

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування інституту, факультету)
Кафедра Деталі машин і ПТМ
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

МАГІСТР
(ступінь вищої освіти)

на тему Дослідження приводів підйому
вантажних кранів

Виконав: студент(ка) 2 курсу, групи М-312м

Спеціальності 133 галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Підйомно-транспортні дорожні будівельні
механізми та машини та обладнання
Бейдик Т. О.
(прізвище та ініціали)

Керівник Марто Вицький А. М.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Сидоренко М. В.
(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний
Кафедра Деталі машин і ПТМ
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 галузеве машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) підйомно-транспортні дорожні будівельні
механістичні машини і обладнання (назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри [підпис]

« 15 » 12 2023 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Бейдину Тарасу Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Дослідження приводів підйому
вантажних кранів

керівник проєкту (роботи) Мартовичевський Леонід Максимович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 11 » жовтня 2023 року № 387

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 18.12.2023р.

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) існуючі конструкції вантажопідіймних кранів для підйому надвантажних вантажів

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опред існуючих типових моделей надпотужних кранів.

2. Пошук можливості вантажопідйомності

3. Розрахунок граничного праводу механізму підйому

4. Оптимізація механізму підйому.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Плакати 1 формат А1 Крани з граничною вантажопідйомністю

Плакати 2 формат А1 Плавирани з граничною вантажопідйомністю

Плакати 3 Формат А0 Розрахунок поїсності

Плакати 4 Формат А1 Привод механізму підйому

Плакати 5 Формат А1 Рекомендована компоновка механізму підйому

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконавець завдання
1	Мартовичук Л.М.		
2	Мартовичук Л.М.		
3	Мартовичук Л.М.		
4	Мартовичук Л.М.		

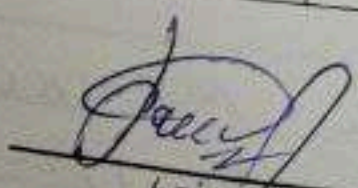
7. Дата видачі завдання « 11. » жовтня 2023 року.

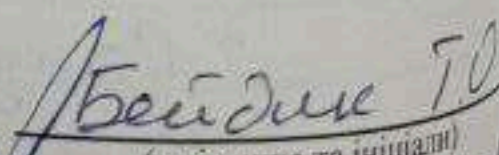
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітки
1	Огляд існуючих типових моделей надпотужних кранів	30.10.2023	
2	Пошук можливостей збільшення вагтажопідйомності	15.11.2023	
3	Розрахунок граничного приводу механізму підйому	30.11.2023	
4	Оптимізація механізму підйому	10.12.2023	

Студент

Керівник проекту (роботи)


(підпис)


(прізвище та ініціали)
Мартовичук Л.М.
(прізвище та ініціали)

Реферат

ПЗ: 59 с., 34 рис., 2 табл., 16 джерел.

Об'єкт дослідження – механізми підйому кранів граничної вантажопідйомності.

Мета роботи – розробка і дослідження основ методики проектування механізмів для кранів граничної вантажопідйомності.

Методи дослідження – розрахунково-аналітичний.

Під час виконання роботи було зроблено огляд існуючих кранів для підйому надважких вантажів, досліджено вплив кратності поліспасту на вантажопідйомність крану та характеристики приводу механізму підйому.

У відповідності до отриманих даних була виявлена найбільша можлива вантажопідйомність одного механізму підйому.

Результатом роботи є запропонована таблиця оптимального складу механізму підйому в залежності від необхідної вантажопідйомності крану.

ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ, КРАН, КАНАТ, БЛОК, КРАТНІСТЬ ПОЛІСПАСТУ, НАПРУЖЕННЯ, ЗУСИЛЛЯ, ККД, БАРАБАН ДВИГУН, РЕДУКТОР, ГАЛЬМО, МУФТА, МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ, ПОТУЖНІСТЬ, МОДУЛЬНІСТЬ, БАЛАНСИР.

Зміст

Завдання	2
Реферат	3
Зміст	4
Вступ	5
Актуальність проблеми та постановка задачі	7
1. Огляд існуючих типових моделей надпотужних кранів	9
2. Пошук можливої вантажопідйомності	24
2.1 Вибір канату	24
2.2 Вибір поліспасти	26
2.3 Розрахунок силового поліспасти	29
3. Розрахунок граничного приводу механізму підйому	35
3.1 Кінематична схема	39
3.2 Вибір барабана	40
3.2.1 Розрахунок розмірів блоків та барабана	43
3.3 Вибір двигуна	47
3.4 Вибір редуктора	47
3.5 Вибір муфти	49
3.6 Вибір гальма	50
4. Оптимізація механізму підйому	51
Висновки	54
Перелік посилань	55
Додатки	57

Вступ

Оптимальне проектування кранових механізмів, а особливо механізму підйому ставить на меті отримання об'єктів з найкращими техніко-економічними показниками. При науковій постановці питання оптимальне проектування механізмів включає:

- 1) побудова математичної моделі механізму для конкретної структури, або ряду структур, кожна з яких описується своєю системою параметрів;
- 2) вибір критеріїв якості і отримання його аналітичної залежності від заданих параметрів;
- 3) розробку обмежень;
- 4) розробку алгоритмів оптимізації, знаходження оптимального рішення і доведення його до інженерного втілення.

В повному обсязі постановки питання оптимальні механізми повинні забезпечувати екстремальні значення критеріїв якості крану в цілому.

Оптимальні значення параметрів механізмів, визначені з позиції оптимізації крану у цілому або оптимізації окремо розглянутого механізму, як правило, не співпадають. В рамках задачі створення оптимальних кранів принципи оптимального проектування механізмів зводяться до наступного:

- 1) агрегатування, тобто формування механізмів із взаємозамінних уніфікованих агрегатів (двигунів, редукторів, гальм або навіть механізму в цілому);
- 2) обмеження діючих навантажень, наприклад, шляхом встановлення обмежувачів вантажопідйомності і вантажного моменту, маховиків в приводах механізмів зміни вильоту, муфт граничного моменту і т.д.;
- 3) використання високонадійних елементів: агрегатів без механічних передач, наприклад безредукторних лебідок, систем електричного гальмування, безконтактних систем керування електроприводом;

- 4) зменшити кількість елементів механізму чи перехід від послідовного з'єднання елементів до паралельного;
- 5) резервування: обґрунтоване призначення запасів міцності, дублювання гальм і т.д.

Чисельність можливих конструктивних рішень, різноманітність та суперечливий характер вимог до механізмів, велика кількість важко формалізованих якісних вимог (технологічність, зручність обслуговування і ремонту та ін.) призводять до того, що на практиці пошук оптимального рішення при проектуванні механізмів ведуть шляхом розробки і порівняння обмеженого числа варіантів.

Актуальність проблеми та постановка задачі

В підйомі надмірно великих одиничних вантажів виникає потреба при монтажі важкого технічного обладнання, будівництві великих інженерних споруд, портів, вітряних електрогенераторів, будівництві атомних електростанцій останнього покоління, модульному суднобудуванні, блочному будуванні мостів, а також при монтажі морських бурових платформ і т.д.

Це пов'язано з модульними принципами будови цих споруд. Тобто коли один великий об'єкт розділяють на менші об'єкти, які одночасно збираються на заводах виробників, або в інших установлених місцях, а далі вже транспортуються безпосередньо на необхідне місцезнаходження і за допомогою монтажних кранів монтують у проектному положенні. Такий спосіб будови дає цілий ряд переваг, головними з яких є зростання технологічності виготовлення та зменшення часу і матеріальних витрат на будівництво. Таким чином будують сучасні мости, коли вже попередньо виготовленні секції і навіть цілі прольоти піднімають одним або кількома кранами у проектне положення і монтують до головних опор, сучасні морські судна (лайнери, танкери, контейнеровози, військові кораблі) також будуються з попередньо зібраних модулів, в нафтовій промисловості зростає попит на підйом промислових колон вагою по 1500 т і довжиною до 100 м, та навіть цілих нафтових платформ. А оскільки габарити та маса цих модулів тільки зростають, то зростає і вантажопідйомність монтажних кранів.

Ще на так давно крани для підйому надважких негабаритних вантажів представляли собою одиничні або малосерійні вироби, тому кожен випадок побудови такої машини та її механізмів розглядався як комплексний ряд унікальних заходів з проектування. Але за останнє десятиліття попит на монтажні крани великої вантажопідйомності виріс і це призвело до збільшення пропозиції, а значить і кількості вже існуючих машин різноманітних типів та діапазону вантажопідйомності.

Таким чином, однією із актуальних задач для проектування кранів граничної вантажопідйомності являється оптимізація механізму підйому вантажопідйомних кранів з метою, по-перше, відповідності правилам безпечної будови та інших нормативів, відповідності вимогам сучасного розвитку машинобудування і технологічності виготовлення, а, по-друге, сприяло зменшенню часу на проектування і будівництво механізму. Тому в ході даної роботи було поставлено такі задачі:

- Аналіз механізму підйому існуючих кранів для підйому надважких вантажів.
- Пошук граничної раціональної вантажопідйомності одним механізмом підйому.
- Розрахунок граничного механізму підйому.
- Оптимізація механізму підйому кранів з граничною вантажопідйомністю.

1. Огляд існуючих типових моделей надпотужних кранів

Крани вантажопідйомністю 600 т відносяться до потужних машин, але в світі існують крани вантажопідйомність яких перевищує декілька тисяч тон. Вони відрізняються між собою за типом і будовою, вантажопідйомністю і способом переміщення, маневреністю і можливою зоною обслуговування, але всі вони мають схожий за принципом дії механізм підйому, який складається з декількох лебідок і складної поліспавної системи. Швидкість підйому більшості з них складає порядку 10 м/год.

Одним із представників свого типу вантажопідйомних кранів є:

➤ Автокран Terex AC 1000 (рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Автокран Terex AC 1000.

Автокран Terex AC 1000 – один з найбільших телескопічних кранів у світі підвищеної прохідності, якому дозволено пересуватися по дорогам загального призначення. Кран встановлено на дев'яти вісному колісному шасі (18 x 8 x 18).

Довжина основної телескопічної стріли 50 м з можливим додатковим встановленням стріли до 100 м та іншими подовжувачами. Вантажопідйомність крану складає 1200 тон на вильоті 3 м і досягається шляхом встановлення спеціальної блочної обойми (до 14 блоків) та гакової підвіски, що збільшує число перетинів канату, на яких тримається вантаж, до 28, також в активі крану є наявність двох лебідок для головного механізму підйому.

➤ Кран на гусеничному ході LIEBHERR LR-13000 (рис. 1.2)



Рисунок 1.2 – Гусеничний кран Liebherr LR-13000.

Гусеничний кран Liebherr LR-13000 був збудований для важкого режиму роботи і оснащений головною стрілою довжиною 120 м і з можливістю встановлення додаткового подовжувача довжиною 126 м, максимальна висота підйому складає 240 м. Це найбільший кран в світі зі стандартною поворотною платформою який може пересуватися своїм ходом

разом із вантажем. Але головною його особливістю є вантажопідйомність 3000 т на спеціальній підсиленій стрілі на вильоті 12 м. Привід головного механізму підйому реалізовано у вигляді двох лебідок з параметрами:

- діаметр каната: 52 мм;
- тягове зусилля: 62 т;
- довжина канату: 2050 м.

Кратність поліспаду для кожної лебідки рівна 30 і представлена у вигляді ряду співвісних блоків (рис. 1.3).

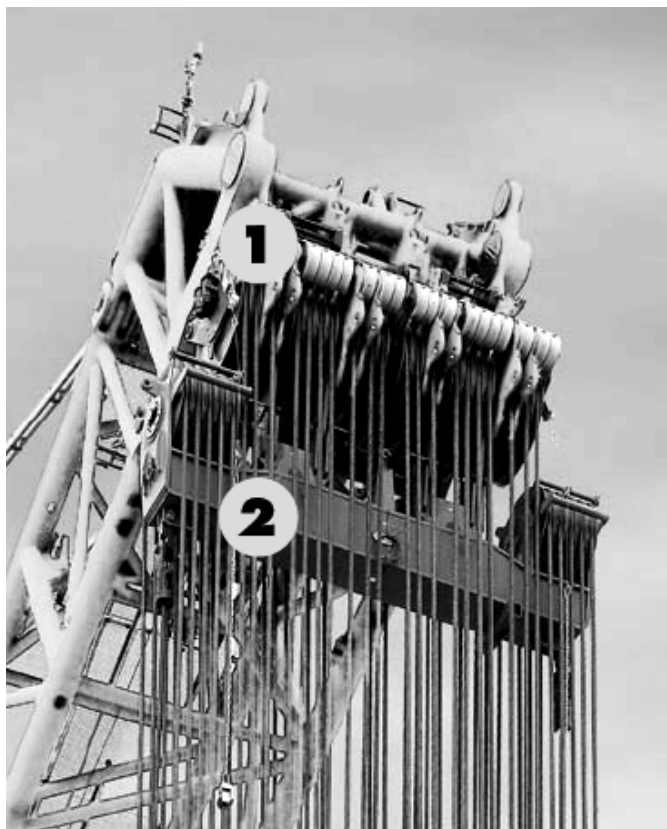


Рисунок 1.3 – Оголовок стріли Liebherr LR-13000:

- 1) Стандартний комплект блоків до 2150 т.
- 2) Траверза для особливих важких вантажів до 3000 т.

Основним вантажозахватним органом являється спеціальна гакова підвіска (рис. 1.4) вантажопідйомність якої 2 x 2100 т, вага 111 т, загальна кількість блоків $30 = 2 \times (3 \times 5)$. Підвіска виконана у вигляді балансирної системи для компенсації динамічної складової підйому, розгойдування вантажу та можливих відхилень рухомої блочної обойми від горизонталі, а

також дозволяє рівномірно розподіляти напруження між несучими елементами підвіски.

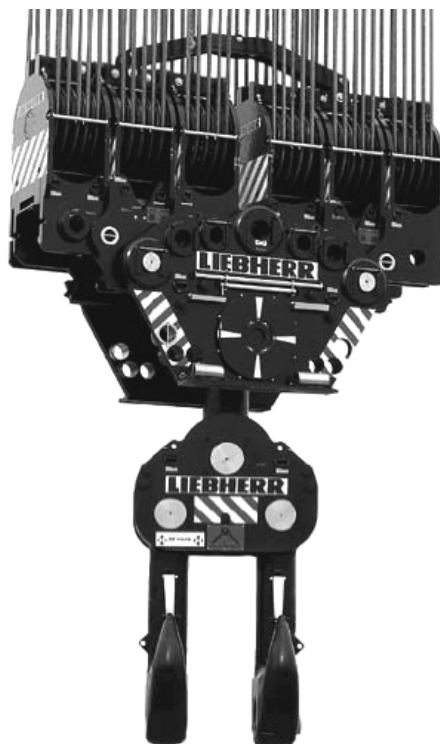


Рисунок 1.4 – Гакова підвіска крана Liebherr LR-13000.

