

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МОРСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ
ІНСТИТУТ

КАФЕДРА «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ
ТА ІНЖИНІРИНГ ПОРТОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО
ОБЛАДНАННЯ»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи бакалавра (магістра)

Бакалавра

(РВО)

на тему Комплексна механізація перевантаження мінеральних добрив в імпортовому напрямку

Виконав: студент 4 курсу, групи 1

спеціальності 133 Тахоузево

(шифр і назва спеціальності)

машинобудування

Ганцак Т. Т.

(прізвище та ініціали)

Керівник Гровий Ю. В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Хосіях Ю. М.

(прізвище та ініціали)

Одеса – 20 26 року

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Навчально-науковий морський інженерно-технічний інститут

кафедра «Підйомно-транспортні машини та інжиніринг портового технологічного обладнання»

РВО перший (бакалаврський) рівень

Спеціальність 133 Фагузве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПТМ та ІПТО

А. З. (Олександр КІБАКОВ)

« 01 » 06 2026 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ бакалавра

Ганцак Іван Іванович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Комплексна механізація перевантаження мінеральних добрив в імпортовому напрямку.

керівник роботи Яровий Юрій Валентинович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ОНМУ від « 19 » 05 2026 року № 129 ДК/ДФН

2. Строк подання студентом роботи до 16.06.26

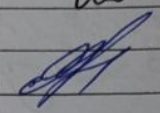
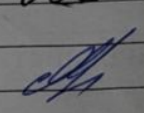
3. Вихідні дані до роботи загальні схемні завантаження та вивантаження мінеральних добрив; загальний вид портального крану; матеріали переддипломної практики; довідники матеріалів; нормативно-технічна документація.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) розробка технологій вантажних робіт по вивантаженню мінеральних добрив; розрахунок механізмів впересування, обертання та підйому портального крану; розрахунок стрічкового конвеєру; аналіз безпеки при експлуатації стрічкового конвеєру.

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

схема комплексної вивантаження мінеральних добрив; портальний кран (загальний вид); привід механізму підйому вантажу; механізм повороту портального крану; стрічковий конвеєр (загальний вид) стрічкового конвеєру.

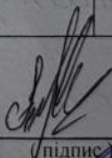
6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
ОП	Лещенко О.Б.		
	Гривас Ю.В.		

7. Календарний план виконання кваліфікаційної роботи

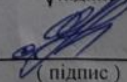
№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітки
	Фіксація теми до дипломного керівника	лютий 2026	
	Попередня тема випускної кваліфікаційної роботи	лютий 2026	
	Переддипломна практика	березень 2026	
	Остаточна тема випускної кваліфікаційної роботи	березень 2026	
	Дипломне проектування	квітень - червень 2026	
	Гіпотеза випускної кваліфікаційної роботи	травень 2026	
	Смарт-документ випускної кваліфікаційної роботи	травень 2026	
	Основний документ випускної кваліфікаційної роботи	червень 2026	

Студент


(підпис)

Лещенко О.Б.
(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи


(підпис)

Гривас Ю.В.
(прізвище та ініціали)

« 12 » 06 20 26 року

НАПРАВЛЕННЯ НА РЕЦЕНЗІЮ

Рецензенту п. Хом'яку Ю.М.
(прізвище, ініціали)

Шановний Юрію Миколайовичу
(ім'я, по-батькові)

Направляємо на рецензію кваліфікаційну роботу студента 4 курсу
Навчально-наукового морського інженерно-технічного інституту,
спеціальність 133 Галузеве машинобудування,

освітня програма Експлуатація портового перевантажувального обладнання

РВО бакалавр Гашах Іван Іванович
(бакалавр /магістр) (ПІБ студента)

на тему Комплексна механізація перевантаження
смінеральних добрив в імпортерському
напрямку

Додаток: Розрахунково-пояснювальна записка на _____ арк.

Графічна частина на 6 арк.

«15» 06 2026 р.

Гашах
Директор ННМІТІ к.т.н. доц. Кошідубовський О.О.

РЕЦЕНЗІЯ

1. Актуальність теми, діяльність розробки (наскільки чітко в розробці аргументована актуальність)	Актуальність теми роботи в достатній мірі обгрунтована автором.
2. Відповідь роботи завданню за змістом та обсягом	Виконана робота за змістом та обсягом відповідає завданню.
3. Приклади розроблення розділів та питань, виконаних на високому науково-теоретичному, організаційному чи практичному рівні (відображаються не менше 3 питань, а саме: новизна ідей, методів виконання, глибина проробки і використання ЕОМ, економічне обгрунтування та економічний ефект тощо)	Технологія виконання роботи, що наводиться в роботі, відповідає на сучасному рівні, спирається на інформацію з новітніх перевантажувальних комплексів. Розрахунок механізмів циклонової та безперервної дії виконаний на достатньо високому науково-теоретичному рівні.
4. Рівень використання літературних джерел (особливо зазначаються періодичні видання, інформаційні матеріали)	Рівень використаних літературних джерел достатній. Широко використовуються електронні інформаційні матеріали та каталоги.

5. Повнота застосування чинних нормативно-технічних документів (які стандарти не використані, чи є посилання на недіючі нормативно-технічні документи)	В дипломній роботі використано необхідні чинні нормативно-технічні документи та стандарти.
6. Якість оформлення пояснювальної записки (грамотність, акуратність, якість брошурування тощо) та графічної частини	Пояснювальна записка та графічна частина оформлені грамотно, акуратно та зрозуміло.
7. Недоліки та зауваження по розділах та кресленнях роботи, зазначити не менше трьох недоліків та/або зауважень суттєвого змісту	1. На аркуші одиниці Стенна консольна механізм "судно зображення" не зазначено масштабу, згодом, розрахунок за бажанням розробки судно має масштаб 1:160. Я вважаю, що для схеми, яка деякою є скоріше планом дотримання масштабу не є обов'язково. 2. Розрахунок редуктору механізму повороту дав $U_p = 15,5$ тому прийнятий редуктор ВКЦ - 58.3 не відповідає цьому значенню. 3. Стінка карданного вала розрахована окремо на стиснення і згинання з крученням. Міцність за такого складного навантаження не перевірена.

ВИСНОВКИ

Підготовленість студента до самостійної інженерної роботи підготовлений
до подальшого навчання на ОКР магістр або
до самостійної інженерної роботи.

Оцінка кваліфікаційної роботи

добре
(відмінно, добре, задовільно, незадовільно)

РЕЦЕНЗЕНТ

К.Т.Ч., доц.
(інженерна кваліфікація, учений ступень, звання)

(Підпис)
(особистий підпис)

Юрій ХОМЯК
Ім'я ПРІЗВИЩЕ

« 15 » 06 2026 р.



Метадані

ДОКУМЕНТ

Заголовок

Пашак І.І._Комплексна механізація перевантаження мінеральних добрив в імпортному напрямку

Автор

Науковий керівник / Експерт

доцент Ірина Легецька

ІД документу

334329519

ОРГАНІЗАЦІЯ

Назва організації

Odesa National Maritime University

підрозділ

Підйомно-транспортних машин

ЗВІТ

Дата звіту

6/15/2026

Дата редагування

Обсяг знайдених подібностей

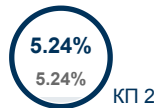
Коефіцієнт подібності визначає, який відсоток тексту по відношенню до загального обсягу тексту було знайдено в різних джерелах. Зверніть увагу, що високі значення коефіцієнта не автоматично означають плагіат. Звіт має аналізувати компетентна / уповноважена особа.



КП 1

25

Довжина фрази для коефіцієнта подібності 2



КП 2

15007

Кількість слів



КЦ

101198

Кількість символів

Тривога

У цьому розділі ви знайдете інформацію щодо текстових спотворень. Ці спотворення в тексті можуть говорити про МОЖЛИВІ маніпуляції в тексті. Спотворення в тексті можуть мати навмисний характер, але частіше характер технічних помилок при конвертації документа та його збереженні, тому ми рекомендуємо вам підходити до аналізу цього модуля відповідально. У разі виникнення запитань, просимо звертатися до нашої служби підтримки.

Заміна букв		19
Інтервали		0
Мікропробіли		0
Білі знаки		0
Парафрази (SmartMarks)		149

Джерела

Нижче наведений список джерел. В цьому списку є джерела із різних баз даних. Колір тексту означає в якому джерелі він був знайдений. Ці джерела і значення Коефіцієнту Подібності не відображають прямого плагіату. Необхідно відкрити кожне джерело і проаналізувати зміст і правильність оформлення джерела.

10 найдовших фраз

Колір тексту

#	НАЗВА ТА АДРЕСА ДЖЕРЕЛА URL (НАЗВА БАЗИ)	КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)
1	https://iplex360.com.ua/npa.php?doc=1233.17.0	188 (1.25 %)

2	https://iplex360.com.ua/npa.php?doc=1233.17.0	168 (1.12 %)
3	https://dnaop.com/html/54657_3.html	106 (0.71 %)
4	https://iplex360.com.ua/npa.php?doc=1233.17.0	83 (0.55 %)
5	https://dnaop.com/html/54657_3.html	80 (0.53 %)
6	https://iplex360.com.ua/npa.php?doc=1233.17.0	45 (0.3 %)
7	https://studfile.net/preview/16744404/page:2/	34 (0.23 %)
8	http://rp.onmu.org.ua/bitstream/handle/123456789/4623/%D0%9B%D1%96%D1%81%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D0%B9_%D0%94_%D0%94_%D0%9A%D0%BE%D0%BC%D0%BF%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%81%D0%BD%D0%B0_%D0%BC%D0%B5%D1%85%D0%B0%D0%BD%D1%96%D0%B7%D0%B0%D1%86%D1%96%D1%8F_%D1%96%D0%BC%D0%BF%D0%BE%D1%80%D1%82%D1%83_%D0%B2%D1%83%D0%B3%D1%96%D0%BB%D0%BB%D1%8F_%D0%B7_%D0%B2%D0%B8%D0%BA%D0%BE%D1%80%D0%B8%D1%81%D1%82%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F%D0%BC.pdf?sequence=2	32 (0.21 %)
9	https://studfile.net/preview/16744406/page:4/	26 (0.17 %)
10	http://rp.onmu.org.ua/bitstream/handle/123456789/4623/%D0%9B%D1%96%D1%81%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D0%B9_%D0%94_%D0%94_%D0%9A%D0%BE%D0%BC%D0%BF%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%81%D0%BD%D0%B0_%D0%BC%D0%B5%D1%85%D0%B0%D0%BD%D1%96%D0%B7%D0%B0%D1%86%D1%96%D1%8F_%D1%96%D0%BC%D0%BF%D0%BE%D1%80%D1%82%D1%83_%D0%B2%D1%83%D0%B3%D1%96%D0%BB%D0%BB%D1%8F_%D0%B7_%D0%B2%D0%B8%D0%BA%D0%BE%D1%80%D0%B8%D1%81%D1%82%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F%D0%BC.pdf?sequence=2	25 (0.17 %)

Домашня база даних (0.12 %)



#	ЗАГОЛОВОК	КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)
1	Савельєв_А_В_Комплексна_механізація_перевалки_бокситів_на_складській 6/12/2026 Odessa National Maritime University (Підйомно-транспортних машин)	7 (1) (0.05 %)
2	Куцевол_В_Г_Методика_оцінки_залишкового_ресурсу_металоконструкцій 12/24/2025 Odessa National Maritime University (Підйомно-транспортних машин)	6 (1) (0.04 %)
3	Лісовий_Д_Д_Моделювання_та_аналіз_роботи_складського_контейнерного 12/12/2025 Odessa National Maritime University (Підйомно-транспортних машин)	5 (1) (0.03 %)

Програма обміну базами даних (3.96 %)



#	ЗАГОЛОВОК	КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)
4	Бессараб_4361 6/5/2025 National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov (National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov)	355 (36) (2.37 %)
5	Квал роб (Стрілецький) 5/26/2025 Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture (Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture)	51 (8) (0.34 %)

6	Модернізація мостового крана для розливання сталі 3/15/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	35 (4) (0.23 %)
7	Конвеєрні сортувальні лінії 3/15/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	32 (4) (0.21 %)
8	Комплекс по перевантаженню гранульованого хлористого калію.pdf 6/23/2023 Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture (Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture)	31 (5) (0.21 %)
9	2015_6050501_Mutsyn_Oleh_Olehovych_15007 10/25/2024 National University "Lviv Politechnika" (National University Lviv Politechnika)	19 (2) (0.13 %)
10	Диплом Терлецкий.pdf 12/21/2020 Odessa National Polytechnic University (УНІ, каф. підійомно-транспортного та робототехнічного обладнання)	18 (2) (0.12 %)
11	ДР Кравченко Н. С. 2024 2/20/2025 Marinesko Maritime Professional College Separate Subdivision of National University "Odessa Maritime Academy" (ТМППІ (ЕВ))	17 (1) (0.11 %)
12	Маг роб Штефурыя 2/23/2026 Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture (Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture)	13 (2) (0.09 %)
13	Комплексна механізація вантажно-розвантажувальних робіт на контейнерному складі з конструкторською розробкою крана 2/21/2025 Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture (Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture)	12 (2) (0.08 %)
14	ДР Кочман В. В. 2024 2/19/2025 Marinesko Maritime Professional College Separate Subdivision of National University "Odessa Maritime Academy" (ТМППІ (ЕВ))	6 (1) (0.04 %)
15	ДП "Розробка технології перевантаження сталі в рулонах порталним краном "Сокіл". Розрахунок механізму пересування крана та його електроприводу механізму підйому" 6/21/2025 Marinesko Maritime Professional College Separate Subdivision of National University "Odessa Maritime Academy" (ТМППІ (ЕМВ))	5 (1) (0.03 %)

Інтернет (12.26 %)



