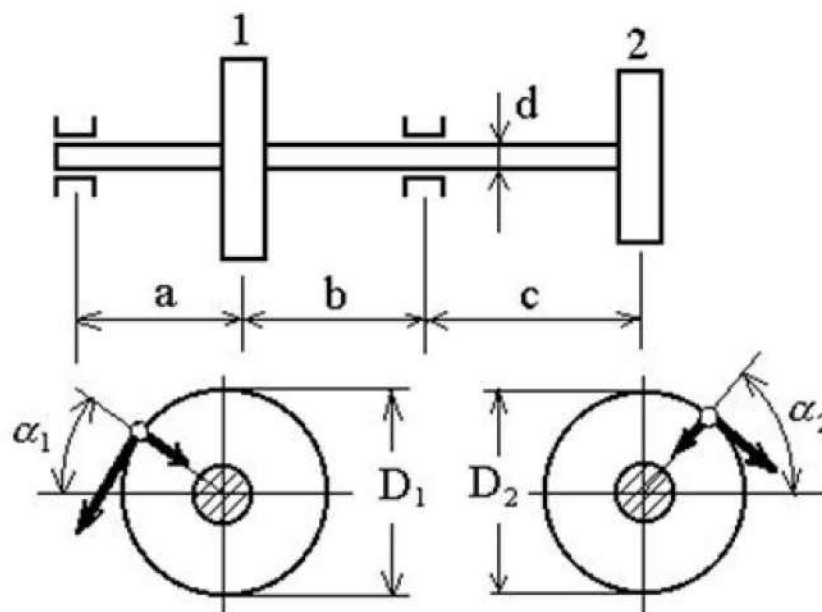


Рисунок 7.1 - Розрахункова схема вала якірної лебідки:

1 - барабан; 2 - турачка

|      |      |          |        |      |
|------|------|----------|--------|------|
|      |      |          |        |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

12.KP.135.6119м.01.ПЗ.07

Арк.

84

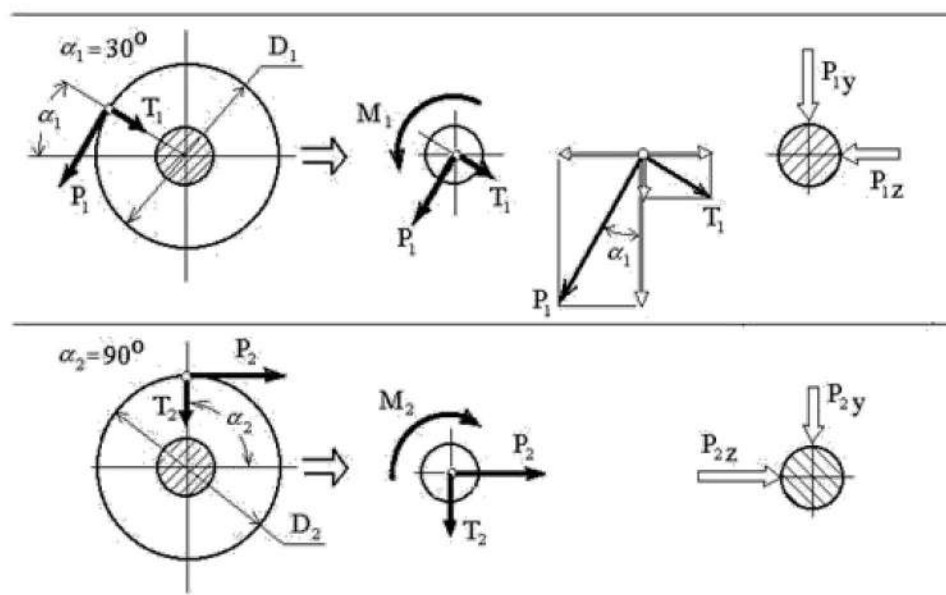


Рисунок 7.2 - Схема сил

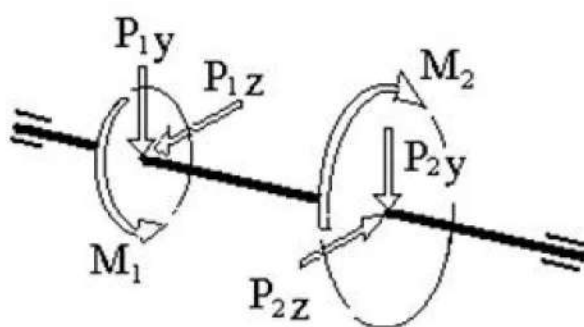


Рисунок 7.3 - Схема вала під навантаженням

Вихідні дані розрахунку наступні:

$D_1 = 1,02$  - діаметр барабану, м;

$D_2 = 1,0$  - діаметр турочки, м;

$P = 476,7$  - тягове зусилля механізму, кН;

$M_1 = \frac{D_1}{2} \cdot P = 232,92$  - обертальний момент, кНм;

$a = 0,8$  - проліт 1, м;

$b = 0,925$  - проліт 2, м;

$c = 0,925$  - проліт 3, м;

$\alpha_1 = 30^\circ$ ;

|      |      |          |        |      |
|------|------|----------|--------|------|
|      |      |          |        |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

12.KP.135.6119м.01.ПЗ.07

Арк.