- Гусеничний кран XCMG XGC88000 (рис. 1.5).



Рисунок 1.5 – Гусеничний кран XCMG XGC88000.

Кран XGC88000 був спроектований китайською фірмою XCMG з метою розвитку власних технологій і відмови від закупок закордонної техніки.

Кран було оснащено здвоєною стрілою довжиною 60 м з додатковим можливим подовженням до 216 м. Вантажопідйомність крана складає 3600 т, вантажний момент – 88000 тм. Але під час тестування однієї з його модифікованих моделей було піднято вантаж масою 4500 т.

Механізм підйому складається з 4 лебідок, кратність поліспасти кожної з них рівна 20, та спеціального вантажозахватного пристрою до якого шарнірно кріплять монтажні балансирні системи складені з траверз (рис. 1.7) або стропів (рис. 1.8).

Сам вантажозахватний пристрій також являє собою складну балансирну систему (рис. 1.6), яка дозволяє рівномірно розподіляти навантаження на всі несучі елементи підвіски.

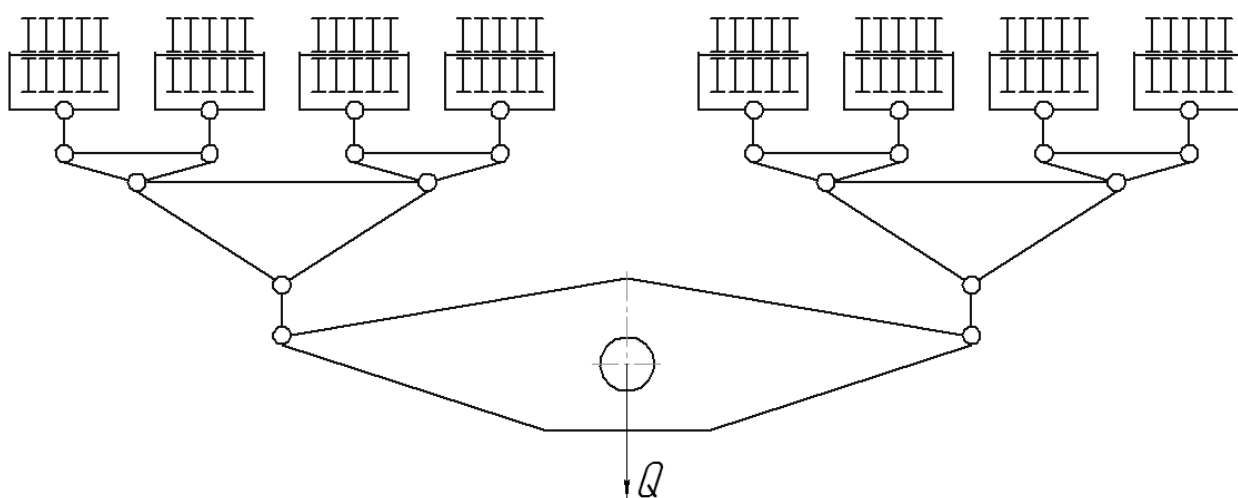


Рисунок 1.6 – Схема вантажозахватного пристрою крана XCMG XGC88000.



Рисунок 1.7 – Кран XCMG XGC88000 зі спеціальною балансирною системою траверз та стропів.



Рисунок 1.8 – Кран ХСМГ ХGC88000 зі спеціальною балансирною системою траверз.

➤ Плавучий кран «Yoshida» (рис. 1.9).



Рисунок 1.9 – Плавучий кран «Yoshida».

Плавучий кран «Yoshida» побудований відділом важкого машинобудування корпорації Mitsubishi.

Кран складається з двох А-подібних стріл довжиною більше 80 м. Кожна стріла має 2 механізми підйому по 925 т кожний. Кожний механізм підйому складається із двох лебідок з кратністю поліспасту по 12. Загальна вантажопідйомність крану складає 3700 т.

Вантажозахватний пристрій виконано у вигляді гаків, які шарнірно з'єднано траверсами для кращої стабілізації підвішеного вантажу під час руху крану (рис. 1.10).

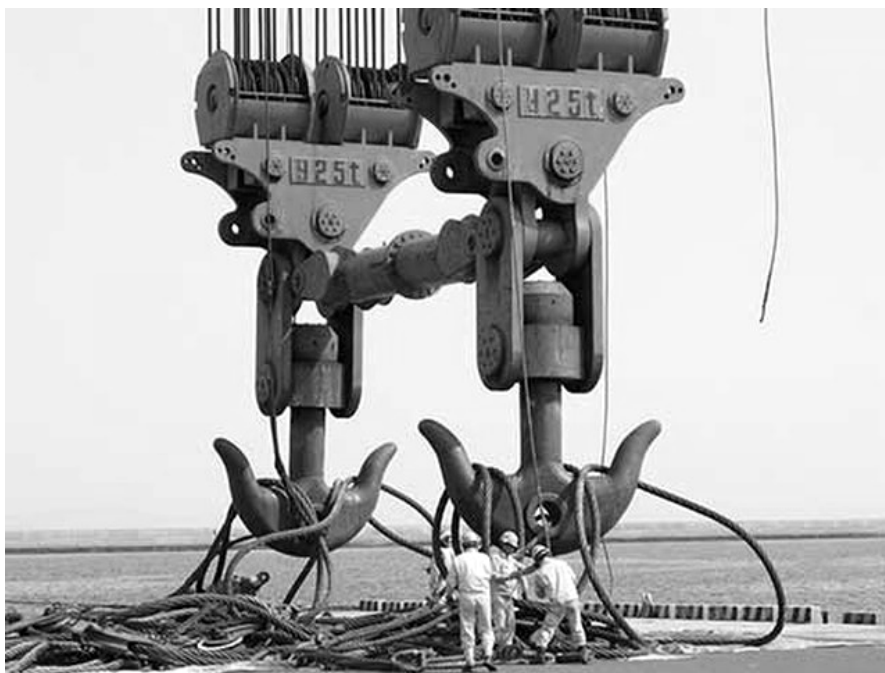


Рисунок 1.10 – Гакова підвіска крану «Yoshida».

➤ Плавучий кран «Svanen» (рис.1.11).



Рисунок 1.11 – Плавучий кран «Svanen».

Плавучий самохідний кран катамаранного типу «Svanen» призначений для будівництва великих мостів та вітрових електростанцій. Під час проектування, а також вже під час виконання завдань кран декілька разів піддавався модернізації, внаслідок чого його вантажопідйомність поетапно зростала від 6500 до 8700 т.

Головною несучою металоконструкцією крану є спеціальна нерухома стріла, яка фактично являє собою кран козлового типу, де навантаження від піднімаємого вантажу припадає на консольну частину. Висота підйому складає 76 м.

Кран складається з чотирьох незалежних механізмів підйому вантажопідйомністю по 2175 т, які можуть працювати як разом, так і окремо один від одного. Кожний механізм підйому, в свою чергу, складається з двох лебідок. Кратність поліспасту однієї лебідки становить порядку 14...18.

Вантажозахватним пристроєм є гакова підвіска, але через специфіку роботи крану з довгомірними та іншими негабаритними вантажами, до гакової підвіски чіпляють спеціальні рамні та інші вантажозахватні пристрої (рис. 1.12, 1.13).



Рисунок 1.12 – Кран «Svanen» зі спеціальним вантажозахватним пристроєм під час монтажу пролітної будови мосту.



Рисунок 1.13 – Кран «Svanen» зі спеціальним вантажозахватним пристроєм під час монтажу опорної частини мосту.

➤ Кран-судно, або плавучий кран SSCV «Thialf» (рис. 1.14).



Рисунок 1.14 – Плавучий кран «Thialf».

Кран-судно напівзануреного типу «Thialf» призначене для виконання складних завдань, таких як підйом, транспортування і монтаж бурових установок, нафтових платформ, затонулих суден, підводних човнів та інших специфічних операцій.

«Thialf» обладнаний двома кранами, встановленими на поворотних платформах вантажопідйомністю по 7100 т кожний, які можуть працювати тандемом і піднімати вантажі до 14200 т на висоту до 31,2 м. Загальна довжина А-подібної стріли складає близько 140 м.

Основним вантажозахватним органом є гакова підвіска (рис. 1.15).



Рисунок 1.15 – Гакова підвіска плавучого крану «Thialf».

Точних даних по приводу даного крану немає, але проаналізувавши доступні фото та іншу наявну інформацію, можна зробити висновок: гакова

підвіска тримається на порядку 68...100 перетинах канату, 4 з яких поєднані з механізмом підйому. Отже, на кожний кран приходить по 4 механізми підйому. Кратність кожного з них становить близько 16...25. А несуче навантаження канату становить порядку 75...110 т.

- Спеціальний нерухомий кран козлового типу «Taisun» (рис. 1.16).



Рисунок 1.16 – Кран «Taisun».

Кран «Taisun» встановлений на китайському суднобудівному заводі «Yantai Raffles» для будівництва танкерів та нафтовидобувних платформ. Цей кран може піднімати вантажі масою понад 20000 т на висоту 80 м при прольоті 126 метрів. Кран є нерухомим і використовується лише для підйому вантажу, всі маневри виконуються баржею або іншим типом судна чи плавзасобу, яке заходить в водний канал між опорами крану.

Така рекордна вантажопідйомність досягається шляхом розділення механізму підйому на окремі підйомні групи, по 6 на кожну з двох балок. Кожна з підйомних груп складається з власної лебідки, чотирьох

балансирних поліспастних систем (рис. 1.17), кратність кожної з яких 10 (загальна кратність поліспасту однієї підйомної групи 40), та власної системи керування. Вантажопідйомність однієї групи наближається до 2000 т. Такі групи функціонують як у тандемі, так і кожна окремо.



Рисунок 1.17 – Спеціальний вантажозахватний пристрій однієї підйомної групи крану «Taisun».

Така схема дозволяє піднімати вантажі понад 20000 т при максимальному напруженні канату менше 450 кН, що дозволяє зменшити його діаметр і, як наслідок, розміри барабанів, а отже і самого механізму підйому окремої групи. А оскільки кожна з груп може працювати незалежно одна від одної, то при підйомі вантажів масою меншою від номінальної можна використовувати лише необхідну потужність, що зменшить енергетичні і, як наслідок, економічні витрати.

Отже у переважної більшості кранів з класичним вантажозахватним пристроєм у вигляді гаку, кратність поліспасту досягається шляхом встановлення блоків у співвісні симетричні обойми. Щоб запобігти можливому перекосу однієї блочної обойми через втрати в блоках, необхідно конструювати привід таким чином, щоб кількість гілок канату, які йдуть на барабан, була парною і встановлена симетрично. Для цього використовують здвоєнні поліспасти, або окрему пару лебідок, що дозволяють зрівноважувати стан блочної обойми. При використанні більше ніж однієї

блочної обойми, їх кількість і установка повинні рівномірно розподіляти навантаження між собою, тобто, мають бути встановлені симетрично (по типу балансирних систем).

Статичне навантаження на одну гілку канату, незважаючи на різноманітну вантажопідйомність розглянутих кранів, у середньому складає 500...600 кН (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Основні характеристики механізму підйому.

Назва крану	Вантажо- підйомність, т	Кількість перетинів канату	Навантаження на гілку канату у статичі, кН	Кількість приводів
Terex AC 1000	1200	28	428,6	2
Liebherr LR-13000	3000	60	500	2
XCMG XGC88000	3600...4500	80	450...562	4
Yoshida	3700	96	385	8
Svanen	8700	~ 4 x 36	604	8
SSCV Thialf	7100	~94	~750	4
Taisun	$2 \times 6 \times 2000 \geq 20000$	12 x 40	500	12

2. Пошук можливої вантажопідйомності

2.1 Вибір канату

Пошук можливої максимальної вантажопідйомності розпочинаємо з вибору сталюого канату, оскільки саме параметри канату і диктують подальші параметри та характеристики приводу механізму підйому. А так як канат являється стандартизованим виробом, то його головні параметри такі як діаметр і, як наслідок, розривне зусилля регламентуються та обмежуються ГОСТами. Провівши аналіз канатних ГОСТів, було виявлено, що максимальний діаметр канату коливається в районі 68...72 мм з розривним зусиллям порядку 3000 кН.

Для можливості багат шарової навивки канату на барабан було обрано сталюий канат подвійної звивки з лінійним дотиком проволоч в сталках типу ЛК-РО і металевою серцевиною МС конструкції $6 \times 36 (1+7+7/7+14)+7 \times 7(1+6)$ ГОСТ 7669-80 (рис. 2.1) з параметрами:

діаметр каната:	72 мм
маркувальна група:	1770 Н/мм ²
розривне зусилля:	≥ 3125000 Н

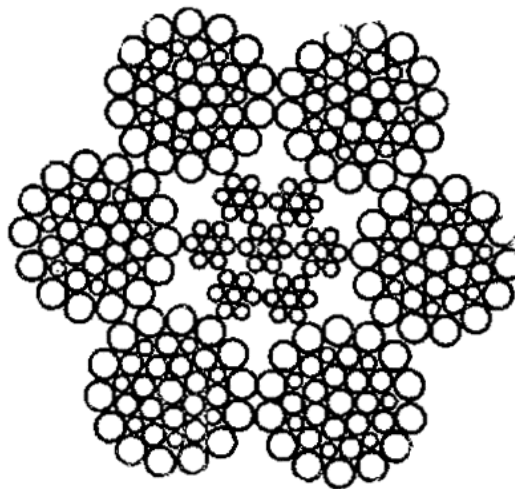


Рисунок 2.1 – Сталюий канат ГОСТ 7669-80

Обираємо: Канат 72 – Г – 1 – Ж – Л – О – Р – 1770 ГОСТ 7669-80.

Стальні канати за ГОСТ 7669-80 використовується в якості стропових канатів і вантових відтяжок, екскаваторних тягових відтяжок, у якості несучих канатів канатних доріг, у будівничій промисловості в якості несучих елементів, у підйомних кранах металургійної промисловості, а також у гірничо-видобувній промисловості як тягові канати підйомників та ін.

Сталеві канати перевіряють за формулою:

$$F_p = Z_p \cdot F_{max} \leq [F]_{розр} \quad (2.1)$$

де $F_{розр}$ – розрахункове розривне зусилля канату;

Z_p – коефіцієнт використання канату;

F_{max} – найбільше розрахункове зусилля канату;

$[F]_{розр}$ – розривне зусилля згідно ГОСТ 7669-80.

Оскільки крани максимальної вантажопідйомності являють собою монтажний тип кранів, які працюють згідно режиму роботи М4, обираємо коефіцієнт використання канату $Z_p = 4$.

З формули (2.1) знаходимо максимальне тягове зусилля канату:

$$F_{max} = \frac{[F]_{розр}}{Z_p} = \frac{3125000}{4} = 781250 \text{ Н}$$

Далі за знайденим зусиллям будемо знаходити граничну вантажопідйомність для одного механізму підйому.