#	ДЖЕРЕЛО URL	КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)
16	https://iplex360.com.ua/npa.php?doc=1233.17.0	499 (5) (3.33 %)
17	http://rp.onmu.org.ua/bitstream/handle/123456789/4623/%D0%9B%D1%96%D1%81%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D0%B9_%D0%94_%D0%94_%D0%9A%D0%BE%D0%BC%D0%BF%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%81%D0%BD%D0%B0_%D0%BC%D0%B5%D1%85%D0%B0%D0%BD%D1%96%D0%B7%D0%B0%D1%86%D1%96%D1%8F_%D1%96%D0%BC%D0%BF%D0%BE%D1%80%D1%82%D1%83_%D0%B2%D1%83%D0%B3%D1%96%D0%BB%D0%BB%D1%8F_%D0%B7_%D0%B2%D0%B8%D0%BA%D0%BE%D1%80%D0%B8%D1%81%D1%82%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F%D0%BC.pdf?sequence=2	363 (39) (2.42 %)

18	https://dnaop.com/html/54657_3.html	186 (2) (1.24 %)
19	https://studfile.net/preview/6808734/page:5/	143 (17) (0.95 %)
20	https://studfile.net/preview/16744404/page:2/	86 (4) (0.57 %)
21	http://rp.onmu.org.ua/bitstream/handle/123456789/4625/%D0%9C%D1%96%D1%88%D1%83%D1%80%D0%B5%D0%BD%D0%BA%D0%BE%D0%94_%D0%92_%D0%A0%D0%BE%D0%B7%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D1%82%D0%B0%D0%B6%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F_%D0%BB%D0%B5%D0%B3%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D1%85_%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%BE%D0%B1%D1%96%D0%BB%D0%B5%D0%B9_%D0%BF%D0%BE%D1%80%D1%82%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%B8%D0%BC_%D0%BA%D1%80%D0%B0%D0%BD%D0%BE%D0%BC.pdf?sequence=2	85 (10) (0.57 %)
22	https://core.ac.uk/download/pdf/159819557.pdf	72 (7) (0.48 %)
23	https://studopedia.net/1_20061_kriminologicheskaya-harakteristika-ubiystv-i-umish-prichineniya-tvz.html	60 (6) (0.4 %)
24	http://emoev.kpi.ua/wp-content/uploads/2015/09/LK.doc	49 (4) (0.33 %)
25	https://studfile.net/preview/16744406/page:4/	44 (3) (0.29 %)
26	http://rp.onmu.org.ua/bitstream/handle/123456789/4630/%D0%AF%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D0%B5%D0%BD%D0%BA%D0%BE%20%D0%9C.%20%D0%AE...pdf?sequence=1	37 (4) (0.25 %)
27	https://dspace.kntu.kr.ua/server/api/core/bitstreams/e0863526-f6e4-42f4-a51b-6223b8c0f1ad/content	36 (4) (0.24 %)
28	http://rp.onmu.org.ua/bitstream/handle/123456789/4553/%D0%91%D1%83%D1%89%D0%B8%D0%BA_%D0%90_%D0%9E_%D0%9A%D0%BE%D0%BC%D0%BF%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%81%D0%BD%D0%B0_%D0%BC%D0%B5%D1%85%D0%B0%D0%BD%D1%96%D0%B7%D0%B0%D1%86%D1%96%D1%8F_%D0%BF%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D1%82%D0%B0%D0%B6%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F_%D0%B7%D0%B0%D0%BB%D1%96%D0%B7%D0%BD%D0%BE%D1%97_%D1%80%D1%83%D0%B4%D0%B8_%D0%B7.pdf?sequence=1	33 (3) (0.22 %)
29	https://studfile.net/preview/16957405/	29 (3) (0.19 %)
30	http://rp.onmu.org.ua/bitstream/handle/123456789/4562/%D0%94%D1%96%D0%B4%D0%B5%D0%BD%D0%BA%D0%BE_%D0%94_%D0%92_%D0%9A%D0%BE%D0%BC%D0%BF%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%81%D0%BD%D0%B0_%D0%BC%D0%B5%D1%85%D0%B0%D0%BD%D1%96%D0%B7%D0%B0%D1%86%D1%96%D1%8F_%D0%BF%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D1%82%D0%B0%D0%B6%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F_%D0%BA%D0%BE%D0%BD%D1%82%D0%B5%D0%B8%CC%86%D0%BD%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B2_%D0%B7.pdf?sequence=1	28 (3) (0.19 %)
31	http://rp.onmu.org.ua/bitstream/handle/123456789/4550/%D0%91%D1%96%D0%BB%D0%BE%D1%83%D1%81_%D0%86_%D0%AE_%D0%A1%D0%BA%D0%BB%D0%B0%D0%B4%D1%81%D1%8C%D0%BA%D0%B8%D0%B9_%D0%BA%D0%BE%D0%BC%D0%BF%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%81_%D0%B4%D0%BB%D1%8F_%D0%B2%D1%83%D0%B3%D1%96%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%B8%D1%85_%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D1%82%D0%B0%D0%B6%D1%96%D0%B2_%D0%B7_%D1%80%D0%BE%D0%B7%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BA%D0%BE%D1%8E.pdf?sequence=1	19 (1) (0.13 %)
32	http://rp.onmu.org.ua/bitstream/handle/123456789/4548/%D0%90%D1%80%D0%BF%D0%B5%D0%BD%D1%82%D1%8C%D1%94%D0%B2%D0%B0_%D0%92_%D0%9E_%D0%9A%D0%BE%D0%BC%D0%BF%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%81%D0%BD%D0%B0_%D0%BC%D0%B5%D1%85%D0%B0%D0%BD%D1%96%D0%B7%D0%B0%D1%86%D1%96%D1%8F_%D0%BF%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D1%82%D0%B0%D0%B6%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F_%D1%81%D1%82%D0%B0%D0%BB%D1%96_%D0%B2_%D1%80%D1%83%D0%BB%D0%BE%D0%BD%D0%B0%D1%85.pdf?sequence=1	19 (3) (0.13 %)

33	http://4ua.co.ua/manufacture/xa2ac78b4d53a88521316c27_0.html	14 (2) (0.09 %)
34	https://studfile.net/preview/16744405/page:3/	12 (1) (0.08 %)
35	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/34478/1/Michaylov_bakalavr.pdf	12 (1) (0.08 %)
36	https://er.knugd.edu.ua/bitstream/123456789/17891/1/Diplom131_Ponomarenko_Kovalev.pdf	7 (1) (0.05 %)
37	http://rp.onmu.org.ua/bitstream/handle/123456789/4629/%D0%AF%D0%B2%D0%BA%D1%96%D0%BD%D0%92%D0%9E%D0%9A%D0%BE%D0%BC%D0%BF%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%81%D0%BD%D0%B0%D0%BC%D0%B5%D1%85%D0%B0%D0%BD%D1%96%D0%B7%D0%B0%D1%86%D1%96%D1%8F%D0%BF%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D1%82%D0%B0%D0%B6%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F%D0%B7%D0%B5%D1%80%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D1%85%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D1%82%D0%B0%D0%B6%D1%96%D0%B2.pdf?sequence=1	7 (1) (0.05 %)



Список прийнятих фрагментів

#	ЗМІСТ	КІЛЬКІСТЬ ОДНАКОВИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)
---	-------	---------------------------------------

Змн. Арк. Но докум. Підпис Дата

Арк.

5 ВКРБ.133.23091034.00.00 ПЗ

2.2 Розрахунок механізму обертання крана	33
2.2.1 Вибір противаги	33
2.2.2 Вибір електродвигуна та редуктора	38
2.2.3 Перевірка двигуна за умовою нагрівання та пусковим моментом	39
2.2.4 Розрахунок гальмівного моменту і вибір гальма	42
2.3 Розрахунок механізму підйому крана	43
2.3.1 Розрахунок канату	43
2.3.2 Вибір каната	44
2.3.3 Розрахунок барабану	45
2.3.4 Розрахунок кріплення каната до барабана	46
2.3.5 Вибір вантажозахватного пристрою	46
2.3.6 Вибір електричного двигуна та редуктора	47
2.3.7 Перевірка двигуна на нагрівання	48
2.3.8 Вибір гальма	49
2.3.9 Вибір муфт	50
2.3.10 Розрахунок осі барабана	51
2.3.11 Вибір підшипників на валу барабану.....	54
2.3.12 Розрахунок динамічних навантажень	56
3 РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА	58
3.1 Розрахунок і вибір ширини стрічки	58
3.2 Тяговий розрахунок стрічкового конвеєра	59
3.3 Вибір параметрів приводу	65
3.4 Вибір параметрів гальм	68
4 ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРУ	70
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	82
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	83

Змн. Арк. Но докум. Підпис Дата

Арк.

6 ВКРБ.133.23091034.00.00 ПЗ

ВСТУП

Ось розширений варіант тексту з додатковими положеннями щодо значення портів, логістики та розвитку транспортної інфраструктури: Морські та річкові порти відіграють важливу роль у розвитку економіки

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 ТЕХНОЛОГІЯ ВАНТАЖНИХ РОБІТ	8
1.1 Природно навігаційні умови порту Чорноморськ	8
1.2 Транспортно-перевантажувальна характеристика заданого вантажу	8
1.3 Опис технологічного процесу	10
1.4 Вибір судна	10
1.5 Розрахунок складів в першому наближенні	13
1.6 Розрахунок технологічної продуктивності	14
1.7 Визначення кількості технологічних ліній на морському вантажному фронті	18
1.8 Визначення кількості технологічних ліній на тиловому вантажному фронті	20
2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ КРАНУ	22
2.1 Розрахунок механізму пересування	22
2.1.1 Вихідні данні розрахунку механізму пересування	22
2.1.2 Вибір опорного колеса	23
2.1.3 Розрахунок опору переміщенню	24
2.1.4 Вибір електричного двигуна та редуктора	27
2.1.5 Перевірка двигуна за умовою нагрівання та пусковим моментом	28
2.1.6 Вибір гальма механізму пересування	31

					ВКРБ.133.23091034.00.00 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Пашак І.І.		12.06.26	Комплексна механізація перевантаження мінеральних добрих в імпортовому напрямку	Літ.	Арк.
Перевір.		Яровий Ю.В.		12.06.26			4
Н. Контр.		Яровий Ю.В.		12.06.26		Одеський національний морський університет	
Затверд.		Кідаков О.Г.		15.06.26			

2.2 Розрахунок механізму обертання крана	33
2.2.1 Вибір противаги	33
2.2.2 Вибір електродвигуна та редуктора.....	38
2.2.3 Перевірка двигуна за умовою нагрівання та пусковим моментом.....	39
2.2.4 Розрахунок гальмівного моменту і вибір гальма.....	42
2.3 Розрахунок механізму підйому крана.....	43
2.3.1 Розрахунок канату.....	43
2.3.2 Вибір каната.....	44
2.3.3 Розрахунок барабану	45
2.3.4 Розрахунок кріплення каната до барабана	46
2.3.5 Вибір вантажозахватного пристрою	46
2.3.6 Вибір електричного двигуна та редуктора	47
2.3.7 Перевірка двигуна на нагрівання	48
2.3.8 Вибір гальма	49
2.3.9 Вибір муфти.....	50
2.3.10 Розрахунок осі барабана.....	51
2.3.11 Вибір підшипників на валу барабану.....	54
2.3.12 Розрахунок динамічних навантажень	56
3 РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА	58
3.1 Розрахунок і вибір ширини стрічки	58
3.2 Тяговий розрахунок стрічкового конвеєра.....	59
3.3 Вибір параметрів приводу.....	65
3.4 Вибір параметрів гальм	68
4 ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРУ	70
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	82
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	83

ВСТУП

Ось розширений варіант тексту з додатковими положеннями щодо значення портів, логістики та розвитку транспортної інфраструктури:

Морські та річкові порти відіграють важливу роль у розвитку економіки України, забезпечуючи ефективне функціонування транспортної системи держави та сприяючи інтеграції країни у світовий транспортний простір. Вони є ключовими елементами міжнародних транспортних коридорів, через які здійснюється значна частина зовнішньоторговельних перевезень. Рівень організації роботи портів безпосередньо впливає на продуктивність флоту, швидкість обробки вантажів та конкурентоспроможність транспортної галузі загалом.

Порт є невід'ємною складовою транспортно-логістичного ланцюга та важливим транспортним вузлом, який забезпечує взаємодію різних видів транспорту. Саме в портах починається і завершується рейс суден, виконуються вантажно-розвантажувальні операції, здійснюється накопичення, зберігання та перевалка вантажів. Від ефективності функціонування портів значною мірою залежить ритмічність транспортного процесу, своєчасність доставки вантажів і рівень транспортних витрат.

Загальна ефективність транспортного процесу визначається якістю обслуговування торговельного флоту в портах, рівнем механізації та автоматизації виробничих процесів, а також ступенем досконалості організації перевантажувальних робіт. Використання сучасних технологій управління вантажопотоками, спеціалізованого перевантажувального обладнання та інформаційних систем дозволяє підвищити пропускну спроможність портів, скоротити час обробки суден і зменшити експлуатаційні витрати.

Важливим напрямом розвитку портової галузі є модернізація виробничої інфраструктури, оновлення перевантажувальної техніки та впровадження цифрових технологій управління. Це сприяє підвищенню рівня

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

безпеки виконання робіт, покращенню якості надання транспортних послуг та забезпеченню ефективного використання наявних ресурсів.

Основними завданнями транспортної галузі є своєчасне, якісне та повне задоволення потреб населення й економіки України у перевезеннях, підвищення ефективності використання транспортних засобів та забезпечення сталого розвитку транспортної системи. Для досягнення цих цілей необхідно здійснювати комплекс заходів, спрямованих на розвиток усіх видів транспорту, удосконалення взаємодії між ними, підвищення рівня логістичного забезпечення та впровадження інноваційних технологій в управління транспортними процесами.

У сучасних умовах розвитку міжнародної торгівлі та зростання обсягів перевезень підвищення ефективності роботи морських і річкових портів є одним із пріоритетних завдань транспортної галузі України. Від рівня їх технічного оснащення, організації виробничих процесів та якості надання послуг значною мірою залежить конкурентоспроможність національної транспортної системи на міжнародному ринку транспортних послуг.