85

$$\alpha_2 = 90^0;$$

$$\beta = 20^0;$$

Матеріал: Сталь 45;

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

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

$$\sigma_1 = \begin{pmatrix} 250 \\ 340 \end{pmatrix} - \text{МПа (250...340)};$$

$$\tau_1 = \begin{pmatrix} 150 \\ 200 \end{pmatrix} - \text{МПа (150...200)}.$$

Зусилля, що діють на вал визначаються залежностями вказаними нижче.

$$M_2 = M_1 = 232,92 - \text{обертальний момент 2, кН/м};$$

$$P_1 = \frac{M_1}{0,5 \cdot D_1} = 456,7 - \text{натяг 1, кН};$$

$$T_1 = P_1 \cdot \tan(\beta) = 166,23 - \text{проекція натягу 1, кН};$$

$$P_2 = \frac{M_2}{0,5 \cdot D_2} = 465,8 - \text{натяг 2, кН};$$

$$T_2 = P_2 \cdot \tan(\beta) = 169,6 - \text{проекція натягу 2, кН};$$

$$P_{1Y} = P_1 \cdot \cos(\alpha_1) + T_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 478,63 - \text{проекція натягу 1 на вісь Y, кН};$$

$$P_{1Z} = P_1 \cdot \sin(\alpha_1) - T_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 84,4 - \text{проекція натягу 1 на вісь Z, кН};$$

$$P_{2Y} = T_2 = 169,6 - \text{проекція натягу 2 на вісь Y, кН};$$

$$P_{2Z} = P_2 = 465,8 - \text{проекція натягу 2 на вісь Z, кН};$$

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

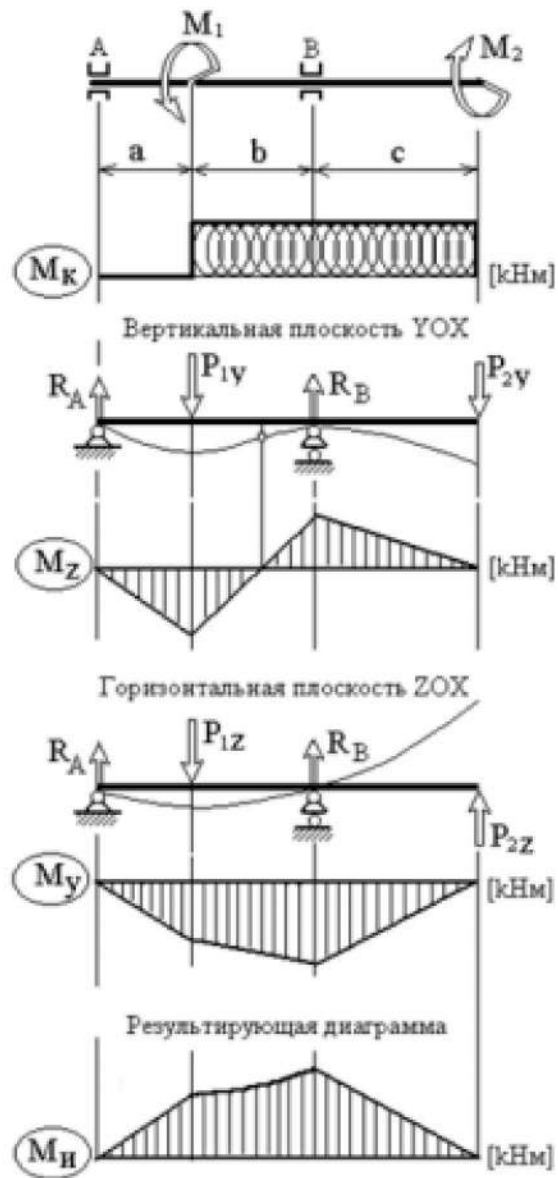


Рис 7.4 – Схеми епюр

Вертикальна площина.

Рівняння рівноваги 1:

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

$$R_{B.b} = \frac{P_{1Y} \cdot a + P_{2Y} \cdot (a + b + c)}{a + b} = 482,44 - \text{реакція опори B, кН.}$$

Рівняння рівноваги 2:

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



$$R_{A.a} = \frac{P_{1Y} \cdot b - P_{2Y} \cdot c}{a+b} = 165,74 - \text{реакція опори А, кН.}$$

Перевірка:

$$\sum Y = R_{A.b} + R_{B.b} - P_{1Y} - P_{2Y} = 0.$$

Горизонтальна площина.