2.2 Вибір поліспаду

Поліспастом називають систему рухомих і нерухомих блоків зібраних в одну обойму і з'єднаних гнучким зв'язком (канатом чи ланцюгом), яку використовують для збільшення сили – силові поліспасти (рис. 2.3) або швидкості – швидкісні поліспасти (рис. 2.2).

У силовому поліспасті вантаж підвішують до рухомої обойми, а тягове зусилля прикладається до останньої гілки каната, який збігає з останнього блоку який огинає канат.

Швидкісний поліспаст являє собою обернений силовий поліспаст, тобто зусилля (зазвичай від гідравлічного або пневматичного циліндру) прикладається до рухомої обойми, а вантаж підвішують до збігаючого кінця канату. Виграш в швидкості при використанні такого поліспаду отримують в результаті збільшення висоти підйому. В багатьох кранах з конструктивних міркувань механізм підйому вантажу знаходиться не над гаковою обоймою, тому з'являється потреба у використанні нерухомих направляючих блоків між поліспастом і барабаном.

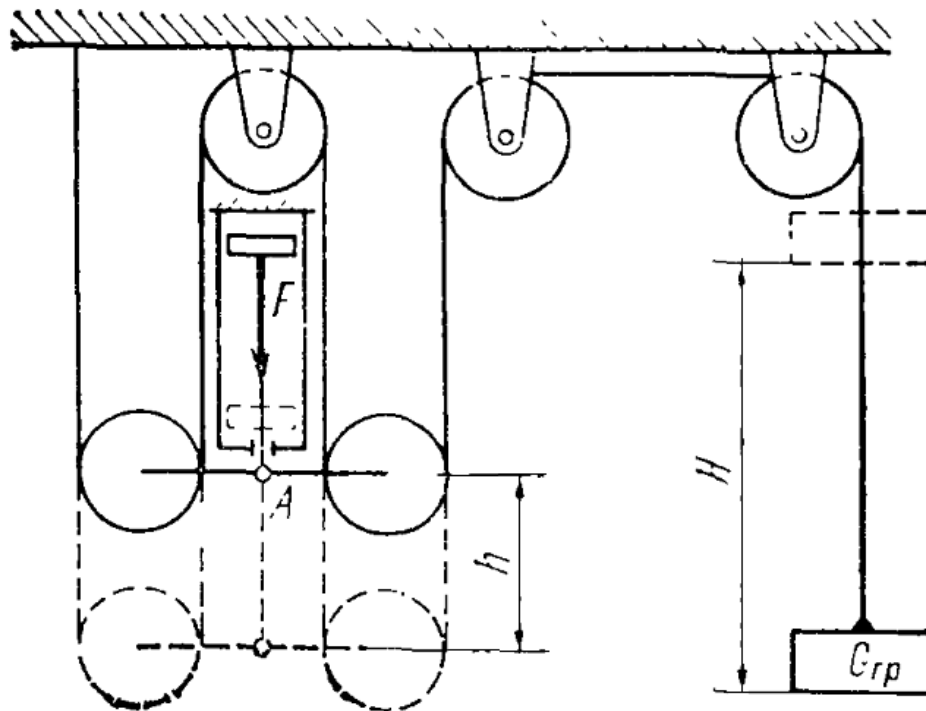


Рисунок 2.2 – Схема швидкісного поліспаду.

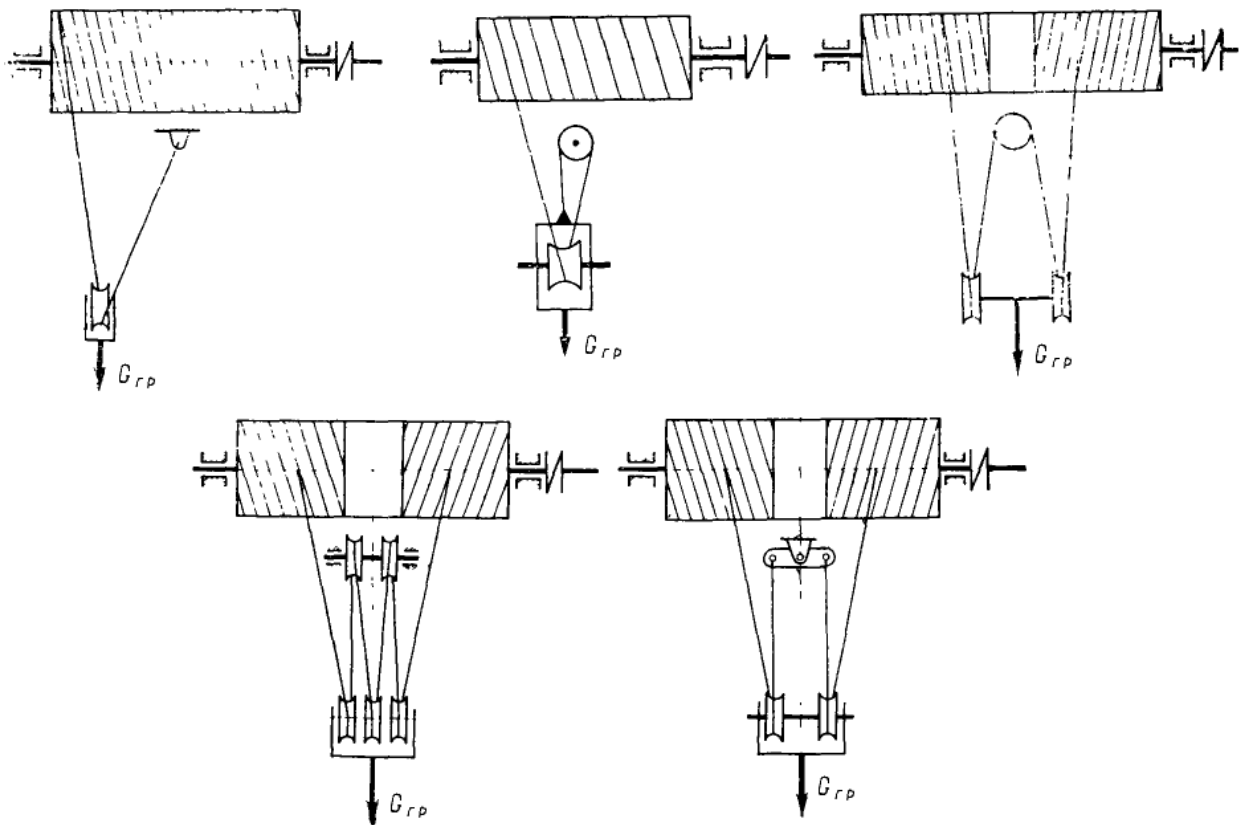


Рисунок 2.3 – Схеми силових поліспастів.

Зазвичай в вантажопідйомних машинах використовують силові поліспасты, які дозволяють зменшити натяг гнучкого вантажного органу, моменту від ваги вантажу на барабані і передаточного числа механізму, але одночасно потребує більшої довжини канату та канатоємкості барабану. Збільшення кількості блоків при підвищенні кратності викликає збільшення числа перегинів канату, що викликає скорочення його строку служби.

Загальний ККД поліспасту знаходять за формулою:

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{\Pi}-1}}{i_{\Pi}} \quad (2.2)$$

де $\eta = 0,97 \dots 0,98$ – ККД блока, встановленого на підшипниках;

i_{Π} – кратність поліспасту.

За допомогою Microsoft Excel було розраховано ККД поліспасту для діапазону кратності $i_n = 1 \dots 500$ при ККД одного блоку $\eta = 0,975$ і побудовано графік залежності (рис. 2.4).

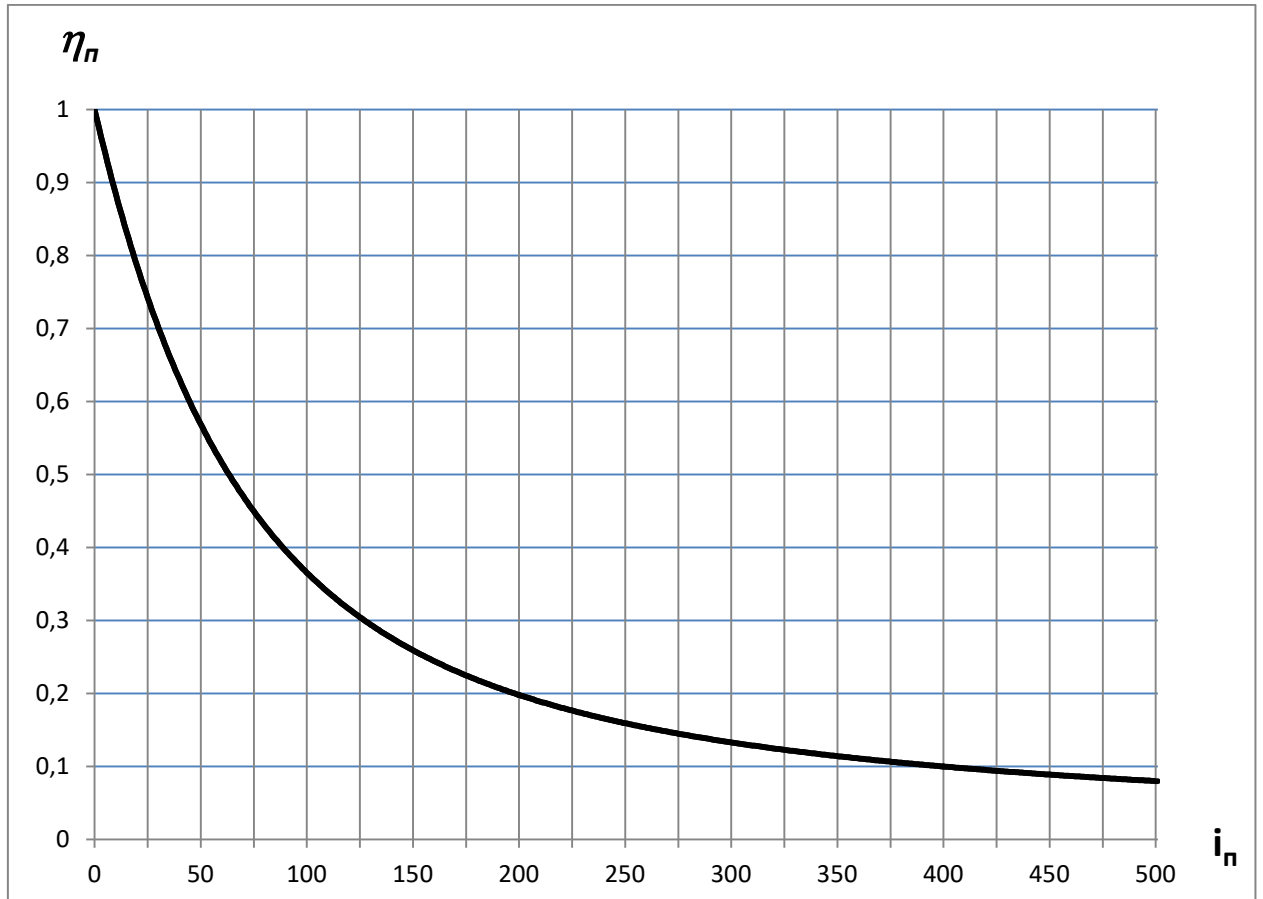


Рисунок 2.4 – Залежність ККД поліспасту від кратності.

З графіку видно, що збільшення кратності поліспасту веде до збільшення втрат корисної потужності унаслідок подолання втрат на тертя у блоках. А це призводить до зменшення ККД усього механізму підйому і недоцільного використання потужності двигуна для підйому вантажу та надмірних енергетичних витрат. Тому важливо знайти той граничний оптимальний рівень витрат потужності.

2.3 Розрахунок силового поліспаду

Уся вага вантажу рівномірно розподіляється по усім гілкам поліспаду і гілці канату яка йде на барабан (рис. 2.5).

$$S = \frac{P}{n} \quad (2.3)$$

де S – зусилля в гілці;

P – вага вантажу;

n – кількість гілок канату на яких підвішений вантаж.

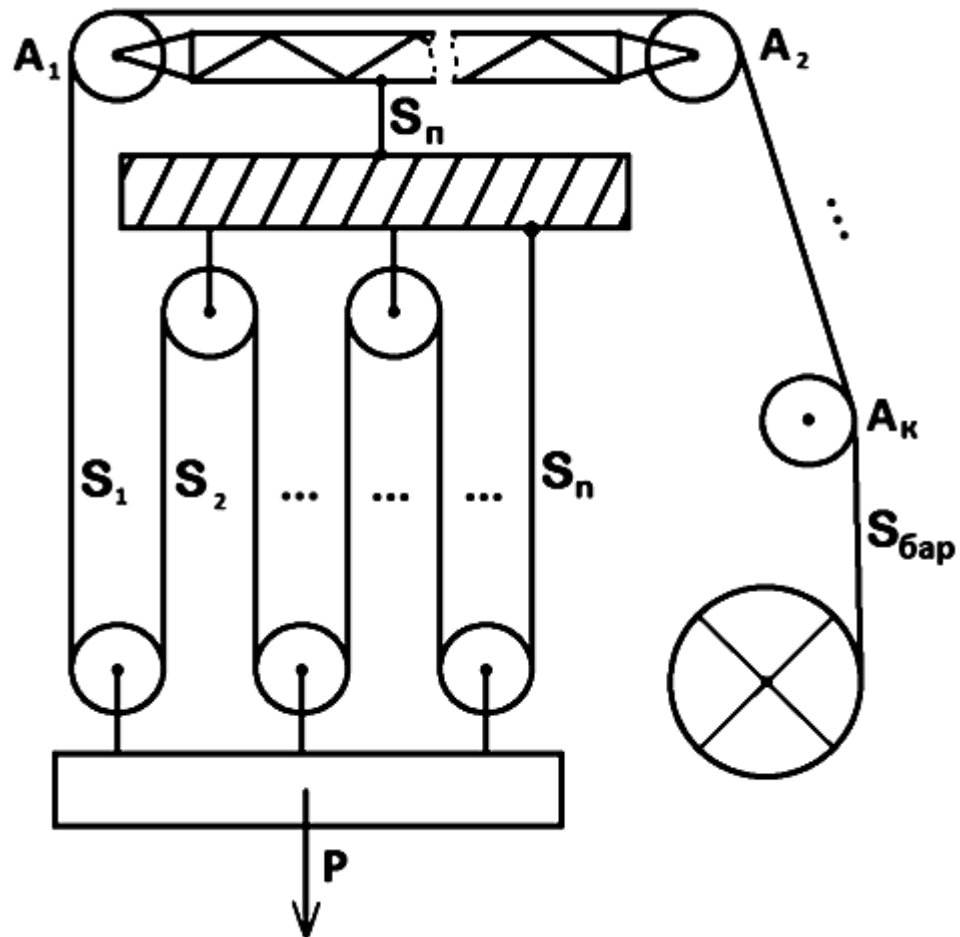


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема силового поліспаду.