Розробці підлягає портальний кран з грейферним захоплювачем та стрічковий конвеєр.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ТЕХНОЛОГІЯ ВАНТАЖНИХ РОБІТ

1.1 Природно навігаційні умови порту Чорноморськ

Порт Чорноморськ розташований у західній частини Чорного моря на правому березі Сухого лиману в 12 милях західніше Одеси.

Навігація у порту цілодобова. Необхідність у криголамному супроводі суден може становити приблизно 30 днів, у суворі зими.

Порт спеціалізується на переробці навальних, генеральних вантажів та контейнерів. В залежності від терміналу потужність становить від 2...6 млн. тонн. Порт у своєму розпорядженні має універсальний, зерновий, мультимодальний та вантажний морський термінали. Сумарна пропускна спроможність порту становить 14,5 млн. тонн.

Причальний фронт порту складає 27 причалів, загальна довжника яких становить 5005 п.м., глибина – 8,5...13 м.

Обладнання для перевантаження порту: порталні крани вантажопідйомністю 5...40 т; плавкрани вантажопідйомністю 5...30 т; мобільні крани на пневмоколісному та гусеничному ході; навантажувачі різної вантажопідйомності; контейнерні перевантажувачі та контейнеровози; тягачі; спеціальні трюмні, вагоні, складські машини та інші засоби механізації.

Порт має залізничні та автомобільні підходи, які зв'язані з магістральними дорогами.

1.2 Транспортно-перевантажувальна характеристика заданого вантажу

Мінеральні добрива є одним із найважливіших видів вантажів, що транспортуються морським транспортом у міжнародній торгівлі. Їх перевезення забезпечує безперервне постачання аграрного сектору необхідними поживними речовинами для підвищення врожайності

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

сільськогосподарських культур. Значні обсяги експорту та імпорту мінеральних добрив обумовлюють важливу роль морських портів у логістичному ланцюгу їх доставки.

До основних видів мінеральних добрив, які перевозяться морем, належать азотні, фосфорні, калійні та комплексні добрива. Найбільш поширеними є аміачна селітра, карбамід (сечовина), сульфат амонію, суперфосфат, калійна сіль та нітроамофоска. Перевезення цих вантажів здійснюється як навалом у спеціалізованих вантажних трюмах суден, так і в контейнерах, біг-бегах або мішках залежно від фізико-хімічних властивостей продукції та вимог замовника.

Особливістю транспортування мінеральних добрив є необхідність забезпечення належних умов зберігання та перевезення. Більшість добрив мають підвищену гігроскопічність, тобто здатність поглинати вологу з навколишнього середовища. Тому під час морського перевезення необхідно захищати вантаж від атмосферних опадів, морської води та надмірної вологості повітря. Порушення умов транспортування може призвести до злежування продукції, погіршення її якості та втрати товарного вигляду.

У морських портах мінеральні добрива зберігається на закритих складських приміщеннях. Складські приміщення вибирають у сухому місці поблизу залізничних колій та причальних споруд. Склад повинен бути обладнано протипожежними засобами та зовнішнім електричним освітленням. Склад повинен бути надійно захищений, мати достатню кількість під'їздів та проїздів, розташування яких не повинно перешкоджати проїзду та маневруванню пожежних машин.

При розташуванні складів необхідно забезпечити наступні протипожежні розриви, проїзди та відстані до споруд: протипожежні проїзди між штабелями 6 м; проходи між штабелями 2 м; відстань від штабелю до осі залізничної колії 2,5 м; відстань від штабелю до будинків та споруд 20 м.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кожен штабель з мінеральними добривами може повинен бути огорожений. Висота штабелю залежить від тривалості зберігання мінеральних добрив

Добрива, яке поступає на склад, вивантажується залежно від типу на відповідні майданчики. Складування різних мінеральних добрив в одному штабелі не допускається.

1.3 Опис технологічного процесу

Трюмна операція. Грейфер опускається в трюм судна та захоплює вантаж (мінеральні добрива).

Кордонна операція. Захоплений грейфером портального крану вантаж переноситься у вагони (автотранспорт) або конвеєр.

Складська операція. Перевантаження на основний склад відбувається конвеєром. Висота штабеля регламентується допустимим навантаженням.

Вагона операція. Мінеральні за допомогою портального крану переноситься у вагони чи платформи які завантажуються навалом.

1.4 Вибір судна

Для перевезення вугля застосовується судна балкери, які розрізняються вантажопідйомністю та можливістю проходити відповідні протоки.

Мінеральні добрива в порт доставляється балкарами типу Handysize, які мають вантажопідйомність 5...35 тис. т.

Судно має наступні технічні характеристики: довжина судна 133,7 м; ширина судна 17 м; висота головної палуби 9,5 м; розрахункова осадка судна 7,42 м; вантажопідйомність 7200 т; загальна місткість трюмів 9313 м³; швидкість судна з вантажем 15,5 вузлів. (рис. 1.1).

Вантаж розподілено по 5 відсікам.

Визначаємо зони роботи кранів при обробці трюмів судна (рис. 1.2).

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

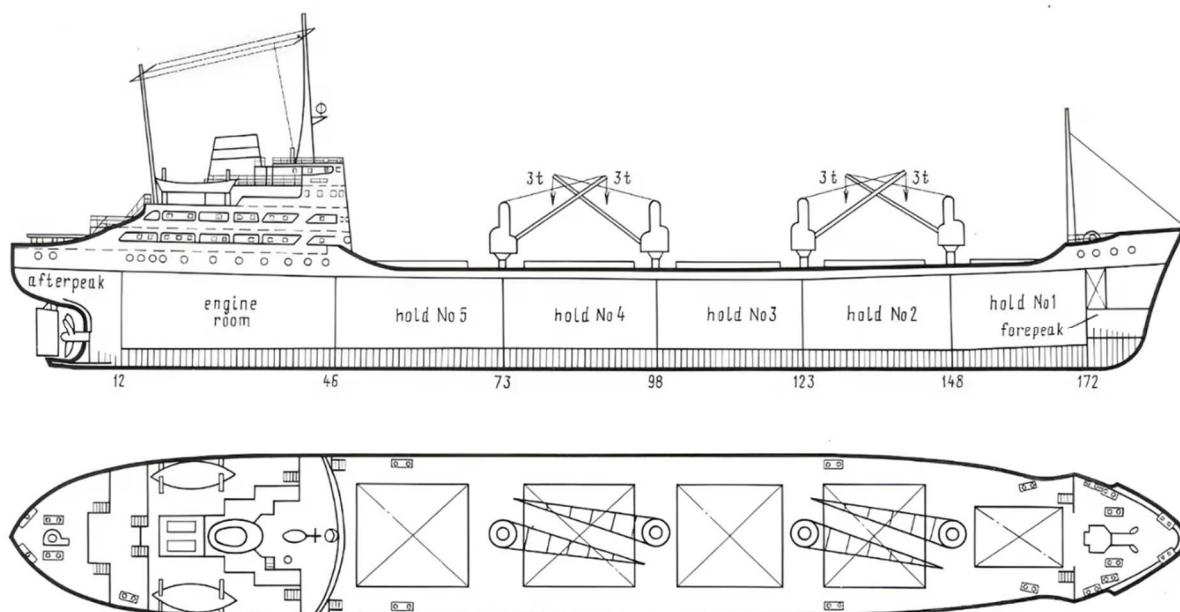


Рисунок 1.1 Схема судна

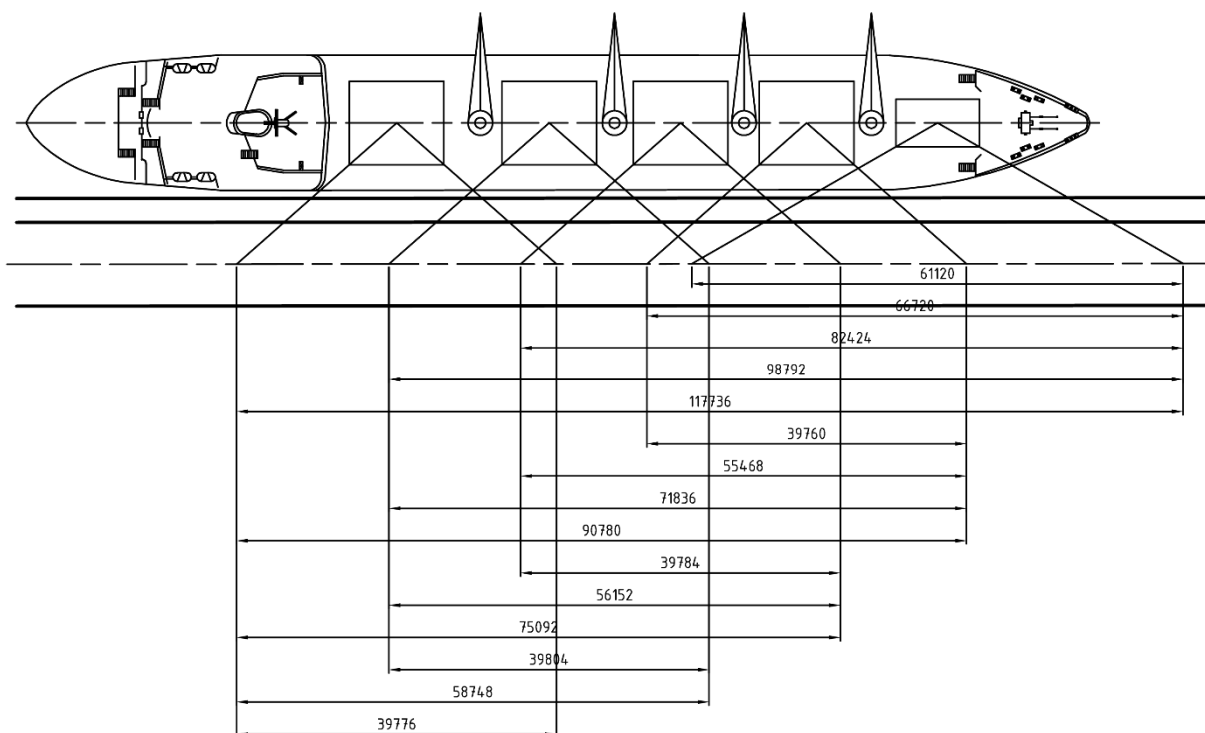


Рисунок 1.2 Зони роботи кранів при обробці трюмів судна

Розрахункова межа концентрації технологічних ліній на відсіку визначаємо за виразами

$$R_{ii} = \left[\frac{l_{ii}}{l_k} \right] + 1 \quad (1.1)$$

де l_{ii} – відстань між кранами;

l_k – найменша припустима відстань між кранами.

На сукупності з двох відсіків

$$R_{ii+1} = \left[\frac{l_{ii+1}}{l_k} \right] + 1 \quad (1.2)$$

На сукупності всіх відсіків

$$R_{ii+4} = \left[\frac{l_{ii+4}}{l_k} \right] + 1 \quad (1.3)$$

Найменша припустима відстань між кранами визначає за виразами

$$\begin{aligned} l_k &= l_{km} + \Delta \\ \Delta &= l_z - D \end{aligned} \quad (1.4)$$

де l_{km} – найменша допустима відстань між кранами, складає $l_{km} = 17,7$ м;

l_z – найбільший розмір підйому вантажу в плані;

D – довідковий параметр, для навалочних вантажів складає 4 м.

Найбільший розмір підйому вантажу залежить від розмірів грейфера (розмір розкритого грейфера 4845 мм, ширина – 2250 мм):

$$l_z = \sqrt{4,845^2 + 2,25^2} = 5,3 \text{ м}$$

Найменша припустима відстань між кранами

$$\Delta = 5,3 - 4 = 1,3 \text{ м}$$

$$l_k = 17,7 + 1,3 = 19 \text{ м}$$

На сукупності всіх відсіків ($l_{ii+4} =$

$$R_{ii+4} = \left[\frac{117,736}{19} \right] + 1 \approx 7$$

Найбільша кількість кранів, яка може бути використана при обробці судна визначаємо за виразом:

$$N_{\max} = \min \left(\sum_{i=1}^m r_i, R_{1,m} \right) = 7$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5 Розрахунок складів в першому наближенні

Для одного причалу ємність складу визначаємо за виразом:

$$E_{скл} = k_{скл} Q_c + l_3 \quad (1.5)$$

де $k_{скл}$ – коефіцієнт складності вихідного з порту на морі вантажопотоку, для вхідного потоку $k_{скл} = 1$;

Q_c – кількість вантажу на судні;

l_3 – нормативний запас ємності складу.

Запас ємності складу визначаємо за виразом:

$$l_3 = \frac{k_{міс} Q_{ван} \tau}{15 T_n} \leq 1,5 Q_{ван} \quad (1.6)$$

де $Q_{ван}$ – річний вантажообіг;

$k_{міс}$ – коефіцієнт місячної нерівномірності, приймаємо $k_{міс} = 1,15$;

T_n – період навігації, складає $T_n = 12$ місяців;

τ – нормативний запас роботи складу, складає $\tau = 2$ доби.

При річному вантажообігу $Q_{ван} = 500000$ т, запас ємності складу складає

$$l_3 = \frac{1,15 \cdot 500000 \cdot 2}{15 \cdot 12} = 6389 \text{ т}$$

Розрахований запас ємності не перевищує ($Q_c = 7200$ т)

$$l_3 \leq 1,5 Q_c = 1,5 \cdot 7200 = 10800 \text{ т}$$

Ємність складу

$$E_{скл} = 1 \cdot 7200 + 6389 = 13589 \text{ т}$$

Необхідна площа складу визначається за формулою

$$F = \frac{E_{скл}}{q k_f} \quad (1.7)$$

де q – розрахункове навантаження на підлогу складу;

k_f – коефіцієнт використання площі складу, приймаємо $k_f = 0,7$.