Рівняння рівноваги 1:

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

$$R_{B.r} = \frac{P_{1Y} \cdot a - P_{2Z} \cdot (a+b+c)}{a+b} = -676,489 - \text{реакція опори В, кН;}$$

Рівняння рівноваги 2:

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

$$R_{A.r} = \frac{P_{1Z} \cdot b + P_{2Z} \cdot c}{a+b} = 295,1 - \text{реакція опори А, кН;}$$

Перевірка:

$$\sum Z = R_{A.r} + R_{B.r} - P_{1Z} - P_{2Z} = -1,705 \cdot 10^{-13}.$$

Результуючі моменти в характерних перетинах:

Перетин 1:

$$M_{Y.1} = R_{A.b} \cdot a = 132,589 - \text{проекція згинального моменту на вісь Y, кНм;}$$

$$M_{Z.1} = R_{A.r} \cdot a = 236,04 - \text{проекція згинального моменту на вісь Z, кНм;}$$

$$M_{II.1} = \sqrt{M_{Y.1}^2 + M_{Z.1}^2} = 270,73 - \text{результуючий згинальний момент, кНм;}$$

Перетин 2:

$$M_{Y.2} = R_{A.b} \cdot (a + b) - P_{1Y} \cdot b = -156,833 - \text{проекція згинального моменту на вісь Y, кНм;}$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ.07 | Арк. |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 88   |

$M_{Z.2} = R_{A.r} \cdot (a + b) - P_{1Z} \cdot b = 430,896$  - проекція згинального моменту на вісь Z, кНм;

$M_{H.2} = \sqrt{M_{Y.2}^2 + M_{Z.2}^2} = 458,55$  - результуючий згинальний момент, кНм;

$M_H = \max(M_{H.1}, M_{H.2}) = 458,55$  - максимальний згинальний момент, кНм.

Визначення діаметру вала відбувається за допомогою залежностей вказаних нижче.

$n = 1,5$  - коефіцієнт запасу міцності при статичному навантаженні.

$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_1^2 + M_H^2} \cdot 10^3 = 514313,93$  - еквівалентний момент, кНм.

$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{екв}}}{\pi \cdot \frac{\sigma_T \cdot 10^6}{n}}} = 0,279$  - мінімальний розрахунковий діаметр вала, м.

Проектне значення діаметра вала приймається на основі стандартного ряду.

Ряд стандартних діаметрів валів, мм.

$d_{st1} = (10 \ 10,5 \ 11 \ 11,5 \ 12 \ 14 \ 16 \ 18 \ 20 \ 22 \ 24 \ 26 \ 28 \ 30 \ 32 \ 34 \ 36)$

$d_{st2} = (38 \ 40 \ 42 \ 45 \ 48 \ 50 \ 52 \ 55 \ 60 \ 63 \ 65 \ 70 \ 80 \ 90 \ 100 \ 110 \ 120)$

$d_{st3} = (130 \ 140 \ 150 \ 160 \ 170 \ 180 \ 190 \ 200 \ 210 \ 220 \ 230 \ 240 \ 250)$

$d_{st4} = (260 \ 280 \ 300 \ 320 \ 340 \ 360 \ 380 \ 400 \ 420 \ 440 \ 450 \ 460 \ 480 \ 500 \ 530 \ 560 \ 600 \ 630)$

$d_{st} := \text{augment}(d_{st1}, d_{st2}, d_{st3}, d_{st4})^T$

$d\_n(d) := \left| \begin{array}{l} \delta d \leftarrow d_{st} - d \cdot 10^3 \\ n \leftarrow 0 \\ \delta d_n \leftarrow \delta d_n \\ \text{while } \delta d_n < 0 \\ \quad \left| \begin{array}{l} n \leftarrow n + 1 \\ \delta d_n \leftarrow \delta d_n \end{array} \right. \\ \left( \begin{array}{c} d_{st_n} \\ n \end{array} \right) \end{array} \right|$

$$d_n(d_{min}) = \left( \frac{280}{48} \right)$$

$n_{nn} = d_n(d_{min})_1 = 48$  - номер в ряду стандартних діаметрів.

Приймаємо:  $d_{np} = d_n(d_{min})_0 = 280$ ;

$$W_Z(d) = \frac{\pi \cdot (0,1 \cdot d)^3}{32};$$

$W_Z(d_{np}) = 2155,133$  - осьовий момент опору поперечного перерізу вала, см<sup>3</sup>;

$$W_P(d) = \frac{\pi \cdot (0,1 \cdot d)^3}{16};$$

$W_P(d_{np}) = 4310,265$  - полярний момент опору поперечного перерізу валу, см<sup>3</sup>;

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

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

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

Результуючий коефіцієнт запасу:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