Але така картина спостерігається лише в статиці, тобто при відсутності руху. В динаміці картина зовсім інакша.

При підйому вантажу зусилля в гілці канату, проходячи через кожний наступний блок поліспасту, буде зменшуватися через втрати на подолання сил тертя, перегину, проковзування всередині блоку, тому найбільше навантаження в канаті буде безпосередньо у гілці, яка йде від останнього блоку на барабан:

$$S_2 = S_1 \cdot \eta \quad (2.4)$$

$$S_3 = S_2 \cdot \eta = S_1 \cdot \eta^2 \quad (2.5)$$

...

$$S_n = S_1 \cdot (\eta)^{n-1} \quad (2.6)$$

Склавши всі ці зусилля і застосувавши формули перетворення безкінечно спадної геометричної прогресії, ми отримуємо вагу вантажу в залежності тільки від S_1 .

$$S_1 = P \cdot \frac{1 - \eta}{1 - \eta^n} \quad (2.7)$$

Якщо між поліспастом та барабаном будуть знаходитись обвідні блоки, то формула (2.7) матиме вигляд:

$$S_1 = P \cdot \frac{1 - \eta}{(1 - \eta^n) \cdot \eta_{об}^k} \quad (2.8)$$

де $\eta_{об}$ – ККД обвідних блоків;
 k – кількість обвідних блоків.

При опусканні вантажу відбуватиметься зворотній процес і максимальний натяг канату буде в останній від барабана гілці S_n .

Для спрощення розрахунку припустимо, що в даному механізмі підйому не використовуються обвідні блоки.

Оскільки, максимальний можливий натяг канату не може перевищувати знайдене раніше максимальне розривне зусилля канату $S_1 \leq F_{max} = 781250 \text{ Н}$, то з формули (2.7) знаходимо вагу вантажу:

$$P = \frac{S_1}{\frac{1-\eta}{1-\eta^n}} = S_1 \cdot \frac{1-\eta^n}{1-\eta}$$

Якщо $n \rightarrow \infty$, то $\eta^n \rightarrow 0$. Отже маємо вираз:

$$P = S_1 \cdot \frac{1}{1-\eta} = \frac{781250}{1-0,975} = 31250000 \text{ Н}$$

Тобто максимальна маса вантажу, який можливо підіймати одним механізмом підйому навіть при безкінечному збільшенні кратності поліспасту, при ККД блоків $\eta = 0,975$ не може перевищувати:

$$Q_{max} = \frac{P}{10} = \frac{31250000 \text{ Н}}{10} = 3125000 \text{ кг} = 3125 \text{ т}$$

А це значить, що при сучасній потребі у переміщенні та монтажі надважких вантажів будівництво кранів з використанням лише одного механізму підйому являється неможливим. Тому усі сучасні надважкі крани проектується з декількома механізмами підйому, які працюють одночасно.

За допомогою Microsoft Excel було розраховано максимальну можливу вантажопідйомність для діапазону кратності поліспасту від 0 до 500 і побудовано графік залежності (рис. 2.6).

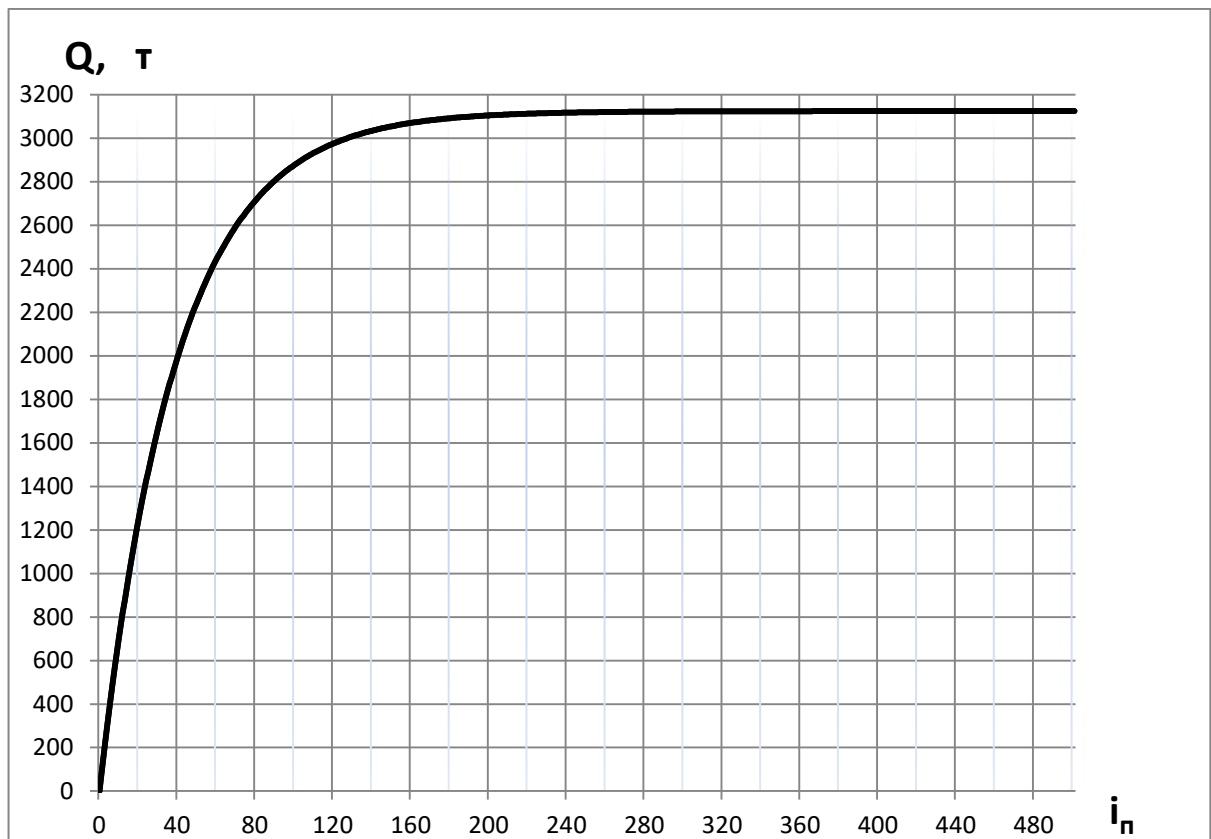


Рисунок 2.6 – Залежність максимальної вантажопідйомності від кратності поліспасту для канату діаметром 72 мм.

Дану криву можна умовно поділити на 3 зони:

I зона: при $1 < i \leq 40$ – приріст вантажопідйомності відбувається по пропорційній залежності, близькій до лінійної, тобто, зі збільшенням кратності поліспасту в певне число разів n , яке лежить у межах даного діапазону, вантажопідйомність також зростає близько в n разів, а загальний ККД поліспасту $\eta_n = 1 \dots 0,64$.

II зона: при $40 < i \leq 200$ – приріст вантажопідйомності відбувається по параболічній залежності, тобто, подальше збільшення кратності веде до зменшення приросту вантажопідйомності, внаслідок втрати тягового зусилля в канаті через тертя в блоках. Загальний ККД поліспасту $\eta_n = 0,63 \dots 0,2$.

III зона: при $i > 200$ приросту вантажопідйомності майже не відбувається, оскільки тягове зусилля канату наближається до 0. Загальний ККД поліспасту $\eta_n < 0,2$.

Отже, можна зробити висновок, що найбільш доцільним є проектування машин, кратність поліспасти яких знаходиться в межах першої зони, оскільки це дозволяє нарощувати вантажопідйомність пропорційно кратності і уникати подальших недоцільних витрат потужності. Тобто при середньому ККД кожного блоку поліспасти $\eta = 0,975$ максимально можливою з раціональних міркувань є кратність поліспасти $i = 40$, яка дозволяє досягти загальної вантажопідйомності $Q = 1990$ т без врахування ваги вантажозахватного пристрою (далі будемо рахувати $Q = 2000$ т, при цьому перевантаження не перевищує 0,5%).

Але під час підйому сила ваги вантажу не змінюється і все ще розподіляється між гілками канату, на яких він підвішений. Тому зі зростанням тягового зусилля в гілках канату, які знаходяться «ближче до барабану», відбувається пропорційне зменшення тягового зусилля у відповідних гілках канату, які знаходяться «далі від барабану» (рис. 2.7).

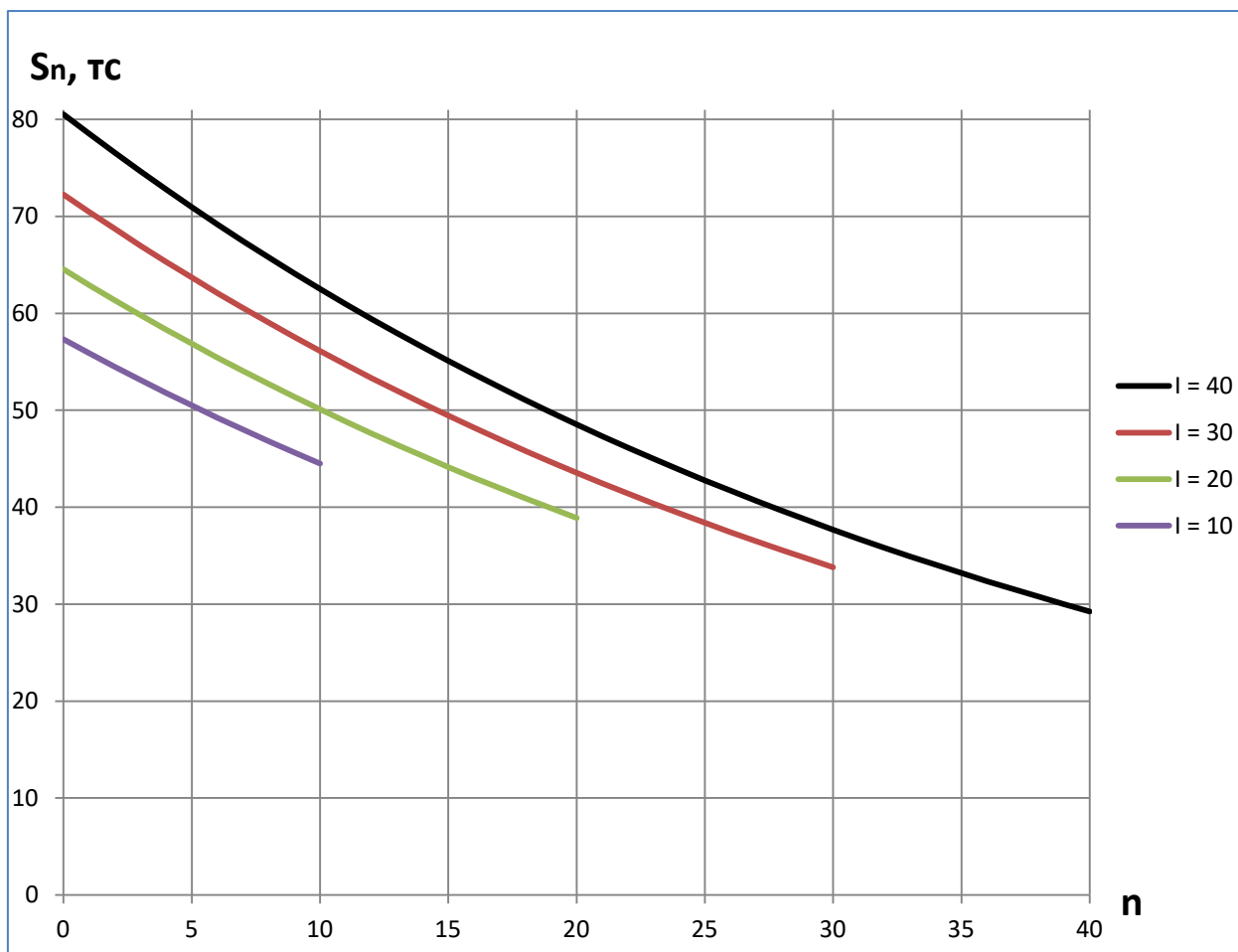


Рисунок 2.7 – Розподіл навантаження у гілках канату.

Тому на останній від барабану гілці канату буде спостерігатися найменше зусилля, яке буде рівним:

$$S_{40} = S_1 \cdot (\eta)^{40-1} = 78,125 \cdot 0,975^{39} = 29,1 \text{ кН}$$

При малій швидкості підйому поліспаст під дією сили ваги вантажу буде намагатися встановлюватись у горизонтальному положенні. Але для того щоб повністю виключити можливість перекосу поліспасту доцільно використовувати здвоєні поліспасти. Це дозволяє зменшити навантаження на канат, урівноважувати поліспаст, а отже і вантажозахватний пристрій, рівномірно розподіляти навантаження на опори барабану або візка, чи будь якої іншої ділянки (при використанні одного або пари співвісно встановлених барабанів). Так як досліджуванні крани мають велику вантажопідйомність і канатоємкість, то при здвоєному поліспасті необхідно встановлювати два окремих барабани з багатошаровою навивкою. Враховуючи підйомний крутний момент одного барабану при такій вантажопідйомності, то кожний барабан потребує власного приводу, тобто по своїй суті складатиме окремий механізм підйому. Тому подальший аналіз і розрахунок виконуємо для одного окремого приводу.

3. Розрахунок граничного приводу механізму підйому

Основні типи механізму підйому (лебідок) гаккових кранів виконаних за класичними кінематичними схемами (рис. 3.1, 3.2) не перевищують вантажопідйомності у 400...500 т і при цьому мають великі габаритні розміри та масу.