Розрахункове навантаження на підлогу визначаємо з виразу

$$q = \min(q_m, q_2, q_m, q_{тб})$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де q_m – граничне навантаження, на яке розрахований причал, $q_m = 20,0 \text{ т/м}^2$;

q_z – граничне навантаження, що може витримати даний вантаж, визначається властивостями вантажу, міцністю тари й упакування, для мінеральних добрив $q_z = 2,0 \text{ т/м}^2$

q_m – навантаження на причал, що може бути створено при максимальній висоті штабелювання вантажу, визначається можливостями застосовуваних складських машин.

$q_{mб}$ – навантаження на причал штабеля даного вантажу, сформованого відповідно до вимог по техніці безпеки й протипожежних вимог, складає $q_{mб} = 10 \text{ т/м}^3$.

$$q = \min(2,0;10;20) = 2 \text{ т/м}^3.$$

Необхідна площа складу

$$F = \frac{13589}{2 \cdot 0,7} = 9706 \text{ м}^2$$

Довжина складу повинна дорівнювати довженні судна та повинна бути кратна 12 м, таким чином $L = 144 \text{ м}$.

Ширина складу визначається за виразом

$$B = \frac{F}{L} = \frac{9706}{144} \approx 67 \text{ м}$$

1.6 Розрахунок технологічної продуктивності

Технічна продуктивність порталних кранів визначаємо за виразом

$$P = \frac{3600 \cdot G}{T_u} \quad (1.8)$$

де G – вага підйому вантажу;

T_u – тривалість робочого циклу.

Тривалість робочого циклу крану визначаємо за виразом

$$T_u = T_{u1} - t_c \quad (1.9)$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де T_{y1} – тривалість циклу в припущенні, що всі операції виконуються послідовно без поєднання;

t_c – тривалість операції, які поєднуються.

Тривалість циклу в припущенні

$$T_{y1} = 3B + XB + BB + XII \quad (1.10)$$

де $3B$ – час на зачеплення вантажу;

XB – час на хід з вантажем;

BB – час на відчеплення вантажу;

XII – час на хід порожньому.

Час на хід з вантажем та порожньому визначаємо за виразом:

$$XB(XII) = t_n + t_{n\phi} + t_{3\phi} + t_o \quad (1.11)$$

де t_n, t_o – тривалість підйому та опускання вантажу;

$t_{n\phi}$ – тривалість переміщення стріли крана;

$t_{3\phi}$ – час на зміни вильоту стріли крана.

Тривалість підйому та опускання визначаємо за формулою

$$t_n = \frac{h_n}{V_n} + \frac{t_p + t_2}{2} \quad (1.12)$$

$$t_o = \frac{h_o}{V_o} + \frac{t_p + t_2}{2} \quad (1.13)$$

де h_n, h_o – середня висота підйому та опускання вантажу відповідно;

t_p, t_2 – тривалість розгону та гальмування двигунів (для підйому та опускання складає 1...3 с, для повороту 4...6 с);

V_n, V_o – швидкість підйому та опускання вантажу.

Середня висота підйому вантажу визначаємо за виразом

$$h_n = \frac{h_{n\phi} + h_{nn}}{2}$$

де $h_{n\phi}, h_{nn}$ – висота підйому вантажу, коли судно в повному вантажу та порожнє.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для варіанту судно-вагони та судно-склад, висота підйому вантажу, коли судно в повному вантажу $h_{ne} = 10,2$ м та порожнє $h_{nn} = 7,8$ м

$$h_n = \frac{10,2 + 7,8}{2} = 9 \text{ м}$$

Середня висота опускання вантажу

$$h_o = \frac{h_{os} + h_{on}}{2}$$

де h_{os} , h_{on} – висота опускання вантажу, коли судно в повному вантажу та порожнє.

Для варіанту судно-вагони та судно-склад, висота підйому вантажу, коли судно в повному вантажу $h_{os} = 5,6$ м та порожнє $h_{on} = 4,8$ м

$$h_o = \frac{5,6 + 4,8}{2} = 5,2 \text{ м}$$

При швидкості підйому та опускання вантажу $V_n = V_o = 0,4$ м/с тривалість підйому та опускання складає

$$t_n = \frac{9}{0,4} + \frac{3+3}{2} = 26 \text{ с}$$

$$t_o = \frac{5,2}{0,4} + \frac{3+3}{2} = 16 \text{ с}$$

Тривалість переміщення визначаємо за виразом

$$t_{ne} = \frac{\alpha}{5,4n} + \frac{t_p + t_z}{2}$$

де α – середній кут повороту стрели крана;

n – частота обертання стрели крана.

Середній кут повороту стрели крана складає $\alpha = 105^\circ$, частота обертання стрели крана $n = 0,8$ об/хв, таким чином тривалість переміщення

$$t_{ne} = \frac{105}{5,4 \cdot 0,8} + \frac{3+3}{2} = 27 \text{ с}$$

Час на зміни вильоту стріли крана визначаємо за виразом

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

$$t_{36} = \frac{L}{V_{36}} + \frac{t_p + t_z}{2} \quad (1.14)$$

де L – зміна вильоту стріли крана;

V_{36} – швидкість зміни вильоту стріли крана.

Середнє значення зміни вильоту стріли крана складає $L = 20$ м, швидкість зміни вильоту стріли $V_{36} = 0,8$ м/хв. Таким чином час на зміну вильоту стріли

$$t_{36} = \frac{20}{0,8} + \frac{3+3}{2} = 28 \text{ с}$$

Час на хід з вантажем та порожньому визначаємо за виразом:

$$XB = XII = 26 + 27 + 28 + 16 = 97 \text{ с}$$

Час на зачеплення вантажу $3B = 22$ с. Час на відчеплення вантажу $BB = 5$ с.

Тривалість циклу в припущенні

$$T_{ц1} = 97 + 22 + 27 + 5 = 151 \text{ с}$$

Тривалість операцій, які збігаються визначаємо за виразом

$$t_c = 0,15 \cdot T_{ц1} = 0,15 \cdot 151 = 23 \text{ с}$$

Тривалість робочого циклу

$$T_{ц} = 151 + 23 = 174 \text{ с.}$$

При вазі підйому вантажа $G = 6$ т технічна продуктивність порталного крану складає

$$P = \frac{3600 \cdot 6}{174} = 124 \text{ т/год}$$

Технологічна продуктивність визначається за формулою:

$$P_{тех} = P \frac{t_o}{t_{зм}}$$

де t_o – тривалість оперативного часу;

$t_{зм}$ – нормативна тривалість зміни, складає $t_{зм} = 420$ хв.

Технологічна продуктивність для варіанту «судно-склад», $t_o = 368$ хв

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{mxч.скл} = 124 \frac{368}{420} = 109 \text{ т/год}$$

Технологічна продуктивність для варіанту «судно-вагон» та «склад-вагон», $t_o = 338 \text{ хв}$

$$P_{mxч.ваг} = 124 \frac{338}{420} = 100 \text{ т/год}$$

Середньозважена технологічна продуктивність крану при обробці судна визначається по формулі:

$$\bar{P}_{mxч} = \frac{1}{\frac{K_{mp}}{P_{mxч.ваг}} + \frac{1 - K_{mp}}{P_{mxч.скл}}} \quad (1.15)$$

де K_{mp} – коефіцієнт транзитності, приймається $K_{mp} = 0,5$.

$$\bar{P}_{mxч} = \frac{1}{\frac{0,5}{100} + \frac{1 - 0,5}{109}} = 104 \text{ т/год}$$

1.7 Визначення кількості технологічних ліній на морському вантажному фронті

Мінімальна кількість технологічних ліній розраховується з умови освоєння розрахункового добового вантажообігу:

$$N_{\min} = \frac{q_{np} Q_c}{\bar{P}_{mxч} (Q_c t_{ef} - q_{np} \tau_{don})} \quad (1.16)$$

де q_{np} – добовий вантажообіг причалу;

t_{ef} – тривалість роботи на причалі протягом доби, приймаємо $t_{ef} = 23 \text{ год}$;

τ_{don} – час на допоміжні операції, приймаємо $\tau_{don} = 6 \text{ год}$.

Добовий вантажообіг причалу визначаємо за виразом

$$q_{np} = \frac{q}{n}, \quad (1.17)$$

де q – добовий вантажообіг порту;

n – кількість причалів.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Добовий вантажообіг порту визначаємо за виразом:

$$q = \frac{Q_p K_{mic}}{T_n (30 - t_{np})}, \quad (1.18)$$

де K_{mic} – коефіцієнт місячної нерівномірності;

Q_p – річний вантажообіг причалу;

t_{np} – кількість неробочих дію в місяць, приймаємо $t_{np} = 4$ доби.

Кількість причалів розраховуємо за формулою

$$n = \frac{q}{\Pi_{max} K_3}, \quad (1.19)$$

де Π_{max} – пропускна здатність причалу при k технологічних ліній;

K_3 – коефіцієнт зайнятості причалу, приймаємо $K_3 = 0,7$.

Пропускна здатність причалу

$$\Pi_{max} = \frac{Q_c t_{ef}}{\frac{Q_c}{kP_{mxч}} + \tau_{don}} = \frac{7200 \cdot 23}{\frac{7200}{1 \cdot 104} + 6} = 2201 \text{ т}$$

Річний вантажообіг причалу $Q_p = 500000$ т. Коефіцієнт місячної нерівномірності $K_{mic} = 1,15$. Добовий вантажообіг порту

$$q = \frac{500000 \cdot 1,15}{12 \cdot (30 - 4)} = 1843 \text{ т.}$$

Кількість причалів

$$n = \frac{1843}{2201 \cdot 0,7} = 1,2.$$

Приймаємо кількість причалів $n = 2$.

Добовий вантажообіг причалу

$$q_{np} = \frac{1843}{2} = 921,5 \text{ т.}$$

Мінімальна кількість технологічних ліній

$$N_{min} = \frac{921,5 \cdot 7200}{104(7200 \cdot 23 - 921,5 \cdot 6)} = 0,4$$

Приймаємо $N_{min} = 1$.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

1.8 Визначення кількості технологічних ліній на тиловому вантажному фронті

Кількість технологічних ліній на тиловому фронті визначаємо за формулою:

$$N_m = \frac{q_{np} Q_n}{P_{мхч.ваг} (Q_n t_{ef} - q_{np} \tau_{nc})} \quad (1.20)$$

де Q_n – кількість вантажу в одній подачі вагонів;

τ_{nc} – тривалість допоміжних операцій, що виконуються за вагонами та не співпадають за вантажними роботами, приймаємо $\tau_{nc} = 0,75$ год.

Кількість вантажу в одній подачі вагонів, визначаємо за виразом:

$$Q_n = N_g q_g \quad (1.21)$$

де q_g – кількість вантажу в одному вагоні;

N_g – кількість вагонів на вантажному фронті.

Кількість вагонів на вантажному фронті визначаємо за виразом:

$$N_g = \frac{0,8 L_{np}}{l_g} = \frac{0,8 (L_c + d)}{l_g} \quad (1.22)$$

де L_{np} – довжина причалу;

l_g – довжина вагону,

L_c – довжина судна

d – відстань між причалами.

Довжина вагону для перевезення вугля складає $l_g = 12,69$ м. Відстань між причалами $d = 20$ м. Довжина судна $L_c = 133,7$ м.

$$N_g = \frac{0,8 (133,7 + 20)}{12,69} = 9,7$$

Приймаємо $N_g = 10$ вагонів.

Кількість вантажу в одному вагоні $q_g = 71$ т.

Кількість вантажу в одній подачі вагонів

$$Q_n = 71 \cdot 10 = 710 \text{ т}$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість технологічних ліній на тиловому фронті

$$N_m = \frac{921,5 \cdot 710}{104(710 \cdot 23 - 921,5 \cdot 0,75)} = 0,4$$

Приймаємо $N_m = 1$.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ КРАНУ

2.1 Розрахунок механізму пересування

2.1.1 Вихідні данні розрахунку механізму пересування

Механізм пересування порталного крана складається з кількох основних елементів:

- рейкових шляхів – забезпечують рух крана вздовж майданчика;
- тягових систем – включають електричні двигуни, що передають рух на колеса;
- опорних коліс – забезпечують стабільність і рівномірний рух;
- приводу.

Для розрахунку механізму пересування необхідно врахувати вантажопідйомність, швидкість переміщення, навантаження на опори та коефіцієнт тертя. Важливо також визначити потужність двигуна, тип приводу та редукторів для забезпечення необхідної тяги та ефективності роботи.

Вагові параметри крана:

- вантажопідйомність крана $Q = 34$ т;
- вага крана $G_{кр} = 230$ т;
- вага поворотної частини $G_n = 70$ т
- вага стріли $G_c = 25$ т
- вага ходової частини $G_x = 10$ т;
- вага платформи $G_n = 125$ т.

Лінійні параметри:

- максимальний виліт $L_{max} = 36000$ мм;
- мінімальний виліт $L_{min} = 8000$ мм;
- координата центра ваги стріли $l_c = 26037$ мм;
- координата ходової частини $l_x = 16028$ мм;
- координата платформи $l_{пл} = 3000$ мм;

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– ширина колії крана $B = 10500$ мм.

Кінематичні параметри: швидкість пересування $V_{пер} = 0,33$ м/с

2.1.2 Вибір опорного колеса

Визначаємо величину сили тиску на колесо для випадку, коли все навантаження розподіляється лише на дві опори:

$$P = V_{Q+G} + V_M \quad (2.1)$$

де V_{Q+G} – навантаження від вертикальних сил;

V_M – навантаження від моменту.

Навантаження від вертикальних сил

$$V_{Q+G} = \frac{1}{2}(Q + G_k) = \frac{1}{2}(30 + 230) = 130 \text{ т} = 1274 \text{ кН} \quad (2.2)$$

Навантаження від моменту

$$V_M = \frac{M}{B/\cos \alpha} = \frac{QL_{\max} + G_c l_c + G_n l_n - G_{nl} L_{nl} + G_x L_x}{B/\cos \alpha} \quad (2.3)$$

$$V_M = \frac{32 \cdot 3600 + 25 \cdot 9090 + 70 \cdot 0 - 125 \cdot 3000 + 10 \cdot 17020}{10500/\cos 45} = 79,41 \text{ т} = 778 \text{ кН}$$

Загальне навантаження на умовну точку:

$$P = 130 + 79,41 = 209,41 \text{ т} = 2052 \text{ кН}$$

З урахуванням вимог міцності підкранової рейки та допустимих тисків на ґрунт, навантаження на кожне колесо повинно знаходитися в межах від 220 до 270 кН. Загальна сила навантаження може бути прикладена до будь-якої з опор, тому в якості розрахункового навантаження приймаємо 2055 кН.