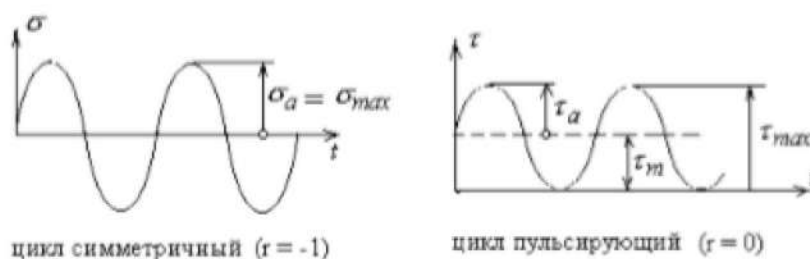


Рисунок 7.5 - Схеми циклічних навантажень

$$\sigma_{max}(d) = \frac{M_H \cdot 10^3 \cdot 32}{\pi \cdot (d \cdot 10^{-3})^3}; \quad \sigma_{max}(d_{np}) = 212,8 \cdot 10^6; \quad \text{Па.}$$

$$\sigma_a(d) = \sigma_{max}(d); \quad \sigma_a(d_{np}) = 212,8 \cdot 10^6; \quad \text{Па.}$$

$$\sigma_m = 0 \text{ Па.}$$

$$M_K = M_1 = 232,92 \text{ кНм};$$

$$\tau_{max}(d) = \frac{M_K \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot (d \cdot 10^{-3})^3}; \quad \tau_{max}(d_{np}) = 54 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_m(d) = \frac{\tau_{max}(d)}{2}; \quad \tau_m(d_{np}) = 27 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_a(d) = \tau_m(d); \quad \tau_a(d_{np}) = 27 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

$k_{\sigma,чп} = 1,2 + 0,2 \cdot \frac{\sigma_B - 400}{1100} = 1,238$  - коефіцієнт концентрації напружень при відсутності гострих концентраторів для деталі з чисто обробленою поверхнею.

$k_{\sigma,кон} = 1,5 + 1,5 \cdot \frac{\sigma_B - 400}{1100} = 1,786$  - коефіцієнт концентрації напружень з концентраторами (шпонкові прорізи, канавки, отвори).

$$\varepsilon(d) = 1,2 + 0,1 \cdot \left( \frac{d}{10} - 3 \right);$$

$\varepsilon(d_{np}) = 3,7$ - коефіцієнт, що враховує масштабний фактор;

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

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

$k_{\sigma,рез}(d_{np}) = 4,581$  - результуючий поправочний.

$$k_{\tau,рез}(d) = k_{\sigma,рез}(d);$$

$k_{\tau,рез}(d_{np}) = 4,581$  - 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.

$\psi_\tau = 0,075$  - 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.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | 12.KP.135.6119м.01.ПЗ.07 | Арк. |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 91   |

$$n_{\sigma}(d) = \frac{\sigma_{\tau} \cdot 10^6}{k_{\sigma, \text{рез}}(d) \cdot \sigma_a(d) + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} - \text{запас втомної міцності при плоскому напруженому}$$

стані за нормальними напруженнями.

$$n_{\sigma}(d_{np}) = \begin{pmatrix} 0,256 \\ 0,349 \end{pmatrix};$$

$$n_{\tau}(d) = \frac{\tau_{\tau} \cdot 10^6}{k_{\tau, \text{рез}}(d) \cdot \tau_a(d) + \psi_{\tau} \cdot \tau_m(d)} - \text{запас втомної міцності при плоскому}$$

напруженому стані по дотичним напруженням.

$$n_{\tau}(d_{np}) = \begin{pmatrix} 1,192 \\ 1,59 \end{pmatrix};$$

$$n_{\text{рез}}(d) = \frac{\overrightarrow{n_{\sigma}(d) \cdot n_{\tau}(d)}}{\sqrt{n_{\sigma}(d)^2 + n_{\tau}(d)^2}} - \text{результуючий коефіцієнт запасу.}$$

$$n_{\text{рез}}(d_{np}) = \begin{pmatrix} 0,251 \\ 0,341 \end{pmatrix};$$

$$\sigma_{\tau, \text{экв}}(d) = \sqrt{\sigma_{\max}(d)^2 + 4 \cdot \tau_{\max}(d)^2} - \text{найбільші еквівалентні дотичні напруження, Па.}$$

$$\sigma_{\tau, \text{экв}}(d_{np}) = 238,6 \cdot 10^6;$$

$$n_{\text{стан}}(d) = \frac{\sigma_{\tau} \cdot 10^6}{\sigma_{\tau, \text{экв}}(d)};$$

$$n_{\text{стан}}(d_{np}) = 1,509 - \text{статичний коефіцієнт запасу.}$$

$$n_{\min}(d) = \min(n_{\sigma}(d), n_{\tau}(d), n_{\text{рез}}(d));$$

$$n_{\min}(d_{np}) = 0,251 - \text{мінімальний запас втомної міцності.}$$

Враховуючи те, що мінімальний запас втомної міцності менше 1, необхідно збільшити діаметр валу до такої величини, щоб зазначений коефіцієнт став більше 1. Залежності для пошуку такого діаметру наведено нижче, а графік залежності мінімального запасу втомної міцності від діаметру валу показано на рис. 7.6.

$$d = d_{np}, d_{np} + 5 \dots d_{np} + 80 - \text{діапазон пошуку діаметру валу, мм.}$$