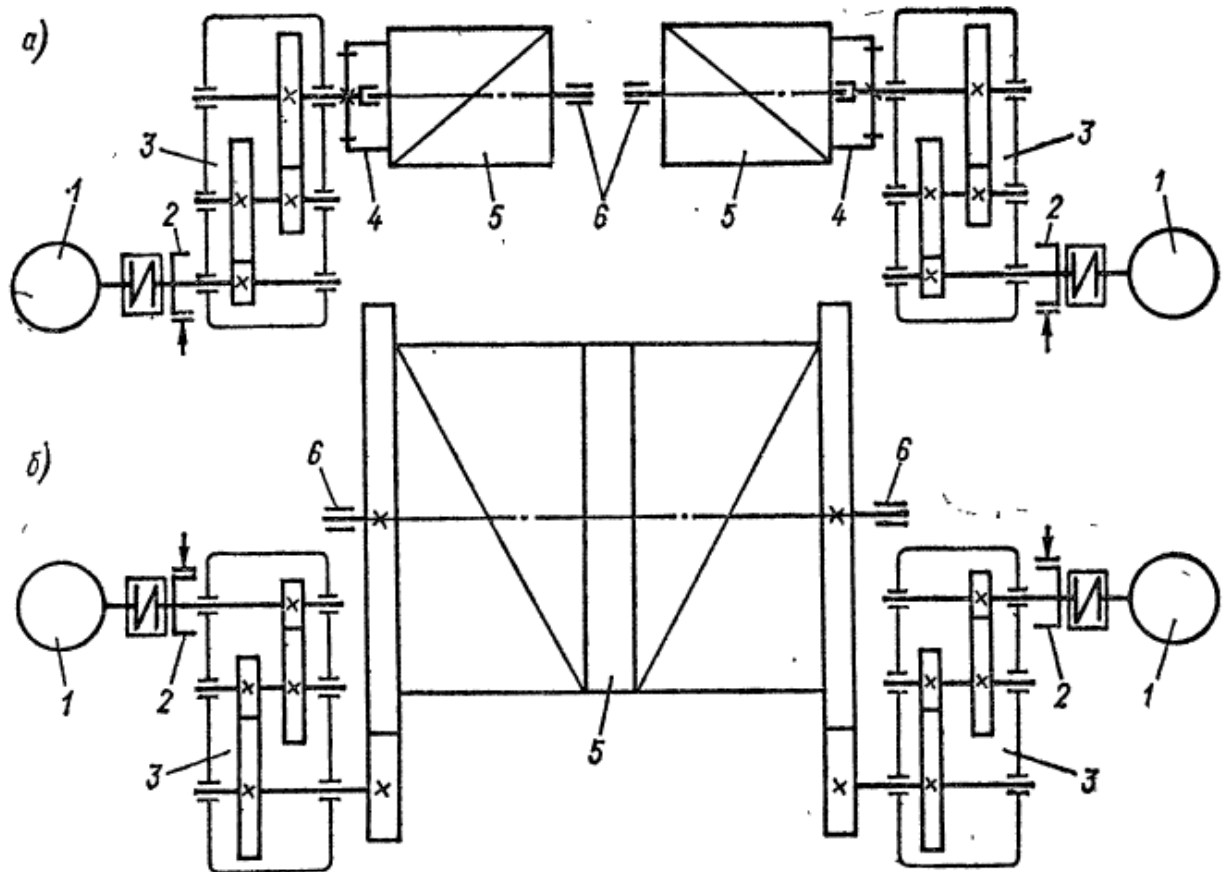


Рисунок 3.1 – Схема лебідок плавучих кранів:

а – «Севастополец» ($Q = 140$ т);

б – «Богатырь» ($Q = 300$ т).

- 1) Двигун
- 2) Гальмо і пружна муфта
- 3) Редуктор
- 4) Шарнірне з'єднання
- 5) Барабан
- 6) Підшипник барабанів

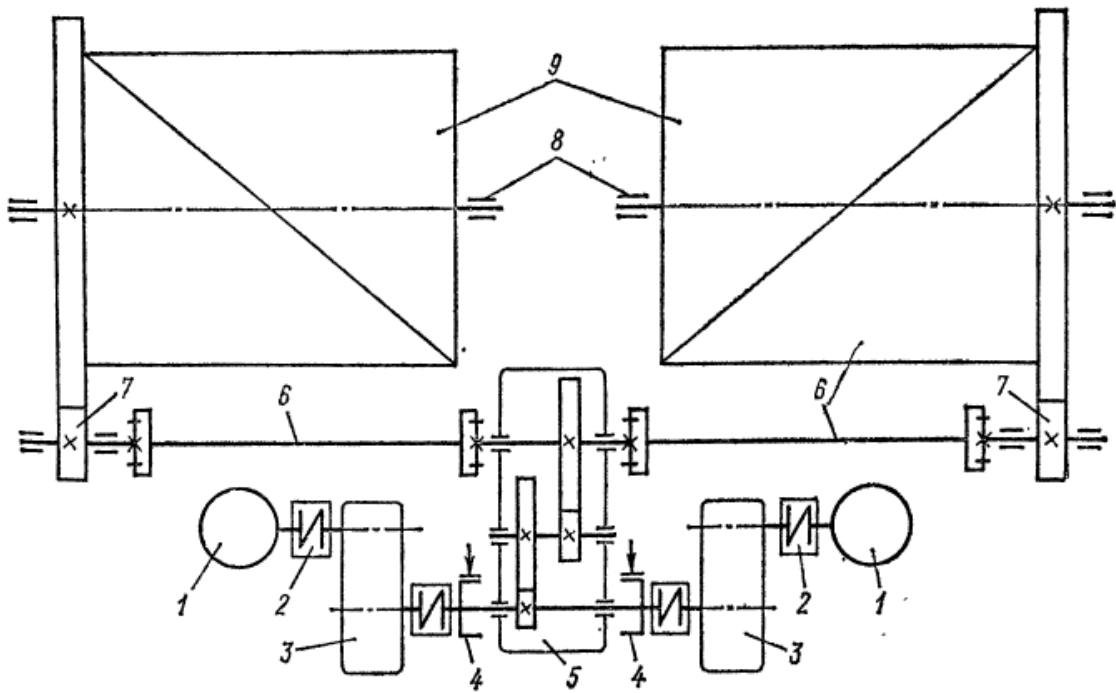


Рисунок 3.2 – Схема лебідки плавучого крану «Волгарь» ($Q \approx 400$ т).

- 1) Двигун
- 2) Пружна муфта
- 3) Проміжний редуктор
- 4) Гальмо і пружна муфта
- 5) Редуктор
- 6) Вал-вставка з зубчастими муфтами
- 7) Шестерня відкритої передачі
- 8) Підшипники барабану
- 9) Барабани

Саме тому все більшого поширення набувають лебідки з використанням спеціальних планетарних і хвильових редукторів у парі з електричним або гідравлічним двигуном. Це дозволяє отримувати високий крутний момент при менших габаритах і, відповідно, зменшити габарити приводу в цілому.

Також існують випадки використання одного або пари ротаційних безредукторних високомоментних гідромоторів (рис. 3.3), які поєднуються безпосередньо з барабаном. Маса на одиницю потужності таких гідромоторів

складає 17...25 кг/кВт, а класичних зубчастих редукторів 40...50 кг/кВт. Гальма лебідок з високомоментним гідромотором, як правило, стрічкові, нормально замкнуті (пружиною) і розгальмовуються гідроштовхачем.

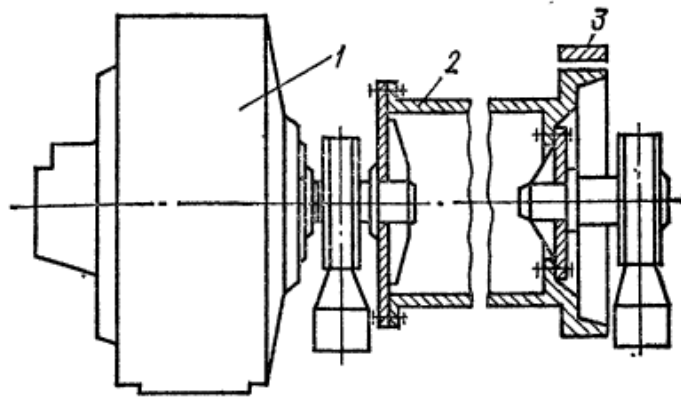


Рисунок 3.3 – Схема лебідки з приводом від високомоментного гідромотора.

- 1) Гідромотор
- 2) Барабан
- 3) Стрічкове гальмо

Також можливі випадки використання декількох сучасних високомоментних гідромоторів, які передають крутний момент через спеціальний одноступінчастий редуктор, який вмонтовано у барабан (рис. 3.4).

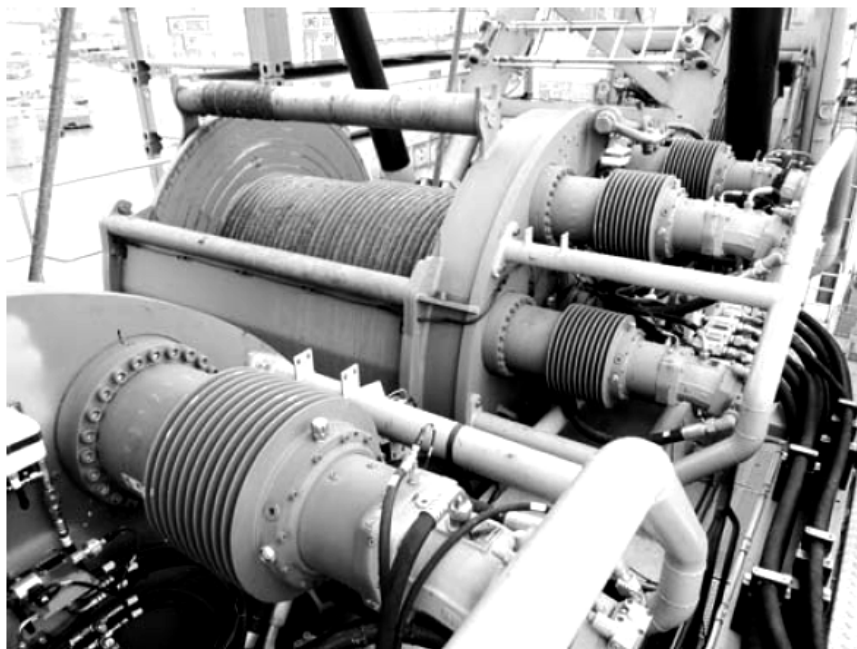


Рисунок 3.4 – Привід механізму підйому крану Liebherr LR-13000.

Така реалізація механізму підйому дозволяє значно зменшити габарити приводу, але потребує спеціальної гідравлічної системи високого тиску.

Загальний розрахунок механізму підйому включає в себе вибір кінематичної схеми механізму і подальшу її реалізацію: вибір вантажозахватного пристрою, поліспасту, двигуна, редуктора, муфт і гальм; вибір і розрахунок канату, розрахунок барабану і кріплення кінців канату до нього.

Для кранів з високою вантажопідйомністю головним питанням являється необхідність високого тягового моменту на барабані і забезпечення необхідної швидкості підйому вантажу. Саме тому і існує така різноманітність розглянутих вище реалізацій лебідок, кожна з яких має свої переваги і повинна розглядатися для кожного конкретного випадку окремо.

3.1 Кінематична схема

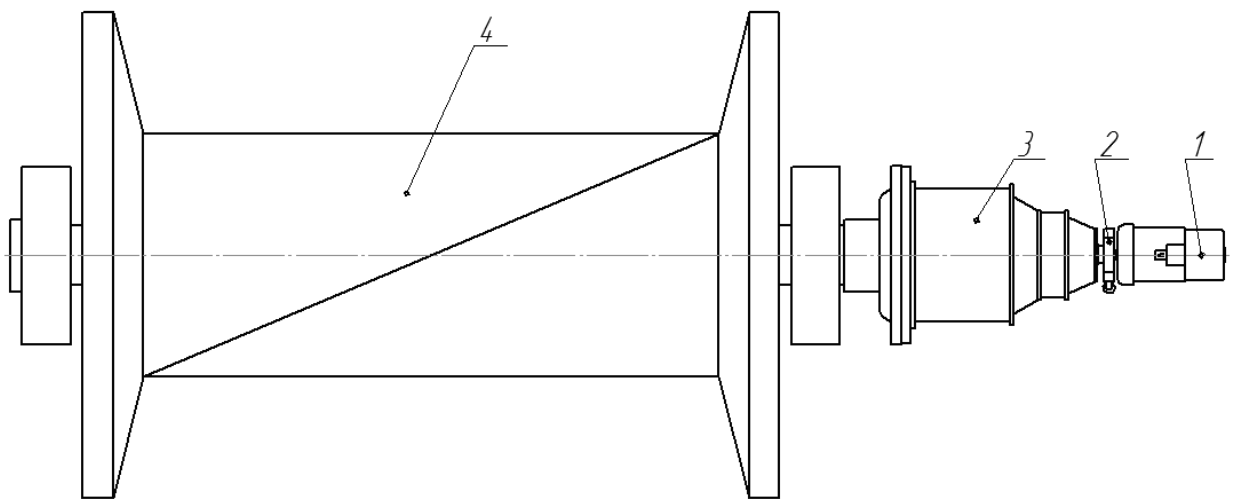


Рисунок 3.5 – Кінематична схема механізму підйому.

- 1) Двигун
- 2) Гальмо
- 3) Планетарний редуктор
- 4) Барабан

3.2 Вибір барабана

Барабани випускають для багатошарової та одношарової навивки канату. Барабани для багатошарової навивки використовують тільки при дуже великій довжині канату. Вони можуть мати гладку поверхню, або поверхню з гвинтовою канавкою. З двох боків барабани забезпечуються бортами (ребордами), які виступають над верхнім шаром укладеного канату не менше ніж на два діаметри.

При багатошаровому навиванні в нижньому шарі канату виникають високі контактні напруження не тільки від розтягу, а і від тиску верхніх шарів. Крім того при намотуванні канату на гладкий барабан відбувається тертя між сусідніми витками. Також при багатошаровій навивці перший шар лягає по гвинтовій лінії, а кожний наступний шар у протилежному напрямі. Все це викликає підвищене зношування канату і скорочує строк його експлуатації, але дозволяє суттєво зменшити габарити приводу.

Для барабанів з багатошаровим способом навивки необхідно обов'язково забезпечити правильне набігання канату на блоки та барабан, щоб не відбувалося різкого перегинання та запобігти можливі випадки надмірного натиску канату на край реборди. Для цього необхідно обов'язково використовувати канатоукладачі.

Останнім часом, для вирішення частини вище перерахованих проблем прийнято використовувати барабани виготовлені за методом «ступенів» (рис. 3.6, 3.7).

Дана модель дозволяє підвищити надійність роботи всього механізму підйому, який включає в себе канатний барабан. Завдяки новій конструкції реборди, циліндричної оболонки і кілець жорсткості, знижується знос канату. При цьому знижуються сили вклинювання каната в міжребордний простір в процесі переходу на вищий шар.