Для розрахунків приймаємо, що кожна опорна точка має дванадцять ходових коліс. Визначаємо навантаження на одне колесо

$$P_{\max} = \frac{P}{12} = \frac{2055}{12} = 171,25 \text{ кН}$$

Еквівалентне навантаження на колесо визначається за формулою:

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{екв} = k \gamma P_{max} \quad (2.4)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від режиму роботи ($k = 1,4$);

γ – додатковий коефіцієнт (відношення $Q/G_{кр} = 0,13$

Відношення $Q/G_{кр} = 0,13$, таким чином коефіцієнт $\gamma = 0,9$. Тоді:

$$P_{екв} = 1,4 \cdot 0,9 \cdot 171,25 = 216 \text{ кН}$$

Згідно рекомендаціями стандарту приймаємо наступні параметри ходових коліс: діаметр ходового колеса $D_{\kappa} = 500$ мм; ширина бігової доріжки $B = 100$ мм.

Вибираємо підкранову рейку КР 70, шириною $b = 70$ мм.

Визначаємо розрахунковий діаметр підшипника за виразом

$$d = \left(\frac{1}{4} \dots \frac{1}{6} \right) D_{\kappa} = \left(\frac{1}{4} \dots \frac{1}{6} \right) 500 = 83,3 \dots 125 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр підшипника 125 мм.

Перевіряємо бігову доріжку ходового колеса на контактну міцність за виразом

$$\sigma_{см} = 600 \sqrt{\frac{P_{екв}}{b \frac{D_{\kappa}}{2}}} = 600 \sqrt{\frac{19275}{70 \cdot \frac{500}{2}}} = 395 \text{ МПа} \quad (2.5)$$

Колеса виготовляються зі сталі 65Г, при режимі важкої експлуатації значення контактної міцності не повинно перевищувати допустиме значення $[\sigma_{см}] = 800$ МПа.

2.1.3 Розрахунок опору переміщенню

Визначення момент опору пересуванню від тертя, вітру та ухилу виконуємо за виразом

$$W_{см} = W_{тер} + W_y + W_{\delta}, \quad (2.6)$$

де $W_{тер}$ – момент опору від тертя;

W_y – момент опору від ухилу;

W_{δ} – момент опору від вітру.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Момент опору від тертя ходових коліс

$$W_{тер} = W_o + W_{доо} = cW_o, \quad (2.7)$$

де W_o – момент основного опору;

$W_{доо}$ – момент додаткового опору, який враховує коефіцієнт запасу;

c – додатковий коефіцієнт, дорівнює 1,8.

Момент основного опору визначається за виразом

$$W_o = \frac{\mu d + 2f}{D_k} (G_{кр} + Q), \quad (2.8)$$

де μ – коефіцієнт тертя в підшипникових вузлах (для роликових сферичних підшипників $\mu = 0,02$);

d – середній діаметр дворядного роликового сферичного підшипника, дорівнює 125 мм;

f – коефіцієнт тертя кочення, дорівнює 0,04.

Таким чином

$$W_o = \frac{0,02 \cdot 125 + 2 \cdot 0,04}{500} (230000 + 32000) = 10240 \text{ Н}$$

Момент опору від тертя ходових коліс

$$W_{тер} = 1,8 \cdot 10240 = 18432 \text{ Н}$$

Опір ухилу визначаємо за виразом

$$W_y = (G_{кр} + Q) \sin \beta \quad (2.9)$$

де $\beta = 0,5^\circ \dots 1^\circ$ – кут нахилу підкранової рейки порталних кранів

$$W_y = (230000 + 32000) \cdot \sin 1^\circ = 43649 \text{ Н}$$

Опір, що виникає від вітрових навантажень

$$W_v = P (F_{кр} + F_v), \quad (2.10)$$

де P – тиск вітру у робочому стані;

$F_{кр}$ – площа крану, складає 70 м^2 ;

F_v – площа вантажу, складає 20 м^2 .

Тиск вітру визначаємо за виразом

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P = q_1 n c \beta, \quad (2.11)$$

де q_1 – середньоквадратичне розподілене навантаження робочого стану;

n – коефіцієнт що враховує зростання навантаження від висоти, складає 1,25;

c – аеродинамічний коефіцієнт, складає 1,2;

β – коефіцієнт пульсації, складає 1,1.

Середньоквадратичне розподілене навантаження робочого стану визначаємо за виразом

$$q_1 = (0,6 \dots 0,7) q_2$$

де q_1 – максимальне навантаження робочого стану, для порталних кранів складає 250 Па.

$$q_1 = (0,6 \dots 0,7) \cdot 250 = 150 \dots 175 \text{ Па}$$

Приймаємо $q_1 = 150 \text{ Па}$.

Тиск вітру

$$P = 150 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 247,5 \text{ Па}$$

Опір, що виникає від вітрових навантажень

$$W_e = (70 + 20) \cdot 247,5 = 20785 \text{ Н}$$

Момент опору пересуванню:

$$W_{cm} = 18432 + 43648 + 20785 = 82865 \text{ Н}$$

Загальний опір пересуванню крана в пусковий період

$$W = W_{cm} + W_{in} \quad (2.12)$$

де W_{in} – опір від сил інерції.

Опір від сил інерції визначаємо за виразом

$$W_{in} = 1,1 \frac{Q + G_{кр}}{g} a \quad (2.13)$$

де a – прискорення крана у період пуску, дорівнює $0,195 \text{ м/с}^2$;

g – прискорення вільного падіння, дорівнює $9,8 \text{ м/с}^2$.

$$W_{in} = 1,1 \frac{32000 + 230000}{9,8} 0,195 = 5735 \text{ Н}$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальний опір пересуванню крана в пусковий період

$$W = 82865 + 5735 = 88600 \text{ Н}$$

2.1.4 Вибір електричного двигуна та редуктора

Розрахуємо потужність двигуна механізму пересування за виразом:

$$N_o = \frac{W \cdot V_k}{1000 \eta_m \psi_c}, \quad (2.14)$$

де ψ_c – кратність пускового моменту, дорівнює 1,6;

η_m – коефіцієнт корисної дії механізму, дорівнює 0,85;

V_k – швидкість механізму пересування

$$N_o = \frac{88600 \cdot 0,33}{1000 \cdot 0,85 \cdot 1,6} = 8,6 \text{ кВт}$$

Оскільки використовується механізм пересування з роздільним приводом, що розташовані по діагоналі, потужність кожного двигуна розраховується за формулою

$$N_p = 0,6 N_o = 0,6 \cdot 8,6 = 5,16 \text{ кВт}$$

Згідно з каталогом кранових двигунів, обираємо асинхронних електродвигунів з фазовим ротором В20R132S6, потужністю 5,5 кВт, частотою обертання 1000 хв^{-1} , максимальний крутильний момент 125 Н·м.

Розрахунок потужності

$$N_n = N_\phi \sqrt{\frac{P B_\phi}{P B_n}} = 5,5 \sqrt{\frac{60}{58}} = 5,6 \text{ кВт} \quad (2.15)$$

Загальне передаточне число механізму

$$u_m = \frac{n}{n_k} \quad (2.16)$$

де n – число обертів двигуна;

n_k – число обертів колеса.

Число обертів колеса визначаємо за виразом

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_k = \frac{60V_k}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 0,33}{3,14 \cdot 0,5} = 12,6 \text{ хв}^{-1} \quad (2.17)$$

Загальне передаточне число механізму

$$u_m = \frac{1000}{12,6} = 79,4$$

Розподіляємо загальне передаточне число механізму

$$u_{mf} = u_p u_{oz} \quad (2.18)$$

Приймаємо передаточне відношення редуктора за стандартами $u_p = 28$.

Тоді передаточне відношення складає

$$u_{oz} = \frac{u_{mf}}{u_p} = \frac{79,4}{28} = 2,8 \quad (2.20)$$

Приймаємо конічно-циліндричний редуктор ВКЦ-28.

2.1.5 Перевірка двигуна за умовою нагрівання та пусковим моментом

Момент статичного опору при переміщенні крана з номінальним вантажем, приведений до валу двигуна (при однаковому навантаженні двигунів) складає

$$M_{н2} = \frac{W_{ст} D_k}{2 \cdot 2 \cdot u_{mf} \eta_m} \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.21)$$

Завантаження двигуна при переміщенні номінального вантажу

$$\alpha = \frac{M_{н2}}{M_n}$$

де M_n – номінальний момент на валу двигуна.

Номінальний момент на валу двигуна

$$M_n = 975 \frac{N}{n} = 975 \frac{35}{1000} = 327 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Час розвантаження при переміщенні з номінальним вантажем:

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_n = t_{no} \frac{j_{np} \omega}{M_n}, \quad (2.22)$$

де j_{np} – момент інерції обертових частин, приведений до валу двигуна;

t_{no} – відносний час пуску двигуна, складає 1,3 с.

Момент інерції обертових частин, приведений до валу двигуна

$$j_{np} = \delta (J_p + J_m) + \frac{(m + m_k) R_k^2}{2 u_{mf}^2 \eta_m} \text{ м.} \quad (2.23)$$

де m_k – маса ходового колеса;

m – маса зубців;

J_p – момент інерції ротору, дорівнює 43,25 Н·м²;

J_m – момент інерції муфти, дорівнює 1,78 Н·м²;

R_k – радіус ходового колеса;

δ – враховує інші обертові частини механізму, дорівнює 1,2.

$$j_{np} = 1,2 (43,25 + 1,78) + \frac{(570,8 + 11518) \cdot 0,25^2}{2 \cdot 79,4^2 \cdot 0,85} = 1,05 \text{ м.}$$

Час розвантаження при переміщенні з номінальним вантажем

$$t_n = 1,2 \frac{1,05 \cdot 102,5}{60} = 2,1 \text{ с}$$

Середній робочий шлях

$$L_{pab} = \frac{1}{2} L, \quad (2.24)$$

де L – довжина шляхів крана, складає 50 м.

$$L_{pab} = 0,5 \cdot 50 = 25 \text{ м}$$

Середній час робочої операції

$$t_p = \frac{L_{pab}}{V_k} = \frac{25}{0,5} = 50 \text{ с} \quad (2.25)$$

Співвідношення часу пускового струму до середнього часу виконання робочої операції

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{t_n}{t_p} = \frac{2,3}{50} = 0,046 \quad (2.26)$$

Момент статичного опору при переміщенні крана з номінальним вантажем

$$M_{нз} = \frac{W_{ст} D_{к}}{2 \cdot 2 \cdot u_{мф} \eta_{м}} = \frac{82865 \cdot 0,5}{2 \cdot 2 \cdot 0,85 \cdot 79,4} = 63 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Ефективна потужність двигуна визначається за виразом

$$N_e = \gamma N_{нз} \quad (2.27)$$

де γ – допоміжний коефіцієнт, дорівнює 0,8;

$N_{нз}$ – потужність, що необхідна для переміщення крана з номінальним вантажем.

Потужність, що необхідна для переміщення крана з номінальним вантажем визначаємо за виразом

$$N_{нз} = \frac{M_{нз} n}{975} = \frac{6,3 \cdot 1000}{975} = 6,4 \text{ кВт} \quad (2.28)$$

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 0,8 \cdot 6,4 = 5,1 \text{ кВт}$$

Номінальна потужність двигуна

$$N_n = k N_e$$

де k – додатковий коефіцієнт, залежить від режиму роботи, дорівнює 1,0.

$$N_n = 1 \cdot 5,1 = 5,1 \text{ кВт} < N_{нз} = 6,4 \text{ кВт}$$

Умова перевірки двигуна виконується.

Перевірка двигуна за пусковим моментом визначається за виразом

$$\psi = \frac{M_n}{M_n} \leq [\psi] \quad (2.29)$$

де M_n – пусковий момент;

M_n – номінальний момент.

Пусковий момент визначаємо за виразом

$$M_n = M_{ст} + M_{дин} \quad (2.30)$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $M_{ст}$ – статичний момент, дорівнює 430 Н·м;

$M_{дин}$ – динамічний момент.

Динамічний момент визначаємо за виразом

$$M_{дин} = j_{np} \frac{\omega}{t_n} = 1,03 \frac{102,1}{2,3} = 457 \text{ Н·м} \quad (2.31)$$

Пусковий момент визначаємо за виразом

$$M_n = 430 + 457 = 887 \text{ Н·м}$$

Допустиме пусковий коефіцієнт

$$[\psi] = \frac{M_{n.max} + 1,1M_n}{2M_n} \quad (2.32)$$

де $M_{n.max}$ – максимальний пусковий момент, дорівнює 95 Н·м.

$$[\psi] = \frac{750 + 1,1 \cdot 327}{2 \cdot 327} = 1,8$$

Перевірка двигуна за пусковим моментом

$$\psi = \frac{480}{350} = 1,37 \leq [\psi] = 1,8$$

Умова виконується.

2.1.6 Вибір гальма механізму пересування

Вибір гальма механізму пересування розраховуємо за виразом

$$M_z = M_{вz} + M_{yz} + M_{oz} - M_{тр.p} \quad (2.33)$$

де $M_{вz}$ – момент від вітру;

M_{yz} – момент від ухилу;

M_{oz} – момент від сили інерції;

$M_{тр.p}$ – від сил тертя.