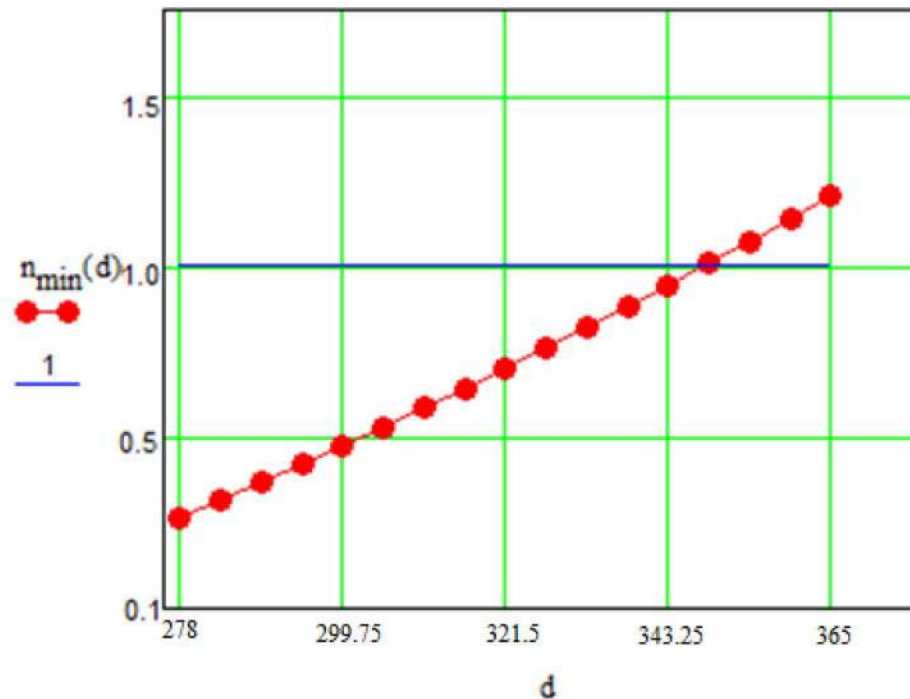


Рисунок 7.6 - Графік залежності мінімального запасу втомної міцності від діаметру валу, мм

$$d = d_{np} = 280 \text{ мм};$$

$$d_{min2} = \text{root}(n_{min}(d) - 1, d) = 526,313 - \text{рівняння для пошуку діаметру валу, мм};$$

$$n_{min}(d_{min2}) = 1 - \text{запас втомної міцності для знайденого діаметру валу.}$$

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

$$d_{np2} = d_n(d_{min2} \cdot 10^{-3})_0 = 530 \text{ мм.}$$

Мінімальний запас втомної міцності для прийнятого діаметру валу:

$$n_{min}(d_{np2}) = 1,015.$$

## 7.1 Перевірка розрахунку міцності в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

Створюємо розрахункову модель вала якірної лебідки в програмному комплексі SolidWorks:



Рисунок 7.7 - Розрахункова модель вала якірної лебідки

Далі на одному з кінців вала, за допомогою команди «Фіксована геометрія», створюємо затиснення типу «Фіксований шарнір».

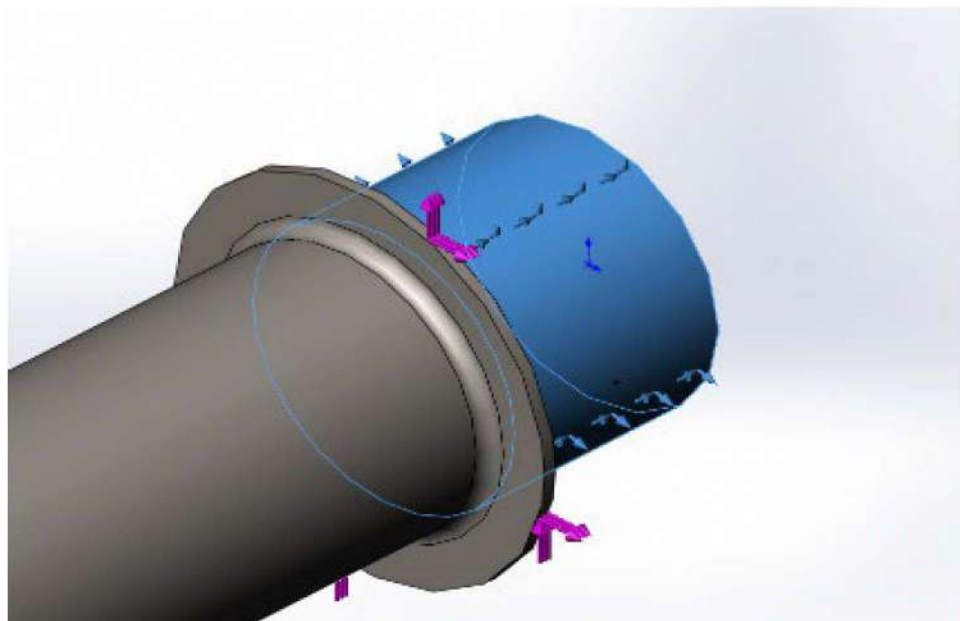


Рисунок 7.8 – Схема затиснення одного з кінців вала

По поверхні, так званого фланцевого з'єднання, прикладаємо навантаження складових від крутного моменту на осі OX та OY.