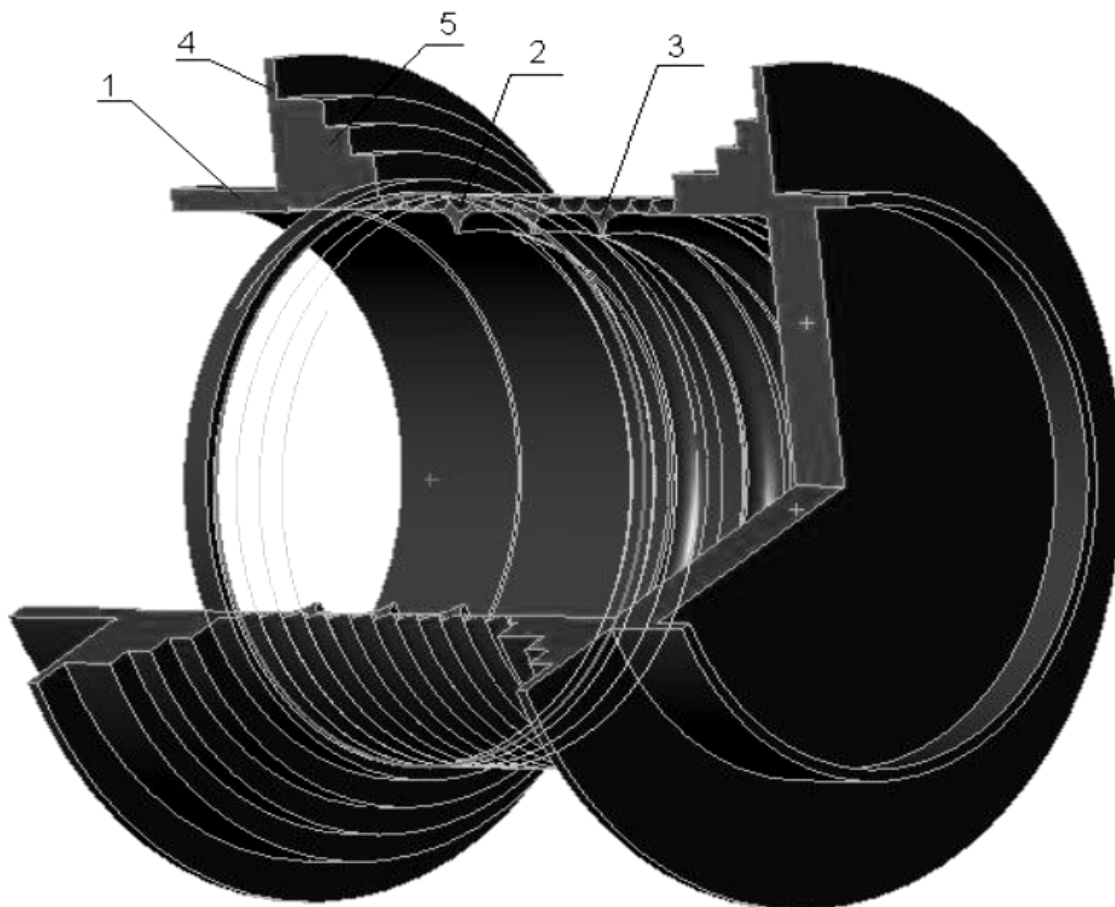


Рисунок 3.6 – Ступінчастий барабан для багатошарової навивки канату.

- 1) Циліндрична оболонка барабану
- 2) Нарізна частина (канавки під канат)
- 3) Кільце жорсткості
- 4) Реборда
- 5) Перехідні ступені

Конструкція реборди являє собою ряд послідовних ступенів для плавного переходу канату на нові шари навивки без затискання. Кількість ступенів дорівнює кількості передбачуваних шарів навивки.

Даний метод «ступенів» дозволяє значно знизити напруження на реборди і напруження бічного тиску на канат в місці переходу каната в наступний шар. Це дозволяє підвищити робочий ресурс барабана і сталюого каната, так як відсутнє тертя каната об реборди барабана. При цьому скорочується вплив сили тертя в процесі експлуатації вантажопідійомної установки.

Ступені, які розташовуються по спіралі, набирають повноцінний виток і наприкінці вирівнюються в кільце. Кінцеве кільце дозволяє вирівняти гвинтову лінію навивки для переходу в наступний шар навивки протилежного напрямку. В результаті кільце є кінцем нижнього і початком верхнього шару навивки. Плавний перехід в ступені забезпечується завдяки гвинтовій спіралі, початок якої має висоту нижнього шару, а кінець вже висоту верхнього. Кінець спіралі входить в кільце, яке має висоту верхнього шару. Канат, рухаючись по спіралі, набирає на виході повноцінну висоту верхнього шару і входить в кільце, де канат вирівнює своє становище для плавної зміни своєї гвинтової лінії у верхньому шарі. Далі канат рухається по нижньому шару навивки. Так відбувається підйом каната на вищий шар навивки.

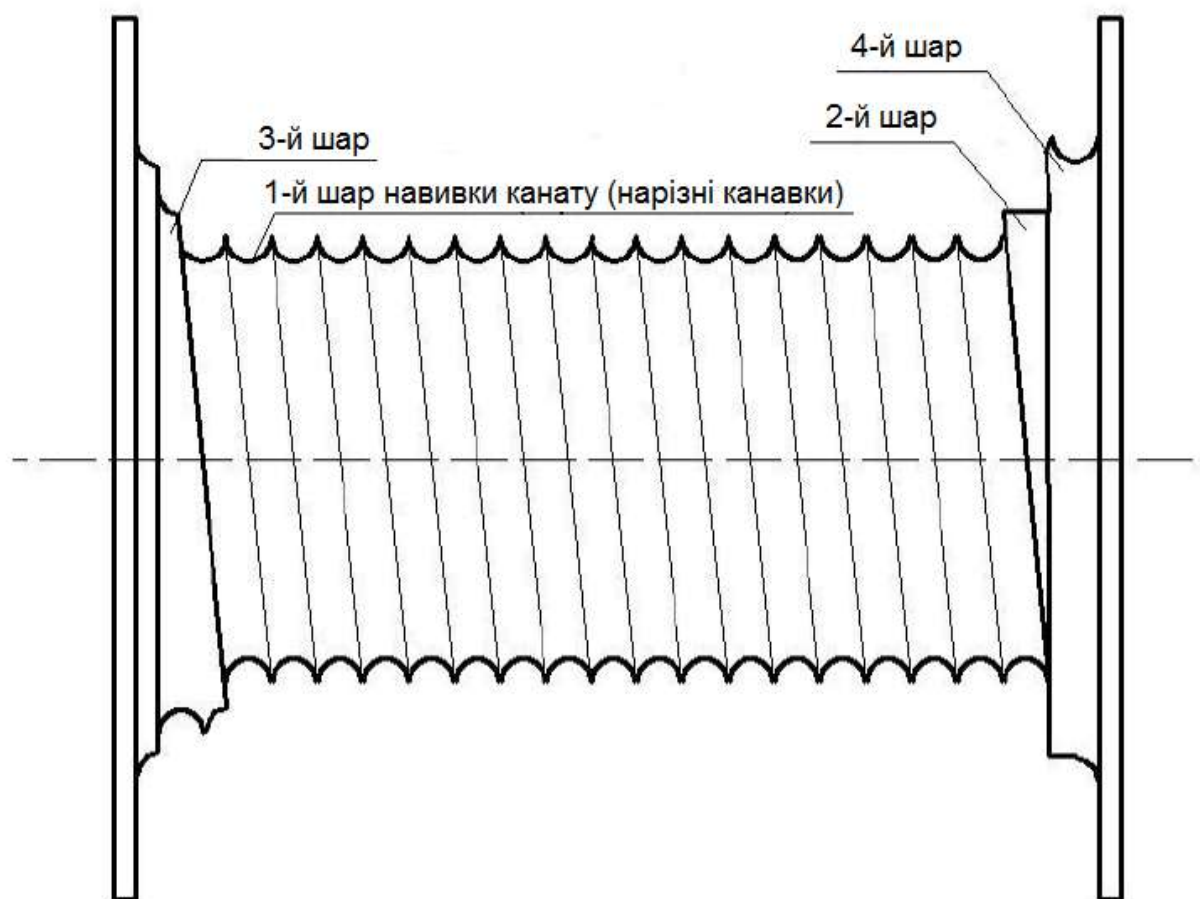


Рисунок 3.7 – Конструкція ступінчатого барабану.

3.2.1 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Мінімальні діаметри барабанів та блоків визначають за формулами:

$$D_1 \geq h_1 \cdot d \quad (3.1)$$

$$D_2 \geq h_2 \cdot d \quad (3.2)$$

де d – діаметр каната, мм

h_1, h_2 – коефіцієнти вибору діаметрів відповідно барабана і блока.

Обираємо $h_1 = 16$; $h_2 = 18$.

D_1, D_2 – діаметри, відповідно, барабана і блока по середній лінії навитого каната:

$$D_1 = h_1 \cdot d = 16 \cdot 72 = 1152 \text{ мм}$$

$$D_2 = h_2 \cdot d = 18 \cdot 72 = 1296 \text{ мм}$$

Таким чином ми встановили мінімальну границю розмірів для барабану $D_1 = 1155$ мм, та блоків $D_2 = 1300$ мм. Але дані залежності встановлювалися для кранів для яких максимальний діаметр канату лежав в межах 50...56 мм. В нашому випадку з метою зменшення внутрішніх напружень всередині проволок канату і подовження строку його експлуатації, а також для зменшення довжини барабану ми будемо розглядати блоки та барабани діаметром $D \geq 2000$ мм.

Оскільки ми розглядаємо крани для підйому і монтажу надважких, а отже і негабаритних вантажів, то можлива висота підйому може бути від 40 до 120 м і більше. В даному випадку розглядаємо механізм з висотою підйому $h = 100$ м.

Для безпечної експлуатації довжина барабану має бути такою, щоб при найнижчому положенні вантажозахватного пристрою на барабані знаходилося не менше ніж 1,5 витка канату на враховуючи тих, які

знаходяться під затискним пристроєм. Але в даному випадку для спрощення розрахунку можна цим знехтувати оскільки ці 1,5 витка складають незначний відсоток від загальної канатоємкості барабану.

Довжину барабану для багат шарової навивки канату знаходять за формулою:

$$l_6 = \frac{L_k \cdot d_k}{\pi \cdot n \cdot (n \cdot d_k + D_6)} \quad (3.3)$$

де l_6 – довжина барабану;

L_k – довжина канату;

d_k – діаметр канату;

n – кількість шарів;

D_6 – діаметр барабану.

Кількість можливих шарів укладки канату обираємо за існуючими аналогами: $n = 4 \dots 6$.

Але важливо пам'ятати, що збільшення діаметру барабану веде не тільки до зменшення його довжини і згинаючих зусиль в канаті, а і до збільшення необхідного для підйому крутного моменту і швидкості підйому, а це призводить до необхідності збільшення передаточного числа механізму. А збільшення кількості шарів навивки призводить до збільшення стискаючого зусилля у нижніх шарах канату і стінок барабану.

За допомогою Microsoft Excel було розраховано довжину барабану в залежності від його діаметру ($D_6 = 2 \dots 5$ м) та кількості шарів укладки канату ($n = 4 \dots 6$) для діапазону кратності поліспасти $i_n = 1 \dots 200$ і побудовано графіки залежності (рис. 3.8, 3.9, 3.10).

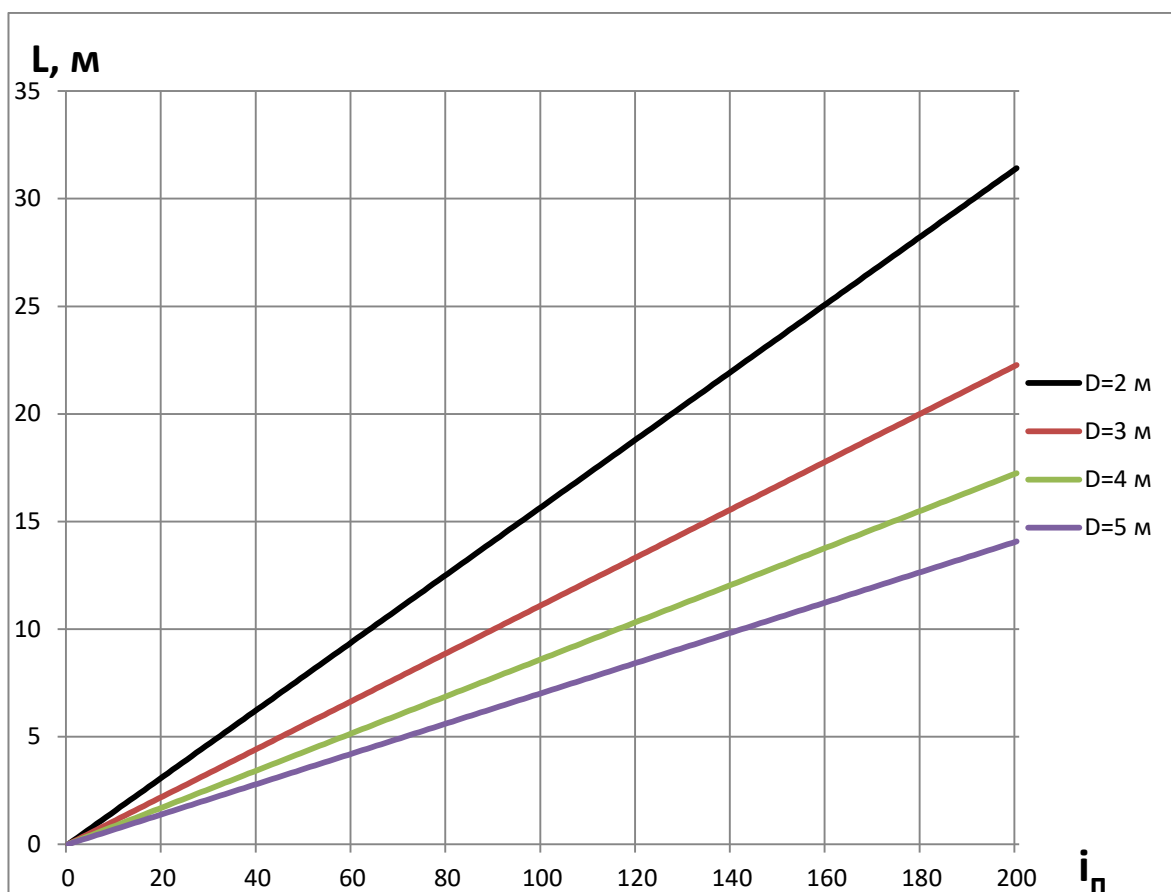


Рисунок 3.8 – Залежність довжини барабану від його діаметру та кратності поліспасти при намотуванні канату у 6 шарів.