Момент від вітру

$$M_{вz} = \frac{W_{вz} D_k \eta_m}{2 \cdot 2 \cdot u_{mf}} = \frac{2225 \cdot 0,5 \cdot 0,85}{2 \cdot 2 \cdot 79,4} = 31,4 \text{ Н·м}$$

Момент від ухилу

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{y2} = \frac{W_y D_k \eta_m}{2 \cdot 2 \cdot u_{mf}} = \frac{4400 \cdot 0,5 \cdot 0,85}{2 \cdot 2 \cdot 79,4} = 60,8 \text{ Н·м} \quad (2.34)$$

Момент від сил інерції

$$M_{\partial z} = j \frac{\omega}{t_p} = 1,03 \frac{102,1}{50} = 2,06 \text{ Н·м} \quad (2.35)$$

Момент від тертя

$$M_{mp.o} = \frac{W_{mp}' D_k \eta_m}{2 \cdot 2 \cdot u_{mf}} = \frac{W_{mp} D_k \eta_m}{1,2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot u_{mf}} = \frac{22340 \cdot 0,5 \cdot 0,85}{1,2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 79,4} = 37,5 \text{ Н·м} \quad (2.36)$$

Момент пересування

$$M_m = 31,4 + 60,8 + 20,6 - 37,5 = 260,6 \text{ Н·м} \quad (2.37)$$

Обираємо електрогідравлічне колодкове гальмо ТГЕД-150,
 $M_m = 800 \text{ Н·м}$, діаметр шківів 300мм.

Час гальмування крану:

$$t_m = \frac{j_{np} \omega}{M_m + M_{mp.m}} = \frac{1,03 \cdot 102,1}{260,6 + 37,5} = 0,54 \text{ с} \quad (2.38)$$

Визначаємо гальмівний шлях

$$S_m = t_m V_k = 0,5 \cdot 0,33 = 0,165 \text{ м} \quad (2.39)$$

Допустимий гальмівний шлях

$$S_m = \frac{V_k^2}{3250} = \frac{(0,33 \cdot 60)^2}{3250} = 0,5 \cdot 0,33 = 0,12 \text{ м} \quad (2.40)$$

Умова виконується

Перевірка запасу зчеплення коліс з рейкою при пуску

$$k_{cy} = \frac{G_{cy} \phi}{W_{cm.x} + G \left(\frac{V_k}{t_n g} - \frac{n_{np}}{n_k} f \frac{d}{D_k} \right)} \quad (2.41)$$

де d – середній діаметр підшипника кочення;

f – коефіцієнт тертя, дорівнює 0,06;

$W_{cm.x}$ – статичний момент;

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

n_{np} – кількість приводів;

n_k – кількість коліс;

t_n – час пуску;

φ – коефіцієнт тертя ковзання сталь по чавуні, порівнює 0,12 на відкритому повітрі.

Зчіпна вага крана:

$$G_{cy} = \frac{n_{np}}{n_k} (G_{kp} + Q) = \frac{2}{3} (230000 + 32000) = 1694616 \text{ Н} \quad (2.42)$$

Статичний момент визначається за виразом

$$M_{ст.х} = M_{mp} + M_e + M_y = 1950 + 2222 + 4420 = 84210 \text{ Н} \quad (2.43)$$

Перевірка запасу зчеплення коліс з рейкою при пуску

$$k_{cy} = \frac{1694615 \cdot 0,12}{84210 + (230000 + 32000) \left(\frac{0,33}{2,3 \cdot 9,8} - \frac{2}{3} 0,06 \frac{125}{500} \right)} = 2,2$$

Допустимий коефіцієнт зчеплення $[k_{cy}] = 1,2$. Умова виконується.

2.2 Розрахунок механізму обертання крана

2.2.1 Вибір противаги

Противага обирається таким чином, щоб навантаження на опори були рівними при мінімальному вильоті без вантажу та при максимальному вильоті з вантажем, розраховується за виразом

$$G_{np} = \frac{0,5 \left(Q L_{\max} + G_c (l_c^{\min} + l_c^{\max}) + G_x (l_x^{\min} + l_x^{\max}) - G_{nc} l_{nc} \right)}{l_{np}} = \quad (2.44)$$
$$= \frac{0,5 (32 \cdot 36 + 32 (9,09 + 2,27) + 14 (17,02 + 4,25) - 106 \cdot 5)}{6,5} = 28 \text{ т}$$

Горизонтальну силу визначаємо за виразом

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H = \frac{QL_{\max} + G_c l_c + G_x l_x - G_{nc} l_{nc} - G_{np} l_{np}}{h} =$$

$$= \frac{32 \cdot 36 + 25 \cdot 9,09 + 14 \cdot 17,02 - 106 \cdot 6 - 28 \cdot 6,5}{5,3} = 107 \text{ т}$$

Вертикальна сила

$$V = Q + G_{nc} + G_c + G_x + G_{np} = 32 + 25 + 14 + 106 + 28 = 205 \text{ т.}$$

Момент опору від сил тертя визначаємо за формулою

$$M_{mp} = M_1 + M_2 + M_3 \quad (2.46)$$

де M_1 та M_2 – момент від сил тертя у верхній і нижній опорах;

M_3 – момент від сил тертя в опорі, що сприймає вертикальні навантаження.

Момент від сил тертя у верхній та нижній опорах визначаємо за виразом:

$$M_{1,2} = 0,5\omega(d_k - d_p) \sum N_{pi} \quad (2.47)$$

де ω – коефіцієнт опору рухові;

d_p – діаметр ролика;

d_k – діаметр опорної поверхні гойдання роликів;

$\sum N_{pi}$ – сумарне навантаження на працюючі ролики.

Коефіцієнт опору рухові визначаємо за виразом

$$\omega = \frac{\mu_p d_y + 2f}{d_p} \quad (2.48)$$

де μ_p – коефіцієнт тертя в підшипниках ролику, дорівнює 0,0003;

f – коефіцієнт тертя кочення ролика, дорівнює 0,6;

d_y – діаметр по середині тіла кочення ролику підшипника.

Приймаємо самоустановлювальний дворядний роликовий підшипник, для якого зовнішній діаметр $D = 640$ мм, внутрішній діаметр $d = 375$ мм, діаметр ролика $d_p = 500$ мм, діаметр опорної поверхні гойдання роликів, дорівнює $d_k = 4120$ мм.

Діаметр по середині тіла кочення ролику підшипника визначаємо за виразом

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_y = \frac{D-d}{2} = \frac{640-375}{2} = 132,5 \text{ мм.}$$

Сумарне навантаження на працюючі ролики

$$\sum N_{pi} = N_{p1} + N_{p2} + N_{p3} + N_{p4} = 4N_{p1} = \frac{4H}{2\cos\alpha} = \frac{2H}{\cos\alpha} \quad (2.49)$$

де α – кут між віссю стріли і віссю ролика, складає 35° .

Таким чином

$$\sum N_{pi} = \frac{2 \cdot 105 \cdot 10^4}{\cos 35^\circ} = 2,56 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

Коефіцієнт опору рухові

$$\omega = \frac{0,003 \cdot 132,5 + 2 \cdot 0,6}{500} = 0,0025$$

Момент від сил тертя у верхній та нижній опорах

$$M_{1,2} = 0,5 \cdot 0,0025 (4120 - 500) \cdot 2,56 \cdot 10^6 = 11,6 \cdot 10^3 \text{ Н·м}$$

Момент від сил тертя в опорі, що сприймає вертикальні навантаження визначаємо за виразом

$$M_3 = 0,5 \mu_3 V d_y \quad (2.50)$$

де d_y – діаметр цапфи під упорний підшипник, дорівнює 150 мм;

μ_3 – коефіцієнт тертя упорного підшипника, дорівнює 0,03.

$$M_3 = 0,5 \cdot 0,03 \cdot 218 \cdot 10^3 \cdot 0,15 = 4884 \text{ Н·м}$$

Момент опору від сил тертя визначаємо за формулою

$$M_{mp} = 11,6 \cdot 10^3 + 11,6 \cdot 10^3 + 4884 = 28082 \text{ Н·м}$$

Момент опору крана від тиску вітру визначаємо за виразом

$$M_{\text{в}}^{\max} = P_{\text{в.г}} L_{\max} + P_{\text{в.к}} l_{\text{в}} \quad (2.51)$$

де $P_{\text{в.г}}$ – тиск вітру на вантаж (з механізму пересування), дорівнює 16978 Н;

$P_{\text{в.к}}$ – тиск вітру на кран (з механізму пересування), дорівнює 4851 Н;

$L_{\max}$ – максимальний виліт стріли, дорівнює 32 м;

$l_{\text{в}}$ – відстань до центра парусності крана, дорівнює 9,09 м.

Таким чином

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{\theta}^{\max} = 16978 \cdot 36 + 4851 + 9,09 = 587408 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Середньоквадратична величина моменту опору обертання

$$M_{\theta}^{CK} = 0,7 M_{\theta}^{\max} = 0,7 \cdot 587408 = 411186 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент опору обертання від нахилу крана на кут θ визначаємо за виразом

$$M_{\theta} = M_{\kappa} \sin \theta \sin \varphi \quad (2.52)$$

де M_{κ} – сумарний перекидаючий момент від вертикальних сил.

Сумарний перекидаючий момент від вертикальних сил визначаємо за виразом

$$M_{\kappa} = \sum_{i=1}^n G_i l_i \quad (2.53)$$

де G_i – маса i -тої частини крана;

l_i – плече крана.

Таким чином

$$M_{\kappa} = Q L_{\max} + G_c l_c + G_x l_x - G_{nc} l_{nc} - G_{np} l_{np} \quad (2.54)$$

$$M_{\kappa} = 2 \cdot 36 + 25 \cdot 9,09 + 14 \cdot 17,02 - 106 \cdot 6 - 28 \cdot 6,5 = 560 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

При кутах $\varphi = 90^\circ$ та $\varphi = 270^\circ$ момент опору M_{θ} буде максимальним.

Таким чином при куті $\theta = 1^\circ$ момент опору складає

$$M_{\theta}^{\max} = 560 \cdot 10^3 \cdot \sin 1 = 9520 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Середньоквадратичне значення моменту опору обертання від ухилу складає

$$M_{\theta}^{CK} = 0,7 M_{\theta}^{\max} = 0,7 \cdot 9520 = 6664 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент опору від сил інерції, що виникає при повороті визначаємо за виразом

$$M_{in} = \frac{n_{\kappa} \left(j_{\varepsilon} + \sum_{i=1}^n j_{ki} \right)}{9,55 t_p} \quad (2.55)$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де t_p – час розвантажування механізму, лежить в межах від 4 до 10 с, приймаємо $t_p = 6$ с;

n_k – число обертів опорно-поворотного пристрою, складає $1,1 \text{ хв}^{-1}$ або $0,018 \text{ с}^{-1}$;

j_z – момент інерції від вантажу (зосередженої маси);

$\sum_{i=1}^n j_{ki}$ – сумарний момент інерції всіх додаткових обертових частин,

приведений до одного валу.

Момент інерції від вантажу визначаємо за виразом

$$j_z = m_z L_{\max}^2 = 3061 \cdot 36^2 = 3,9 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.56)$$

Сумарний момент інерції всіх додаткових обертових частин

$$\sum_{i=1}^n j_{ki} = j_c + j_{nc} = m_c j_c^2 + m_{nc} j_{nc}^2 + m_c R_c'^2 + m_{nc} R_{nc}'^2 \quad (2.57)$$

де R_c' і R_{nc}' – приведені радіуси стріли та поворотної частини від осі, що проходить через центр ваги.

$$\sum_{i=1}^n j_{ki} = 2,5 \cdot 10^3 \cdot 9,09^2 + 12,7 \cdot 10^3 \cdot 5^2 + 2,5 \cdot 10^3 \cdot 8^2 + 12,7 \cdot 10^3 \cdot 4^2 = 887 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент опору від сил інерції

$$M_{in} = \frac{0,018(3,2 \cdot 10^6 + 0,887 \cdot 10^6)}{9,55 \cdot 6} = 12573 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Загальний момент опору

$$M = M_{cm} + (1,1 \dots 1,3) M_{in} \quad (2.58)$$

де M_{cm} – статичний момент опору.

Статичний момент опору визначаємо за виразом

$$M_{cm} = M_{np} + M_{\epsilon}^{CK} + M_{\theta}^{CK} = 28084 + 411168 + 6792 = 445933 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Таким чином загальний момент опору

$$M = 445933 + 1,3 \cdot 12573 = 462277 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2.2 Вибір електродвигуна та редуктора

Потужність електродвигуна механізму повороту розраховуємо за формулою

$$N = \frac{M}{9550\eta\psi} n_k \quad (2.59)$$

де η – коефіцієнт корисної дії механізму, складає 0,85;

ψ – кратність середнього пускового моменту, складає 2,5;

n_k – частота обертання крана.

$$N = \frac{482277}{9550 \cdot 0,85 \cdot 2,5} 1,1 = 30 \text{ кВт}$$

Приймаємо двигун В21R225М6, потужність якого складає 30 кВт при $TB = 100\%$, з частотою обертання 973 хв^{-1} , максимальним моментом $931 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та моментом інерції $0,0688 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Розрахунок потужності

$$N_n = N_\phi \sqrt{\frac{PB_\phi}{PB_n}} = 30 \sqrt{\frac{100}{98}} = 30,4 \text{ кВт}$$

Загальне передаточне число механізму

$$u_{заг} = \frac{n}{n_k} = \frac{973}{1,1} = 884$$

Приймаємо циліндричний двоступеневий редуктор серії Ц2-400 з передавальним числом $u_p = 15,5$, частотою обертання 1000 хв^{-1} та потужністю 27 кВт.

Загальне передаточне число механізму розраховуємо за формулою

$$u_{заг} = u_p u_{озн1} u_{озн2} \quad (2.60)$$

Приймаємо $u_{озн1} = 3$, тоді

$$u_{озн2} = \frac{u}{u_{озн1} u_p} = \frac{884}{3 \cdot 15,3} = 19$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$u_{oz} = \frac{u_{mf}}{u_p} = \frac{79,4}{28} = 2,8$$

Приймаємо конічно-циліндричний редуктор ВКЦ-28.