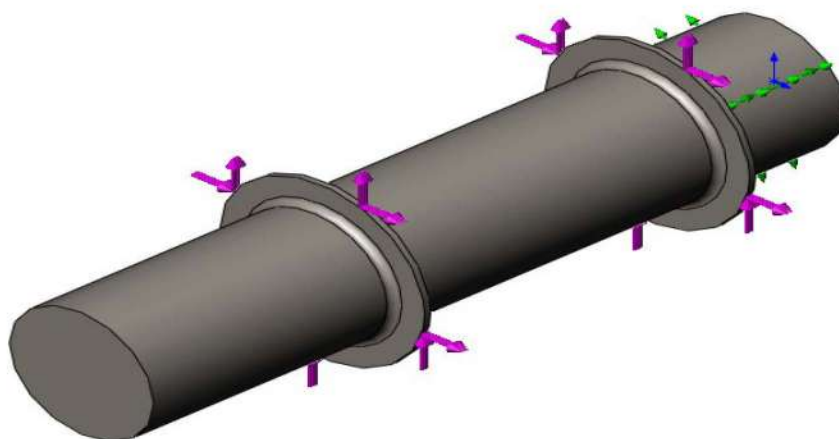


Рисунок 7.9 – Схема прикладання навантажень

Далі створюємо розрахункову сітку та запускаємо розрахунок. Отримані результати наведені на рисунках 7.1.4 – 7.1.7.

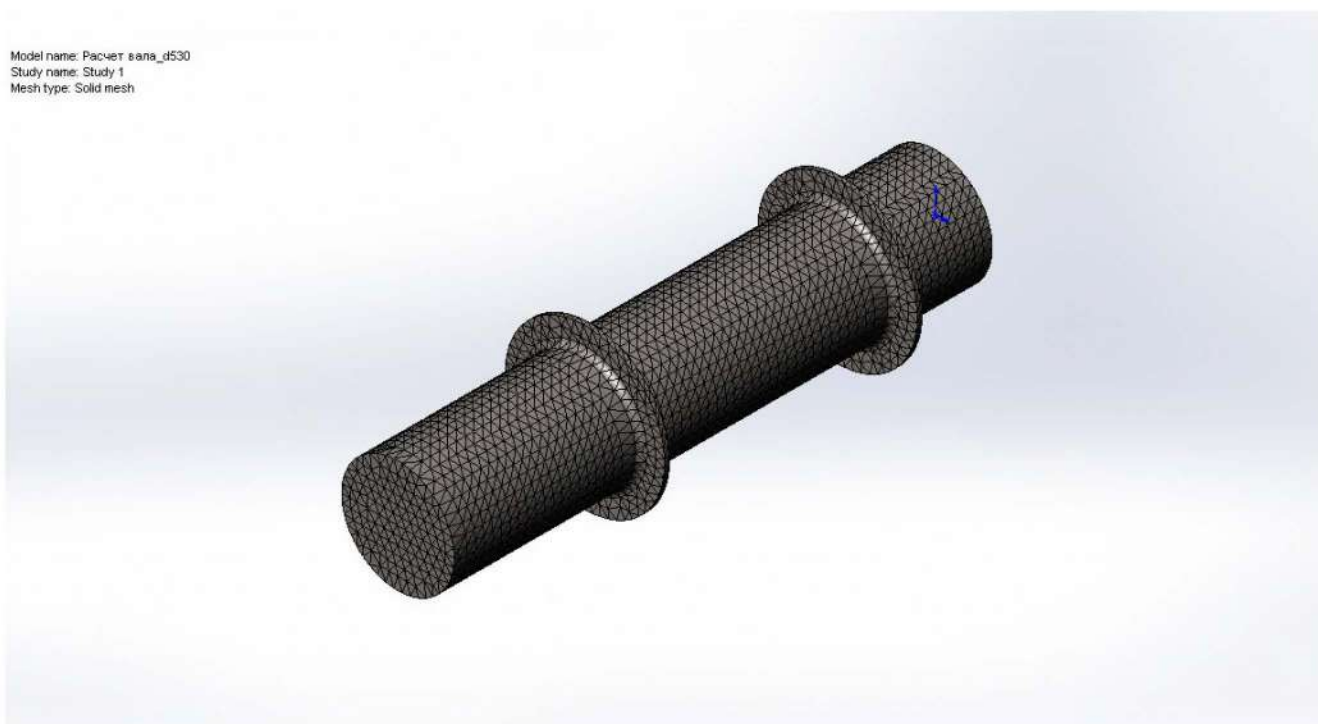


Рисунок 7.10 – Розрахункова сітка

Model name: Расчет вала\_d530  
Study name: Study 1  
Plot type: Static nodal stress Stress1