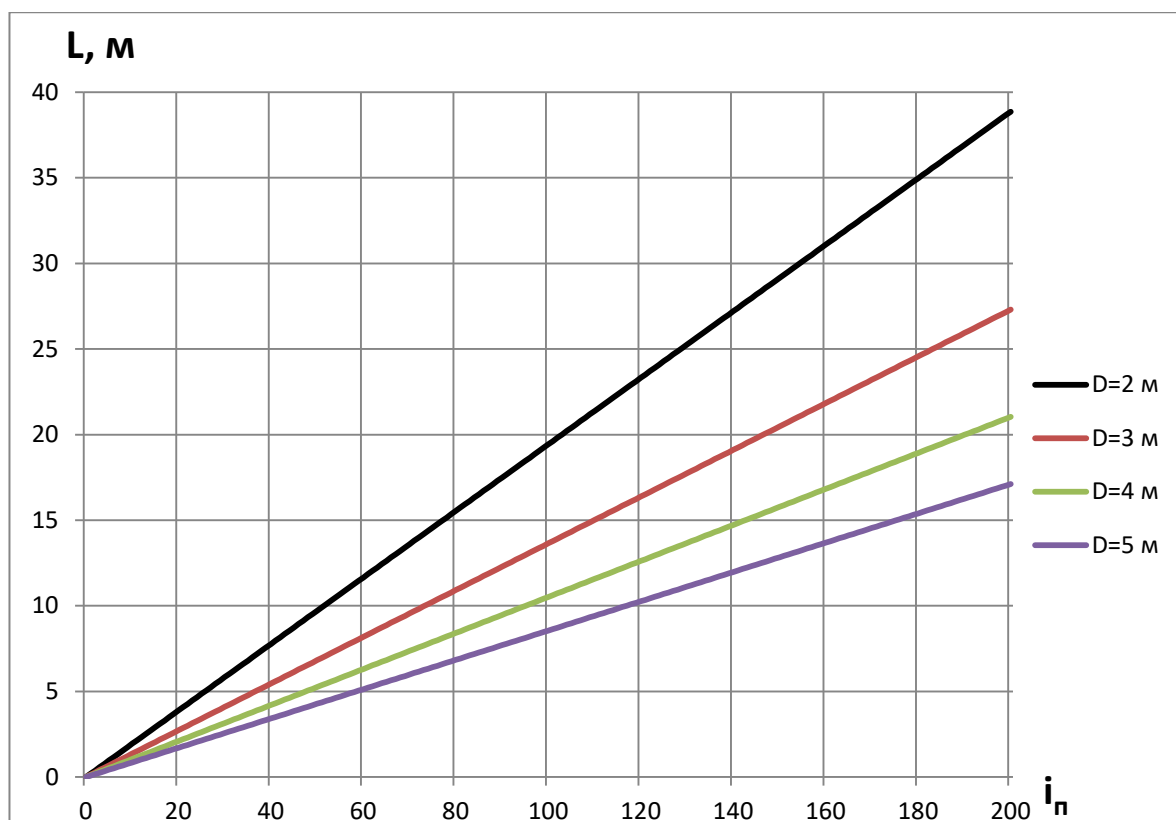


Рисунок 3.9 – Залежність довжини барабану від його діаметру та кратності поліспасти при намотуванні канату у 5 шарів.

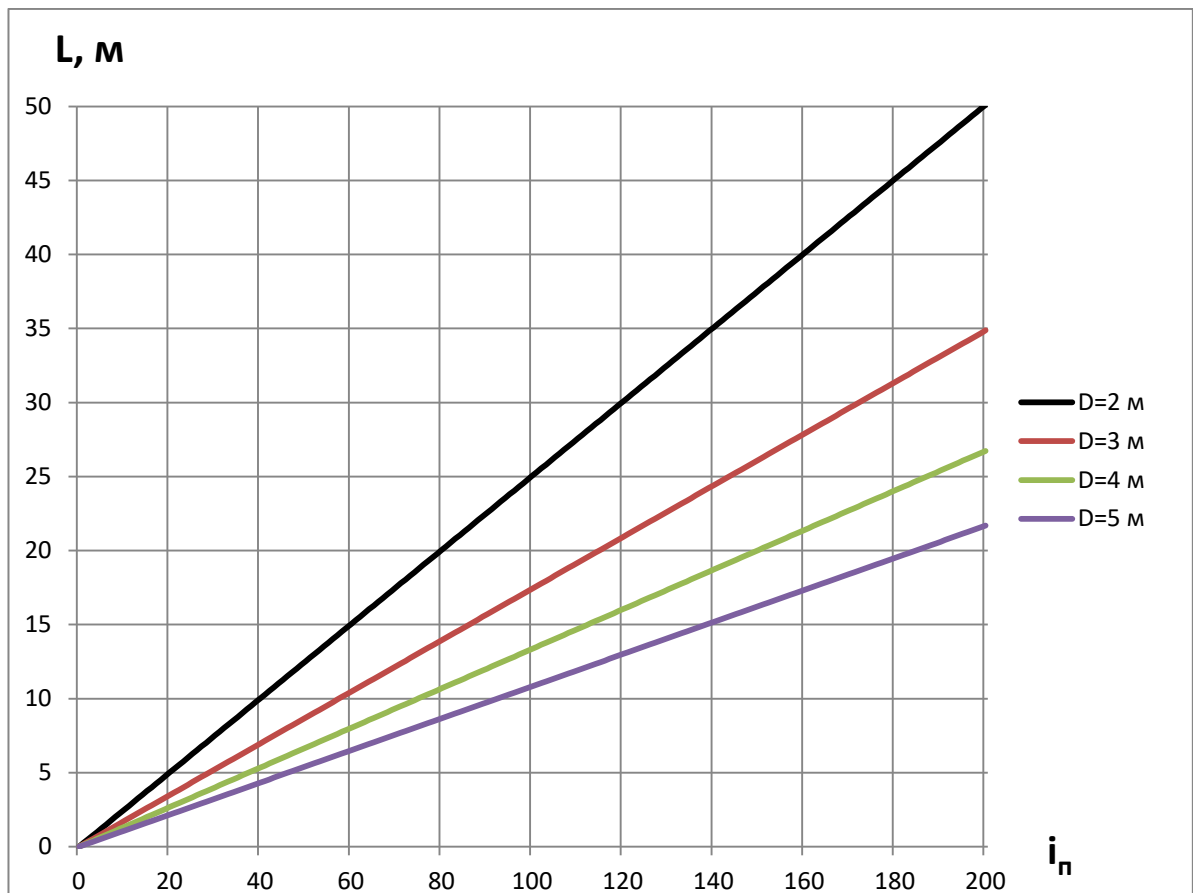


Рисунок 3.10 – Залежність довжини барабану від його діаметру та кратності поліспаду при намотуванні канату у 4 шари.

З графіків видно, що при оптимальній кратності поліспаду $i = 40$, можлива довжина барабану в залежності від його діаметру та кількості шарів навивки лежить у діапазоні від 2,5 м до 10 м. Оперуючи цими параметрами можна підібрати оптимальні габарити механізму підйому.

Обираємо діаметр барабану $D_6 = 2 \text{ м}$, кількість шарів укладки канату $n = 4$ та знаходимо необхідну довжину барабана:

$$l_6 = \frac{4000 \cdot 0,072}{3,14 \cdot 4 \cdot (4 \cdot 0,072 + 2)} = 10 \text{ м}$$

Під час розрахунку стінки барабану при його довжині більше трьох його діаметрів слід також враховувати виникаючі у стінках напруження від згину та кручення.

3.3 Вибір двигуна

Електродвигун вибираємо за необхідною статичною потужністю:

$$P_{\text{ст}} = \frac{10 \cdot Q_{\text{max}} \cdot V_{\text{п}}}{\eta} = \frac{10 \cdot 2000 \cdot 0,0056}{0,58} = 193 \text{ кВт} \quad (3.4)$$

де $Q_{\text{max}} = 2000 \text{ т}$ – маса підіймаємого вантажу;

η – загальний ККД механізму підйому;

$$\eta = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}} = 0,64 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,58 \quad (3.5)$$

де $\eta_{\text{п}}$ – ККД поліспасти;

$\eta_{\text{б}} = (0,96 \dots 0,98) = 0,96$ – ККД барабану встановленого на підшипниках кочення;

$\eta_{\text{р}} = 0,9 \dots 1$ – ККД планетарного редуктору;

$\eta_{\text{м}} = 0,99$ – ККД з'єднувальних муфт.

$V_{\text{п}} = 0,0056 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – швидкість підйому вантажу.

Очевидно, що під час намотування канату на барабан з кожним наступним шаром, який лягає на попередній буде збільшуватися швидкість підйому вантажу внаслідок збільшення діаметру намотування канату. Тому розрахунок статичної потужності двигуна будемо виконувати з урахуванням максимальної можливої швидкості при намотуванні останнього шару канату.

Обираємо двигун 4АН355М8У3 потужністю $P = 200 \text{ кВт}$ та частотою обертання $n = 740 \text{ хв}^{-1}$.

3.4 Вибір редуктора

Редуктор вибираємо по передаточному числу та максимальному

розрахунковому необхідному крутному моменту.

Передаточне число знаходять за формулою:

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_6} = \frac{740}{1,7} = 435 \quad (3.6)$$

де $n_{дв}$ – частота обертання вала двигуна;

n_6 – частота обертання барабана при підйомі вантажу, хв^{-1} ;

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_{п} \cdot i_{п}}{\pi \cdot D_n} = \frac{60 \cdot 0,0056 \cdot 40}{3,14 \cdot 2,5} = 1,7 \text{ хв}^{-1} \quad (3.7)$$

де $V_{п} = 0,0056 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – швидкість підйому вантажу;

D_{max} – діаметр барабана по центрам витків останнього шару:

$$D_{max} = D_6 + 2 \cdot d_k \cdot (n - 1) + d_k = 2 + 2 \cdot 0,072 \cdot 3 + 0,72 = 2,5 \text{ м}$$

де $n = 4$ – кількість шарів навивки.

Максимальний розрахунковий крутний момент знаходять за формулою:

$$T_{max} = \frac{\kappa_6 \cdot S_{max} \cdot D_{max}}{2 \cdot \eta_6 \cdot \eta_m} = \frac{1 \cdot 781250 \cdot 2,5}{2 \cdot 0,96 \cdot 0,99} = 1027528 \text{ Нм} \quad (3.8)$$

Розглянувши продукцію ряду компаній, які виготовляють редуктори було знайдено лише один тип редукторів, який би задовольняв нашим умовам. Це спеціальний високомоментний планетарний редуктор компанії «PIV Drives» (Додаток А) S-K-PLB-GE109-R1-1-HP-V-160-Z40 з такими технічними характеристиками:

- передаточне число: $U_p = 450$

- номінальна потужність: $P = 136 \text{ кВт}$
- номінальний крутний момент на вихідному валу: $T = 1015 \text{ кНм}$.

Можливе короткочасне перевантаження редуктора під час намотування останнього шару канату на барабан, становить менше ніж 1,5% і лежить в межах норми для даного типу редуктора.

Вал барабана поєднується безпосередньо з вихідним порожнистим валом редуктора, а крутний момент передається за допомогою шліцевої передачі.

Поєднання вхідного валу редуктора і валу двигуна здійснюється за допомогою зубчастої муфти.

Знаходимо фактичні максимальну і мінімальну швидкості:

$$V_{\phi \max} = \frac{\pi \cdot D_{\max} \cdot n_{\text{дв}}}{i_{\text{п}} \cdot U_{\text{р}} \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 2,5 \cdot 740}{40 \cdot 450 \cdot 60} = 0,00538 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (3.9)$$

$$V_{\phi \min} = \frac{\pi \cdot D_{\min} \cdot n_{\text{дв}}}{i_{\text{п}} \cdot U_{\text{р}} \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 740}{40 \cdot 450 \cdot 60} = 0,0043 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (3.10)$$

3.5 Вибір муфти

Зубчасту муфту вибирають за необхідним діаметром для посадки на вал та крутним моментом.

Знаходимо крутний момент:

$$T_{\text{м}} = T_{\text{н}} \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{\max} \quad (3.11)$$

де $K_1 = 1,3$ – коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,1$ – коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму;

$T_{\text{н}}$ – номінальний крутний момент, який передає муфта:

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_d}{\pi \cdot n_d} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 200}{3,14 \cdot 740} = 2582 \text{ Нм} \quad (3.12)$$

де $P_d = 200$ кВт – потужність двигуна;

$n_d = 740 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів двигуна.

$$T_M = 2582 \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 3692 \text{ Нм}$$

Обираємо муфту МЗ 1-25000-80-1У2 ГОСТ 50895-96.

3.6 Вибір гальм

Гальма механізму підйому вибираємо по потрібному гальмівному моменту:

$$T_r = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_{max} \cdot \eta \cdot K_r}{2 \cdot i_n \cdot U_p} \quad (3.13)$$

де $K_r = 1,5$ – коефіцієнт запасу гальмування для легкого режиму роботи.

$$T_r = \frac{10^4 \cdot 2000 \cdot 2,5 \cdot 0,58 \cdot 1,5}{2 \cdot 40 \cdot 450} = 1208 \text{ Нм}$$

Обираємо (Додаток Б):

Тип гальм – ТКГ-400У2.

Діаметр гальмівного шківа – 400 мм.

Найбільший гальмівний момент – 1500 Нм.

Марка гідроштовхача – ТЭ80.

4. Оптимізація механізму підйому

З огляду існуючих типів важких вантажопідйомних кранів було встановлено, що у більшості з них середнє навантаження в одному канаті від максимального вантажу, підвішеного до вантажозахватного органу крану, становить порядку 500 кН.

З розрахунку найбільшої вантажопідйомності одним механізмом підйому було встановлено, що при зростанні кратності поліспасту, зростає і необхідне для підйому вантажу тягове зусилля канату (рис. 2.7) через втрати в блоках поліспасту. А оскільки вибір канату обмежений стандартом, то необхідно обмежувати максимальне навантаження на канат.

Виходячи з цих міркувань, оптимальним середнім навантаженням на канат для кранів граничної вантажопідйомності є 500 кН. Це навантаження є достатньо великим, щоб уникнути зайвого роздрібнення, а значить і ускладнення механізму підйому, і достатнім, щоб при використанні великої кратності поліспасту, яка призводить до збільшення максимального напруження в канаті, залишатися в межах вибору стандартизованого канату.

Таким чином, можна скласти таблицю рекомендованих типів компоновки механізму підйому крану в залежності від його вантажопідйомності (таб. 4.1).

Таблиця 4.1 – Рекомендована компоновка механізму підйому.

<i>Кількість перетинів канату</i>	<i>Загальна вантажопідйомність, т</i>	<i>Кількість приводів</i>	<i>Кратність поліспасту одного приводу</i>	<i>Тягове зусилля одного приводу, кН</i>
10	500	1	10	558,86
		2	5	525,63
20	1000	2	10	558,86
24	1200	2	12	572,52
28	1400	2	14	586,38
32	1600	2	16	600,46
36	1800	2	18	614,74
40	2000	2	20	629,23
		4	10	558,86

44	2200	2	22	643,92
		4	11	565,66
48	2400	2	24	658,82
		4	12	572,52
52	2600	2	26	673,92
		4	13	579,42
56	2800	2	28	689,23
		4	14	586,38
60	3000	2	30	704,73
		4	15	593,39
64	3200	4	16	600,46
72	3600	4	18	614,74
80	4000	4	20	629,23
88	4400	4	22	643,92
96	4800	4	24	658,82
100	5000	4	25	666,35
104	5200	4	26	673,92
112	5600	4	28	689,23
120	6000	4	30	704,73
128	6400	4	32	720,44
136	6800	4	34	736,34
140	7000	4	35	744,37
144	7200	4	36	752,44
152	7600	4	38	768,73
160	8000	4	40	785,22
240	12000	8	30	704,73
256	12800	8	32	720,44
272	13600	8	34	736,34
288	14400	8	36	752,44
304	15200	8	38	768,73
320	16000	8	40	785,22

Подальшу реалізацію приводу (лебідки) механізму підйому виконують в залежності від необхідних характеристик і параметрів (маси, габаритів, місця знаходження і т.д.).