2.2.3 Перевірка двигуна за умовою нагрівання та пусковим моментом

Перевіряємо двигун за умовою нагрівання. Сумарний момент статичного опору повороту, приведений до валу двигуна визначаємо за виразом

$$M_{cm} = \frac{\sum M}{u_{об}\eta_m} = \frac{445933}{884 \cdot 0,85} = 594 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.61)$$

Номінальний момент на валу двигуна

$$M_n = 975 \frac{N}{n} = 975 \frac{35}{1000} = 327 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Завантаження двигуна при переміщенні номінального вантажу

$$\alpha = \frac{M_{cm}}{M_n} = \frac{594}{306} = 1,94$$

де M_n – номінальний момент на валу двигуна.

Час розвантаження при переміщенні з номінальним вантажем:

$$t_n = t_{no} \frac{j_{np}\omega}{M_n}, \quad (2.62)$$

де j_{np} – момент інерції обертових частин, приведений до валу двигуна;

t_{no} – відносний час пуску двигуна, складає 4,5 с;

ω – обертова швидкість.

Момент інерції обертових частин, приведений до валу двигуна

$$j_{np} = \delta(J_p + J_m) + \frac{j_z + j_k}{u_{об}^2 \eta_m} \text{ м.} \quad (2.63)$$

де m_k – маса ходового колеса;

m – маса зубців;

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

J_p – момент інерції ротору, дорівнює $68,88 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$;

J_m – момент інерції муфти, дорівнює $3,56 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$;

$j_p + j_k$ – моменти інерції інших елементів приводу (наприклад, зубчастих коліс чи барабана), які діляться на квадрат передавального відношення та ККД для приведення до валу двигуна;

δ – враховує інші обертові частини механізму, дорівнює 1,2.

$$j_{np} = 1,2(6,88 + 3,56) + \frac{3,2 \cdot 10^6 + 0,887 \cdot 10^6}{884^2 \cdot 0,85} = 0,626 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Обертова швидкість

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 973}{30} = 101,8 \text{ с}^{-1}$$

Час розвантаження при переміщенні з номінальним вантажем

$$t_n = 4,5 \frac{0,625 \cdot 101,8}{30,3} = 9,4 \text{ с}$$

Середній час робочої операції при середньому куті повороту 90 градусів

$$t_p = \frac{60}{4 \cdot n_{кр}} = \frac{60}{4 \cdot 1,1} = 13,6 \text{ с}$$

Співвідношення часу пускового струму при середньому куті повороту 90 градусів

$$\frac{t_n}{t_p} = \frac{9,37}{13,6} = 0,7$$

Ефективна потужність двигуна визначається за виразом

$$N_e = \gamma N_{нг} \quad (2.64)$$

де γ – допоміжний коефіцієнт, дорівнює 1,5;

$N_{нг}$ – потужність, що необхідна для переміщення крана з номінальним вантажем.

Потужність, що необхідна для переміщення крана з номінальним вантажем визначаємо за виразом

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{нз} = \frac{M_{см} \omega}{975} = \frac{44,6 \cdot 101,8}{975} = 45,5 \text{ кВт} \quad (2.65)$$

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 1,5 \cdot 45,5 = 68,25 \text{ кВт}$$

Номінальна потужність двигуна

$$N_n = k N_e$$

де k – додатковий коефіцієнт, залежить від режиму роботи, дорівнює 1,0.

$$N_n = 1 \cdot 68,25 = 68,25 \text{ кВт} > N_{нз} = 45,5 \text{ кВт}$$

Умова перевірки двигуна виконується.

Перевірка двигуна за пусковим моментом визначається за виразом

$$\psi = \frac{M_n}{M_n} \leq [\psi] \quad (2.66)$$

де M_n – пусковий момент;

M_n – номінальний момент.

Пусковий момент визначаємо за виразом

$$M_n = M_{см} + M_{дин} \quad (2.67)$$

де $M_{см}$ – статичний момент, дорівнює 592 Н·м;

$M_{дин}$ – динамічний момент.

Динамічний момент визначаємо за виразом

$$M_{дин} = j_{np} \frac{\omega}{t_n} = 0,625 \frac{101,8}{9,4} = 7 \text{ Н·м}$$

Пусковий момент визначаємо за виразом

$$M_n = 7 + 597 = 604 \text{ Н·м} \quad (2.68)$$

Допустиме пусковий коефіцієнт

$$[\psi] = \frac{M_{n.max} + 1,1M_n}{2M_n} \quad (2.69)$$

де $M_{n.max}$ – максимальний пусковий момент, дорівнює 930 Н·м.

$$[\psi] = \frac{930 + 1,1 \cdot 306}{2 \cdot 306} = 2,07$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Перевірка двигуна за пусковим моментом

$$\psi = \frac{604}{306} = 1,97 \leq [\psi] = 2,07$$

Умова виконується.

2.2.4 Розрахунок гальмівного моменту і вибір гальма

Вибір гальма механізму пересування розраховуємо за виразом

$$M_z = M_{\omega z} + M_{\theta z} + M_{\partial z} - M_{mp} \quad (2.70)$$

де $M_{\omega z}$ – момент від вітру;

$M_{\theta z}$ – момент від повороту;

$M_{\partial z}$ – момент від сили інерції;

M_{mp} – від сил тертя.

Момент від вітру та повороту

$$M_{\omega z} + M_{\theta z} = \frac{M_{\omega} + M_{\theta}}{u_{об}} \eta_m = \frac{587408 + 9520}{884} 0,85 = 574 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.71)$$

Момент від сил інерції

$$M_{\partial z} = j_{np} \frac{\omega}{t_n} = 0,628 \frac{101,8}{9,4} = 6,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент від тертя

$$M_{mp} = \frac{M_{mp}}{u_{об}} \eta_m = \frac{28084}{884} 0,85 = 27 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент пересування

$$M_z = 574 + 6,8 - 27 = 540,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Обираємо електрогідравлічне колодкове гальмо ТГЕД-300,
 $M_z = 784 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок механізму підйому крана

2.3.1 Розрахунок канату

Номінальна вага вантажу

$$G = Qg \quad (2.72)$$

де Q – вантажопідйомність крану;

g – прискорення вільного падіння;

$$G = 32000 \cdot 9,8 = 313600 \text{ Н}$$

Номінальна вага вантажу для грейферного режиму ($n = 0,6$)

$$G_z = Gn = 313600 \cdot 0,6 = 188160 \text{ Н} \quad (2.73)$$

Сила натягу вітки каната, яка намотується на барабан під час підймання вантажу:

$$F_n = \frac{G}{z\eta_n} \quad (2.74)$$

де z – кількість віток каната, на яких висить вантаж;

η_n – коефіцієнт корисної дії поліспада.

Кількість віток каната на яких висить вантаж розраховується за формулою:

$$z = ua \quad (2.75)$$

де u – кратність поліспада

a – кількість канатів намотаних на барабан.

Для крану вантажопідйомністю 32 т приймаємо здвоєний поліспаст, $a = 2$, кратністю $u = 2$. Таким чином

$$z = 2 \cdot 2 = 4$$

Коефіцієнт корисної дії у разі збігання каната рухомого блоку визначається за формулою:

$$\eta_n = \frac{(1 - \eta_{\delta}^i) \cdot \eta_{\delta}^{n\delta}}{(1 - \eta_{\delta}) \cdot i} = \frac{(1 - 0,97^2) \cdot 0,97}{(1 - 0,97^2) \cdot 2} = 0,926 \quad (2.76)$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\eta_{\text{бл}}$ – коефіцієнт корисної дії блоку з урахуванням жорсткості каната.

У механізмі застосовуємо підшипники кочення, тоді коефіцієнт корисної дії $\eta_6 = 0,98 \dots 0,97$. Для розрахунку приймаємо 0,97. Тоді:

$$\eta_n = \frac{(1 - 0,97^2) \cdot 0,97}{(1 - 0,97^2) \cdot 2} = 0,926$$

Сила натягу вітки каната, яка намотується на барабан під час підймання вантажу:

$$F_n = \frac{188160}{2 \cdot 2 \cdot 0,926} = 50854 \text{ Н}$$

Канат вибираємо за значенням розривної сили

$$F_p \geq F_n n_k \quad (2.77)$$

де n_k – коефіцієнт запасу міцності каната.

Канат призначений для вантажних робіт та групи 4 – $n_k = 5,5$. Таким чином:

$$F_p \geq 50854 \cdot 5,5 = 305124 \text{ Н}$$

2.3.2 Вибір каната

Обираємо сталевий канат подвійної завивки типу ЛК-3, конструкції 6×25(1+6; 6+12)+1о.с. відповідно до вимог стандарту. Діаметр каната становить $d_k = 24$ мм, а його розривне зусилля $S_p = 286160$ Н, з площею поперечного перерізу $F_K = 21486$ мм².

Діаметр барабана по дну канавки

$$D_{\text{б}} \geq d_k (e - 1) = 24(35 - 1) = 816 \text{ мм} \quad (2.78)$$

Діаметр блоку і барабана по центру намотанного каната

$$D_{\text{б}} \geq d_k e = 32 \cdot 24 = 840 \text{ мм} \quad (2.79)$$

де e – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи й типу вантажопідйомної машини, дорівнює 35.

Діаметр зрівняльного блоку

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_y = (0,6...0,8)D = 0,8 \cdot 840 = 672 \text{ мм}$$

2.3.3 Розрахунок барабану

Розрахуємо товщину стінки барабана.

Перша умова – з розрахунку на стиск

$$\delta = \frac{S_{\max}}{[\sigma_{cm}] \cdot t_n} = \frac{50854,1}{171,5 \cdot 28} = 10,6 \text{ МПа} \quad (2.80)$$

де t_n – крок нарізки канавок на барабан

σ_{cm} – допустиме напруження стиску;

k – коефіцієнт запасу міцності, дорівнює $k=4$ [3475/1/];

σ_y – межа міцності на стискання, так як барабан виготовляємо з чавуну СЧ15,
 $\sigma_y = 680 \text{ МПа}$.

Друга умова – впливає з умови технологічності виготовлення

$$\delta = 0,02D + (6...10) = 0,02 \cdot 816 + 7 = 23,32 \text{ мм}$$

Приймаємо товщину стінки барабана – 25 мм.

Довжина каната, намотуваного на барабан

$$L_k = H \cdot i = 32 \cdot 2 = 64 \text{ мм}$$

де H – сума висота підйому;

i – кратність поліспасти.

Число витків нарізки на барабані

$$z = \frac{L_k}{\pi D_{\delta}} + (1,5...2) = \frac{64}{3,14 \cdot 0,84} + 2 = 26,26 \approx 27 \quad (2.81)$$

Загальна довжина барабана визначається за виразом

$$L_{\delta} = l_n + l_z = 756 + 112 = 868 \text{ мм}$$

де l_n – довжина нарізки;

l_z – довжина витків кріплення.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.4 Розрахунок кріплення каната до барабана

Приведений коефіцієнт тертя між планкою та барабаном

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta} = \frac{0,15}{\sin 40^\circ} = 0,233 \quad (2.82)$$

Натяг каната перед притисною планкою

$$S_{\sigma} = \frac{S_{\max}}{e^{fa}} = \frac{50854,1}{e^{0,15 \cdot 4\pi}} = 8767,9 \text{ Н} \quad (2.83)$$

Сумарне зусилля затискних болтів (обираємо болт М22 зі сталі Ст3)

$$P = \frac{2S_{\sigma}}{(f + f_1)(e^{fa_1} - 1)} = \frac{2 \cdot 8767,9}{(0,15 + 0,233)(e^{0,15 \cdot 2\pi} - 1)} = 3779,7 \text{ Н} \quad (2.84)$$

Сумарне зусилля в болті при затягуванні кріплення з урахуванням розтягуючих та згинаючих зусиль

$$\sigma_c = \frac{1,3nP}{z \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{nP_u l}{0,1z d_1^3} = \frac{1,3 \cdot 1,8 \cdot 3777,7}{2 \frac{\pi \cdot 18,75^2}{4}} + \frac{1,8 \cdot 864 \cdot 26}{0,1 \cdot 2 \cdot 18,75^3} = 47,38 \text{ МПа} \quad (2.85)$$

де P_u – зусилля, що згинають болти.

$$P_u = Pf = 3779,7 \cdot 0,233 = 881 \text{ Н}$$

Допустима напруга у болті

$$\sigma_p = \frac{0,8\sigma_T}{1,5} = \frac{0,8 \cdot 215,6}{15} = 114,98 \text{ МПа}$$

Обраний болт задовольняє умові міцності, так як $\sigma_p \geq \sigma_c$.

2.3.5 Вибір вантажозахватного пристрою

Обираємо грейферний пристрій вагою 1206 кг.

Розраховуємо швидкість обертання барабана

$$V_{\sigma} = V_z \cdot i = 0,74 \cdot 2 = 1,6 \text{ м/с} \quad (2.86)$$

де V_z – швидкість підйому вантажу, м/с.

Частота обертання барабана

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_{\phi} = \frac{60V_{\phi}}{\pi D_{\phi}} = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,84} = 18,09 \text{ хв}^{-1} \quad (2.87)$$

Кутова швидкість барабана

$$\omega_{\phi} = \frac{\pi \cdot n_{\phi}}{30} = \frac{3,14 \cdot 18,09}{30} = 1,952 \quad (2.88)$$

2.3.6 Вибір електричного двигуна та редуктора

Визначення потужності приводу

$$N = \frac{QV_{\phi}}{1000\eta} = \frac{18860 \cdot 0,4}{1000 \cdot 0,85} = 108 \text{ кВт} \quad (2.89)$$

Приймаємо електродвигун K21R315MX6 із потужністю 110 кВт та частотою обертання 985 об/хв.