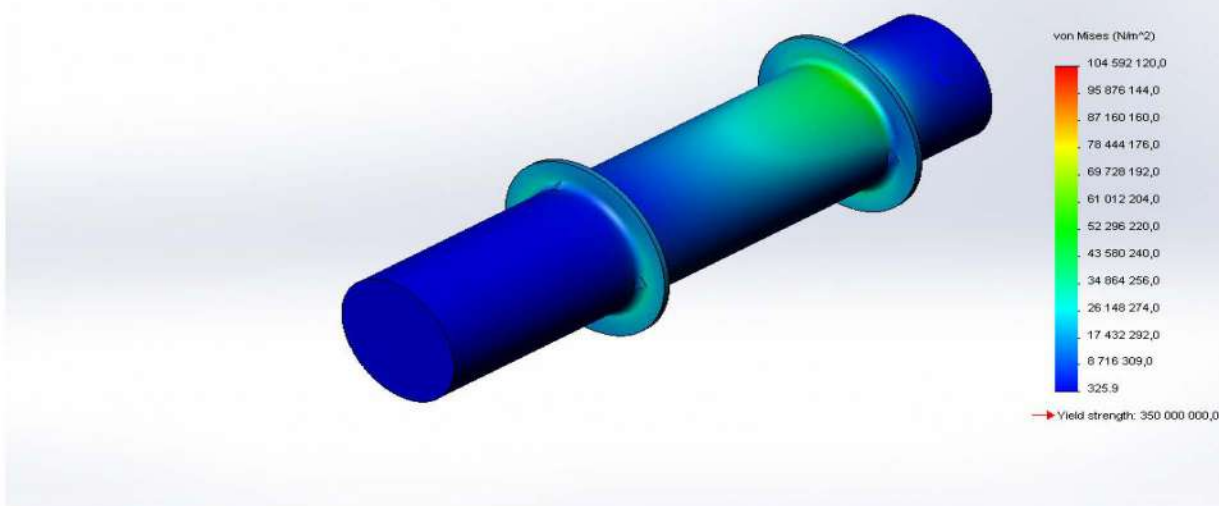


Рисунок 7.11 – Схема розподілення напружень

Таблица 7.1 – Розподіл напружень

| №<br>п/п | Положення<br>розрахункової<br>точки | Діючі<br>напруги $\sigma_x$ ,<br>МПа | Допустимі<br>напруги $\sigma_{доп}$ ,<br>МПа |
|----------|-------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------------------------|
| 1        |                                     | 104,6                                | 280                                          |

Model name: Расчет вала\_d530  
Study name: Study 1  
Plot type: Static displacement Displacement1

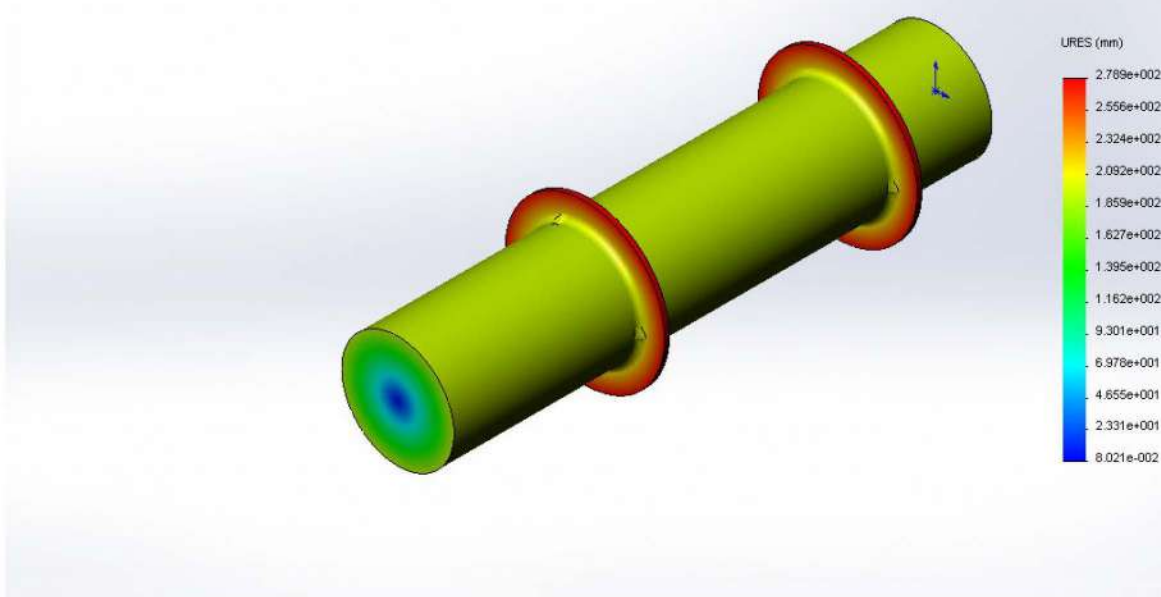


Рисунок 7.12 – Схема розподілення переміщень

Model name: Рачет вана\_d530  
 Study name: Study 1  
 Plot type: Static strain Strain1