Приводи можуть бути реалізовані у складі одного загального механізму підйому (до 4 приводів) де вони працюють разом, або у вигляді окремих незалежних механізмів, які можуть працювати як разом так і окремо. При

використанні більше 4-х приводів, через складність узгодження їх роботи, раціонально проектувати крани з повністю незалежними підйомними механізмами, що дає ряд переваг, а саме:

- збільшення точок кріплення вантажу, а значить і більш рівномірний розподіл навантаження на металоконструкцію крану і конструкцію самого вантажу;
- при підйомі вантажів, менших за масою від номінального, є можливість використання лише необхідного числа механізмів підйому, що зменшує енерговитрати;
- є можливість обслуговування і ремонту одного з механізмів підйому без зупинки усього крану.

До негативних моментів такого розділення механізму підйому слід віднести необхідність складної системи керування та узгодження сумісної роботи механізмів.

Також слід зазначити, що при використанні стрілових мобільних кранів, достатньо рідким є використання повного потенціалу вантажопідйомності. Більш поширеним є випадок необхідності подовження стріли для збільшення висоти підйому і підняття вантажу меншого від номінального у декілька разів. В такому випадку, під час монтажу крану, зменшують кратність поліспасти механізму підйому, чим набирають необхідну довжину канату при тій самій канатоємкості барабану, а для підйому вантажу можуть використовувати лише частину від загальної кількості підйомних лебідок. Іншу частину можуть використовувати для регулювання зміни вильоту стріли або її подовжувачів, або не використовувати взагалі, що зменшує енерговитрати механізму.

Висновки

В роботі було розглянуто і проведено аналіз існуючих моделей вантажопідйомних кранів для підйому надважких вантажів і виявлено особливості їх механізмів підйому.

Також було досліджено вплив кратності поліспасту на характеристики механізму підйому і встановлено, що через витрати на подолання сил тертя, перегину канату і проковзування в блоках, зі зростанням кратності:

- падає ККД поліспасту, що призводить до надмірних витрат потужності двигуна;
- відбувається зниження тягового зусилля у гілках канату під час підйому вантажу, що призводить до перекосу поліспасту та обмеження максимальної вантажопідйомності механізму підйому.

Було знайдено граничний рівень вантажопідйомності одного механізму підйому, а саме $Q = 2000$ т при кратності поліспасту $i_n = 40$.

Саме тому, під час проектування надважких кранів для вирішення вказаних вище питань, було прийняти розділяти основний механізм підйому на окремі підйомні групи (модулі).

Для отримання найбільш якісних характеристик таких груп, в цій роботі було розроблено основи методики проектування механізмів вантажопідйомних кранів з граничною вантажопідйомністю і запропоновано ряд можливих компоновок механізму підйому в залежності від потрібної вантажопідйомності.

Перелік посилань

1. Бучинський М. Я. Основи творення машин / М. Я. Бучинський, О. В. Горик, В. А. Черняк, Л. В. Яхін. – Харків : Видавництво «НТМТ», 2017. – 448 с..
2. Shigley J. E. Shigley's Mechanical Engineering Design / J. G. Budynas, J. K. Nisbett. – 10th ed. – McGraw-Hill Education, 2014. – 1032 p.
3. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: підручник / В. Т. Павлище. – 3-тє вид., допов. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2010. – 560 с.
4. Обертялев В. М. Вантажопідйомні машини: навч. посібник / В. М. Обертялев, В. А. Приходько. – Київ : НТУ, 2013. – 210 с.
5. ДСТУ 3008:2015 Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 45 с.
6. Norton R. L. Machine Design: An Integrated Approach / R. L. Norton. – 5th ed. – Pearson, 2013. – 864 p.
7. EN 12385-4:2002+A1:2008 Steel wire ropes – Safety – Part 4: Stranded ropes for general lifting applications. – European Committee for Standardization (CEN), 2008.
8. Мартовицький Л.М., Федерякін І.О., Глушко В.І. Методичні вказівки до дипломного проектування для студентів усіх форм навчання за напрямом 6.050503 «Машинобудування» спеціальності 7.05050308 «Підйомно-транспортні, дорожні, меліоративні машини і обладнання». / Укл. Л.М. Мартовицький, І.О. Федерякін, В.І. Глушко. – Запоріжжя: 2011. 280 с.
9. Гончаров В. К. Приводи машин і механізмів / В. К. Гончаров, О. В. Гончаров. – Харків : ХНАДУ, 2012. – 240 с.
10. Offshore Crane Handbook / Edited by D. M. Wood. – Elsevier, 2007. – 350 p.
11. Панченко В. М. Суднові вантажопідйомні пристрої / В. М. Панченко. – Одеса : ОНМА, 2010. – 180 с.
12. Liebherr Mobile Cranes: Product Overview and Technical Data / Liebherr-Werk Ehingen GmbH, 2018. – 120 p.

13. Heavy Lift Operations / Maritime Studies and Research Group. — London : Informa Law, 2015. — 280 p..
14. Матеріали офіційного сайту Ballast Nedam. URL:
<http://www.bnoffshore.com/public/offshore/hlv-svanen/Pages/default.aspx>
(дата звернення 10.05.23).
15. Crane Design and Structural Analysis / J. H. Lee, M. K. Park. — Springer, 2016. — 310 p.
16. Мелешко В. В. Динаміка та стійкість механічних систем / В. В. Мелешко, С. П. Стрельнікова. — Київ : Видавничий дім «Академперіодика», 2014. — 220 с.

Додатки

Додаток А

Спеціальні планетарні редуктори марки Brevini

Power ratings / Caractéristiques

Planetengetriebe, vierstufig / Planetary Gear Units, four-stage / Réducteurs planétaires à 4 trains							
Bauart / Type			Getriebegrösse / Size / Taille				
GE			69	80	89	100	109
I _n	n ₁ (min ⁻¹)	n ₂	Getriebeleistung / Nominal Power / Puissance nominale				
			P _n [kW]				
355	1500	4.2	108	165	225	345	448
	1000	2.8	72	110	150	230	299
	750	2.1	54	83	113	172	224
400	1500	3.8	96	147	200	306	397
	1000	2.5	64	98	133	204	265
	750	1.9	48	73	100	153	199
450	1500	3.3	86	131	178	272	353
	1000	2.2	57	87	118	181	235
	750	1.7	43	65	89	136	177
500	1500	3.0	77	117	160	245	318
	1000	2.0	51	78	107	163	212
	750	1.5	38	59	80	122	159
560	1500	2.7	69	105	143	218	284
	1000	1.8	46	70	95	146	189
	750	1.3	34	52	71	109	142
630	1500	2.4	61	93	127	194	252
	1000	1.6	41	62	85	129	168
	750	1.2	31	47	63	97	126
710	1500	2.1	54	83	113	172	224
	1000	1.4	36	55	75	115	149
	750	1.1	27	41	56	86	112
800	1500	1.9	48	73	100	153	199
	1000	1.3	32	49	67	102	132
	750	0.9	24	37	50	76	99
900	1500	1.7	43	65	89	136	177
	1000	1.1	29	44	59	91	118
	750	0.8	21	33	44	68	88
1.000	1500	1.5	38	59	80	122	159
	1000	1.0	26	39	53	82	106
	750	0.8	19	29	40	61	79
1.120	1500	1.3	34	52	71	109	142
	1000	0.9	23	35	48	73	95
	750	0.7	17	26	36	55	71
1.250	1500	1.2	31	47	64	98	127
	1000	0.8	21	31	43	65	85
	750	0.6	15	23	32	49	64
1.400	1500	1.1	27	42	57	87	114
	1000	0.7	18	28	38	58	76
	750	0.5	14	21	29	44	57
1.600	1500	0.9	24	37	50	76	99
	1000	0.6	16	24	33	51	66
	750	0.5	12	18	25	38	50
1.800	1500	0.8	21	33	44	68	88
	1000	0.6	14	22	30	45	59
	750	0.4	11	16	22	34	44
2.000	1500	0.8	-	29	-	61	79
	1000	0.5	-	20	-	41	53
	750	0.4	-	15	-	31	40
2.240	1500	0.7	17	-	36	-	-
	1000	0.4	11	-	24	-	-
	750	0.3	9	-	18	-	-

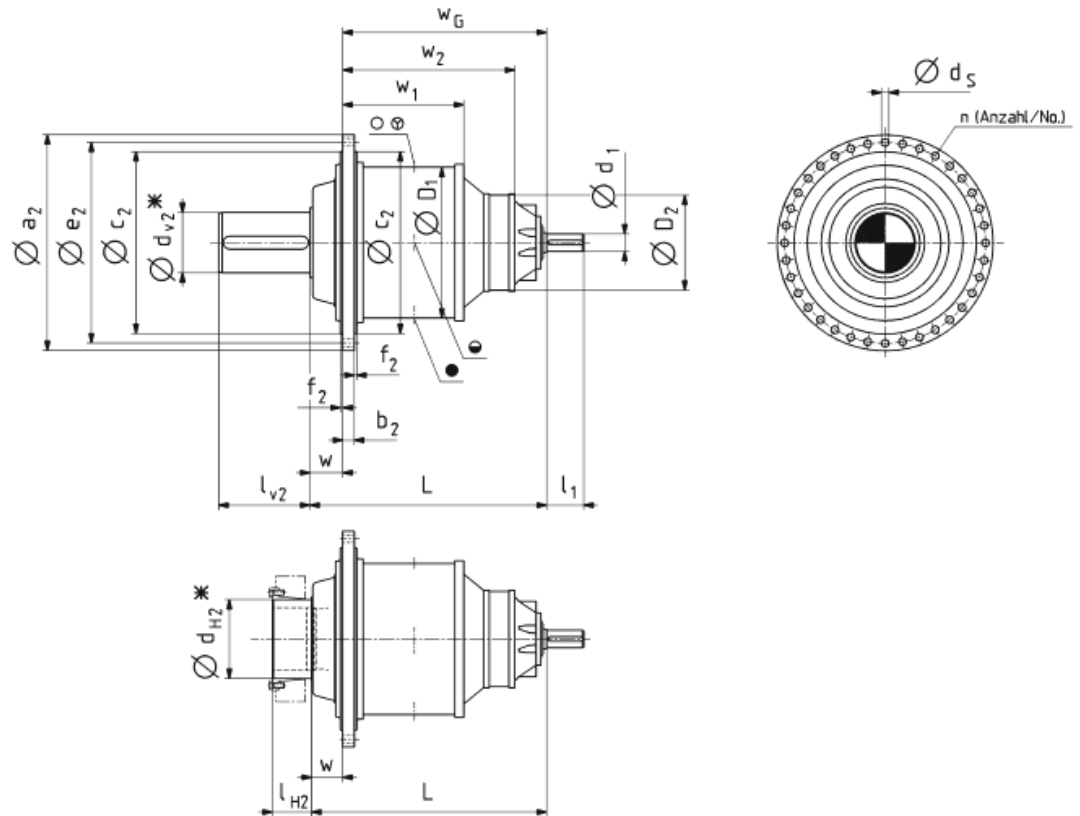
Bauarten / Types	Getriebegrösse / Size / Taille				
	69	80	89	100	109
	Nennabtriebsdrehmoment / Nominal output torque / Couple nominal de sortie				
GC../GD../GE..	T _{2N} [kNm]				
	245	374	509	779	1012

GE	Wärme-Grenzleistung / Thermal capacities / Puissance thermique limite				
	69	80	89	100	109
Geschloss. kl. Raum Small closed room / Petite salle fermée	82	98	117	157	190
Grosse Halle Large hall / Grand hall	115	137	165	220	265
Im Freien Outdoor / à l'air libre	150	180	215	290	350

Продовження додатка А

Bauart GE 69...GE 109
Type

Übersetzung: 355...2240
Nominal ratio / Rapport réduct. Nominal



Bauart Type	Nenn- abtriebs- drehmoment Nominal output torque Couple nominal de sortie T_{2N} [kNm]	Antriebswelle Input shaft Arbre d'entrée		Abtriebswelle Output shaft / Arbre de sortie						Abtriebsflansch / Befestigung Output flange / Fitting Bride de sortie / Fixation						
		$d_{1\text{ m6}}$	l_1	Vollwelle Solid shaft Arbre plein		Hohlwelle Hollow shaft Arbre creux		w	L	a_2	b_2	e_2	$c_{2\text{ h7}}$	f_2	d_s	n
				$d_{v2\text{ m6}}$	l_{v2}	$d_{H2\text{ f7}}$	L_{H2}									
GE69	245	90	160	260	410	340	185	95	1165	942	80	890	800	20	33	30
GE80	374	100	180	310	500	390	196	158	1365	1115	62	1025	935	24	39	32
GE89	509	100	180	350	550	440	205	175	1424	1210	68	1120	1025	28	39	36
GE100	779	140	200	400	650	500	225	182	1748	1320	74	1220	1115	29	45	36
GE109	1012	140	200	450	750	560	256	197	1825	1460	81	1345	1215	31	52	32

Bauart Type						Gewicht Weight Poids ca. [kg]	Ölmenge Oil filling Cap. huile ca. [l]
	D_1	W_1	D_2	W_2	W_G		
GE69	685	586	440	920	1070	1600	55
GE80	800	620	580	979	1207	2270	75
GE89	930	647	580	1021	1249	2940	120
GE100	1030	862	700	1317	1566	4500	165
GE109	1100	924	700	1379	1628	5850	205

Zentrierbohrung Wellenende Tapped centre holes in shaft ends Taraudage en bout d'arbre
d_1, d_2
> 85
M 24

Додаток Б

Гальма колодкові типу ТКГ

№ п/ п	Характеристика	Маркировка				
		ТКГ-160 У2	ТКГ-200 У2	ТКГ-300 У2	ТКГ-400 У2	ТКГ-500 У2
1	Тормозной шкив - диаметр, мм.	160	200	300	400	500
2	Ход штока толкателя не меньше, мм.	32	32	60	60	60
3	Марка гидротолкателя	ТЭ-30	ТЭ-30	ТЭ-50	ТЭ-80	ТЭ-80
4	Тормозной расчетный момент, Нм.	100	300	800	1500	2500
5	Установочная длина пружины, мм.	178,14±5,1	172,22	333,82±21,6	305,66±14,6	305,66±14,6
6	Наложение колодок-время, сек.	0,2	0,2	0,35	0,4	0,4
7	Усилие номинальное на штоке гидротолкателя не меньше, Н.	300	300	500	500	800
8	Напряжение, В.	220/380				
9	Частота тока, Гц.	50				
10	Масса колодочного тормоза в сборе не больше, кг.	39	46	69	100	160