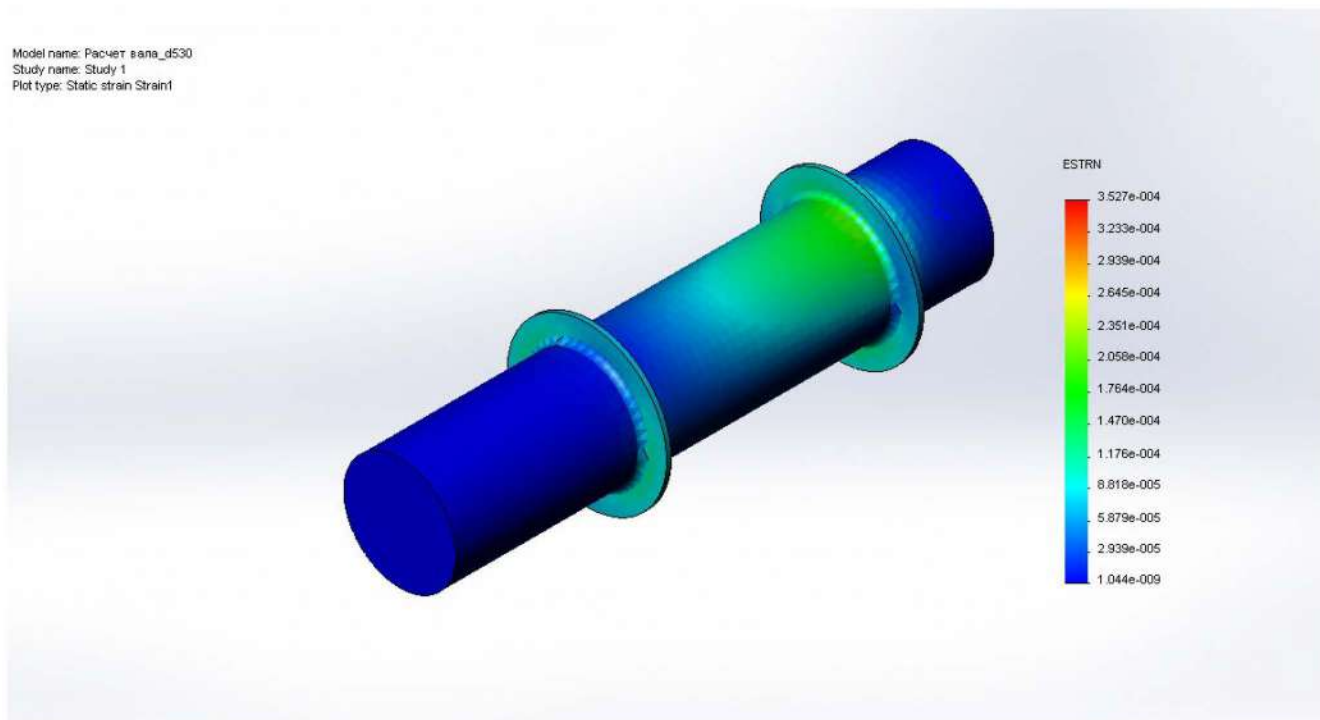


Рисунок 7.13 – Схема розподілення деформацій

На основі отриманих результатів можемо зробити висновок, що умова міцності виконується.

## ВИСНОВОК

Метою данної кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти "магістр" було дослідження впливу зовнішніх факторів на механізми якорної системи СПБУ.

У роботі був проведений ряд розрахунків та виконана презентація кваліфікаційної роботи. У першому розділі були визначені головні розміри СПБУ. Досліджено зовнішні навантаження на СПБУ при стоянці на двох якорях. Була проведена оцінка зміщення СПБУ під час стоянки на звичайній якорній системі з довгими ланцюгами без підвісних вантажів. Проведено дослідження міцності елементів якорного пристрою та дослідження параметрів барабану та турачки якорної лебідки в залежності від зусиль у якорних канатах. Визначена потужність приводного двигуна якорної лебідки. Проведений розрахунок валу якорної лебідки та його опор.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Морські технології. Збірник наукових праць. МКІ. Миколаїв, 1993.
2. Шостак В.П. Технологія морського буріння нафтових та газових свердловин. Миколаїв УДМТУ, 1998.
3. Бреббиа К., Уокер С. Динаміка морських споруд, пер. с англ. Л. 1983.
4. Буксировочний опір, розрахунок. Проєкт 15402.
5. Железняк В.Г. Розробка методики обґрунтування основних проєктних характеристик СПБУ. ЦКБ «Корал», 1983.
6. Рашковський О.С., Жігуліна С.І., Перов В.М., Сліжевський С.М. Технологія виготовлення деталей корпусу судна. – Миколаїв, НУК, 2009. – 136 с.
7. Навантаження мас порожнем. Проєкт 15402.
8. Симаков Г.В., Шхнек К.Н., та інш., Морські гідротехнічні споруди на континентальному шельфі, 1989.
9. Шостак В.П. Конструктивні ознаки та особливості технології побудови бурових суден та платформ. Миколаїв. УДМТУ, 1997.
10. Регістр судноплавства України. Київ, 2022.