Виконуємо перерахунок необхідної потужності

$$N_n = N_{\phi} \sqrt{\frac{PB_{\phi}}{PB_n}} = 108 \sqrt{\frac{58}{60}} = 106,7 \text{ кВт} \quad (2.90)$$

Необхідне передаточне число редуктора

$$u_p = \frac{n_{\phi}}{n_{\phi}} = \frac{985}{18,09} = 54,4 \quad (2.91)$$

На основі розрахованої потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа редуктора та тривалості роботи обираємо циліндричний двоступеневий редуктор серії Ц2-650, який має номінальну частоту обертання 750 хв⁻¹, передаточне число 32,42 та потужність 87,1 кВт.

$$\Delta u = \frac{u_p - u_{pac}}{2} 100\% = \frac{54,4 - 54}{54} 100\% = 0,25\% < 5\% \quad (2.92)$$

Умова виконується.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.7 Перевірка двигуна на нагрівання

Потужність двигуна при підйомі номінального вантажу

$$N = \frac{QV_{\phi}}{1000\eta} = \frac{188160 \cdot 0,4}{1000 \cdot 0,85} = 108 \text{ кВт} \quad (2.93)$$

де $V_{\phi} = V = 0,4$ м/с – оскільки різниця між розрахунковим і фактичним передаточним числом редуктора незначна.

Номінальний момент обраного двигуна

$$M_n = 9750 \frac{N}{n} = 9750 \frac{110}{985} = 1088 \text{ Н·м} \quad (2.94)$$

Обертальний момент на валові двигуна при підйомі номінального вантажу

$$M_n = 9750 \frac{N}{n} = 9750 \frac{108}{985} = 1069 \text{ Н·м} \quad (2.95)$$

Коефіцієнт завантаження двигуна

$$a = \frac{M_{cm}}{M_n} = \frac{1088}{1069} = 1,02 \quad (2.96)$$

Час пуску складає $t_{on} = 1,8$ с.

Час розвантажування механізму при повороті з номінальним вантажем

$$t_n = t_{no} \cdot \frac{j_{np} \cdot \omega}{M_H} \quad (2.109)$$

Кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 985}{30} = 103,1 \text{ с}^{-1}$$

Момент інерції обертових мас приведених до вала двигуна:

$$\begin{aligned} J_{np1} &= \delta(J_p + J_M) + \frac{m \cdot R_{\sigma}^2}{u_M^2 \cdot \eta_M} = \\ &= 1,2(1,045 + 0,0936) + \frac{1798,1 \cdot 0,38^2}{129,68^2 \cdot 0,85} = 3,46 \text{ кг·м}^2 \end{aligned} \quad (2.97)$$

де J_M – момент інерції муфти;

$$J_M = u_p \cdot i = 32,42 \cdot 4 = 129,68 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.98)$$

Середній час робочої операції

$$t_p = \frac{L_p}{v_\phi} = \frac{8}{0,4} = 20 \text{ хв}$$

де L_p – середній робочий шлях.

$$L_p = \left(\frac{1}{4} \dots \frac{3}{4} \right) H = 8 \dots 24 \text{ м}$$

Прийmemo 8 м.

Визначаемо відношення

$$\frac{t_n}{t_p} = \frac{0,316}{20} = 0,013$$

Визначаемо

$$\gamma = \frac{N_e}{N_{HG}} = 0,74$$

Еквівалентна потужність

$$N_e = \gamma \cdot N_{HG} = 0,74 \cdot 108 = 64,74 \text{ кВт} \quad (2.99)$$

2.3.8 Вибір гальма

Розрахунковий гальмовий момент

$$M_z = \psi M_{cm} = 2,5 \cdot 706,9 = 2673 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.100)$$

де M_{cm} – статичний момент на валу двигуна при гальмуванні.

$$M_{cm} = \frac{Q(D + d_k) \eta_m}{2 \cdot u_p \cdot i \cdot a} = \frac{188160(0,816 + 0,024)0,85}{2 \cdot 32,42 \cdot 2 \cdot 2} = 517,9 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.101)$$

ψ – коефіцієнт запасу гальмування, дорівнює 2,5.

Приймаємо колодкове гальмо типу ТГУД-500-02: гальмівний момент становить 3200 Н·м, діаметр шківа 400 мм. Після вибору гальма здійснюється його налаштування для забезпечення необхідного розрахункового гальмівного моменту.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.9 Вибір муфт

Приймаємо пружну втулково-пальцеву муфту.

Номінальний момент двигуна

$$M_m = k_1 \cdot k_2 \cdot M_{кр} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 1056,2 = 2059,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Розрахунковий момент муфти

$$M_M = k_1 \cdot k_2 \cdot M_{кр} = 1,56 \cdot 1,5 \cdot 48819 = 114239 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.102)$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності;

k_2 – коефіцієнт, що враховує умови роботи муфти.

Приймаємо муфту МПВП-90: номінальний момент 3920 Н·м, момент інерції муфти 0,0936 кг·м².

Муфта зубчаста

$$M_{\bar{o}} = \frac{S_{\max} \cdot D_{\bar{o}}}{\eta} = \frac{50854,1 \cdot 0,816}{0,85} = 48819 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.103)$$

Для зубчастих муфт k_1 збільшується на 20% у порівнянні.

Обираємо зубчасту муфту МЗ з крутним моментом 147000 Н·м, модулем зубців 10 мм, кількістю зубців 48 і шириною 60 мм.

Розрахунок барабана за умовами дії згинального моменту та моменту, що крутить. Визначаємо крутний момент, який передає барабан, а також згинальний момент у випадку, коли підвіска знаходиться в крайньому положенні

$$M_{кр} = 2S_{\max} \cdot \frac{D_{\bar{o}} + d_{\kappa}}{2} = 2 \cdot 50854,1 \cdot \frac{0,84}{2} = 42717 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.104)$$

$$M_u = S_{\max} \cdot l' = 50854,1 \cdot 0,3 = 15256 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де l' – відстань від крапки додатка зусилля $S_{\max}$ до середини торцевого.

Складне напруги від вигину та крутіння

$$\sigma = \sqrt{\frac{M_u^2 + (\phi \cdot M_{кр})^2}{W}} = \sqrt{\frac{15256^2 + (0,75 \cdot 42717)^2}{0,014}} = 2,59 \text{ МПа} \quad (2.105)$$

де W – екваторіальний момент опору поперечного перетину барабана

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$W = 0,1 \cdot \frac{D^4 - D_2^4}{D} = \frac{0,816^4 - 0,756^4}{0,816} = 0,014 \text{ м}^3$$

Напруга від вигину й крутіння не повинна перевищувати 15% від напруги стиску:

$$\Delta = \frac{\sigma \cdot 100\%}{\sigma_{сж}} = \frac{2,37 \cdot 100\%}{171,5} = 1,38\% \leq 15\% \quad (2.106)$$

Умова виконується.

2.3.10 Розрахунок осі барабана

Вісь барабана виготовляється зі сталі 45, границя міцності $\sigma_s = 600$ МПа.

При номінальному вантажі на гаку рівнодійна сил у вітках каната буде на відстані $l_B = 414$ мм, довжина між опорами $l = 1098$ мм.

Реакція в опорах:

$$R_A = \frac{2S_{\max} l_B}{l} = \frac{2 \cdot 50854 \cdot 414}{1098} = 38349 \text{ Н} \quad (2.107)$$

$$R_B = 2S_{\max} - R_A = 2 \cdot 50854 - 38349 = 63359 \text{ Н} \quad (2.108)$$

Сила, яка діє на вісь з боку маточини барабана,

$$R_D = \frac{2S_{\max} (l_C - l_D) l_B}{l_C} = \frac{2 \cdot 50854 (688 - 274)}{688} = 63359 \text{ Н} \quad (2.109)$$

$$R_C = 2S_{\max} - P_D = 2 \cdot 50854 - 63359 = 40506 \text{ Н} \quad (2.110)$$

Згинальний момент:

$$M_C = R_A a = 38349 \cdot 0,25 = 9587 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_D = R_B b = 63359 \cdot 0,14 = 8870 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр осі барабана

$$d = 2,2 \sqrt[3]{\frac{M_{32}}{[\sigma_{32}]}} \quad (2.111)$$

де $[\sigma_{32}]$ – допустиме згинальне напруження для матеріалу осі.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для сталі 45 та режиму роботи 4-ї групи навантаження, симетричний цикл, $[\sigma_{32}] = 54 \text{ МПа}$.

Діаметр осі барабана

$$d = 2,2 \sqrt[3]{\frac{9587}{54 \cdot 10^6}} = 0,11 \text{ м.}$$

Приймаємо $d = 120 \text{ мм}$.

Розрахунок осі барабана на міцність.

Запас міцності осі визначаємо за формулою

$$n_m = \frac{n_{m\sigma} n_{m\tau}}{\sqrt{n_{m\sigma}^2 + n_{m\tau}^2}} > k_m, \quad (2.112)$$

де $n_{m\sigma}$ – запас міцності за нормальними напруженнями;

$n_{m\tau}$ – запас міцності за дотичними напруженнями;

k_m – найменший допустимий запас міцності відносно границі текучості.

Запас міцності за нормальними та дотичними напруженнями визначаємо за виразами

$$n_{m\sigma} = \frac{\sigma_m}{\sigma}, \quad (2.113)$$

$$n_{m\tau} = \frac{\tau_m}{\tau}, \quad (2.114)$$

де σ і τ – нормальне і дотичне напруження в розрахунковому перерізі;

σ_m і τ_m – границі текучості при розтягання та скручуванні матеріалу.

Нормальне напруження від згинального моменту

$$\sigma = \frac{M_{32}}{W} = \frac{M_D}{0,1 d^3 e'} \quad (2.115)$$

де e' – поправочний коефіцієнта, для шпонкового з'єднання складає 0,9.

$$\sigma = \frac{8870}{0,1 \cdot 0,12^3 \cdot 0,9} = 57 \text{ МПа}$$

Нормальні дотичні напруження від поперечної сили

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau = 1,33 \frac{Q_n}{S} = \frac{R_B}{0,785 d^2 e'_f} \quad (2.116)$$

де e'_f – поправочний коефіцієнта, для шпонкового з'єднання складає 0,97;

S – площа поперечного перерізу.

$$\tau = \frac{63359}{0,785 \cdot 0,12^2 \cdot 0,97} = 4,5 \text{ МПа} \quad (2.117)$$

Границі текучості при розтягання та скручуванні матеріалу визначаємо за виразом

$$\sigma_m = \sigma'_m \varepsilon_m \quad (2.118)$$

$$\tau_m = \tau'_m \varepsilon_m \quad (2.119)$$

де σ'_m і τ'_m – гранці текучості матеріалу (для сталі 45 $\sigma'_m = 355$ МПа, $\tau'_m = 205$ МПа);

ε_m – масштабний фактор (дорівнює $\varepsilon_m = 0,76$ для валу діаметром $d = 110$ мм).

$$\sigma_m = 355 \cdot 0,76 = 269,8 \text{ МПа}$$

$$\tau_m = 205 \cdot 0,76 = 155,8 \text{ МПа}$$

Запаси міцності за нормальними та дотичними напруженнями

$$n_{m\sigma} = \frac{269,8}{57} = 4,7;$$

$$n_{m\tau} = \frac{155,8}{4,5} = 34,6.$$

Найменший допустимий запас міцності відносно границі текучості $k_m = 2,0$ оскільки відношення $\sigma_s / \sigma_m = 600 / 269,8 = 2,22 \geq 1,4$.

Запас міцності у разі сумісної дії нормальних та дотичних напружень

$$n_m = \frac{4,7 \cdot 34,6}{\sqrt{4,7^2 + 34,6^2}} = 4,7 > k_m = 2,0,$$

У зв'язку з тим, що відношення $\sigma_m / \sigma_{-1} = 269,8 / 205 = 1,3$, а відношення $M_{\max \kappa \chi} / M_{\max \partial \chi} = 1,5$ то значення коефіцієнту $\nu = 4$ для концентратора напружень шпонковий паз.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином $n_m = 4,7 > v = 4$ вал не розраховуємо на втому.

2.3.11 Вибір підшипників на валу барабану

Розрахункове навантаження на вальниці (опора В)

$$G_p = k_z R_B \quad (2.120)$$

де $k_z = 1,5$ – коефіцієнт запасу для режиму роботи 4-ї групи

$$G_p = 1,5 \cdot 693359,2 = 95038,8 \text{ Н}$$

Для діаметра цапфи 90 мм приймаємо вальницю із зовнішнім діаметром 190 мм, висотою 43 мм – роликовий радіальний сферичний дворядний № 318 зі статичною підіймальною силою 98980 Н.

Радіальні сили, що діють на підшипник за режимом роботи 4-ї групи (опора А):

$$F_{r1} = R_A = 38349 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = 0,75 F_{r1} = 0,75 \cdot 38349 = 2880 \text{ Н}$$

$$F_{r3} = 0,2 F_{r1} = 0,2 \cdot 38349 = 7478 \text{ Н}$$

$$F_{r4} = 0,05 F_{r1} = 0,05 \cdot 38349 = 1917 \text{ Н}$$

Номінальна довговічність вальниці визначається за виразом

$$L = \frac{60n_{\bar{o}}}{10^6} L_h \quad (2.121)$$

де $n_{\bar{o}}$ – частота обертання барабану

L_h – ресурс вальниці, $L_h = 3500$ год.

Частота обертання барабану розраховується за виразом:

$$n_{\bar{o}} = \frac{60v_1 u}{\pi D_{\bar{o}}} \quad (2.122)$$

де v_1 – швидкість підйому вантажу, $v_1 = 0,15$ м/с.

$$n_{\bar{o}} = \frac{60 \cdot 0,15 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,84} = 6,8 \text{ об/хв.}$$

Номінальна довговічність вальниці та при різних рівнях навантаження

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = \frac{60 \cdot 6,8}{10^6} 3500 = 1,43 \text{ млн. об};$$

$$L_1 = L_3 = 0,1 L = 0,1 \cdot 1,43 = 0,143 \text{ млн. об}$$

$$L_2 = 0,5 L = 0,5 \cdot 1,43 = 0,715 \text{ млн. об}$$

$$L_4 = 0,3 L = 0,3 \cdot 1,43 = 0,429 \text{ млн. об}$$

Еквівалентні сили, діють на радіальний роликові вальниці визначаємо за формулою:

$$P = (XVF_r + YF_a) k_{\delta} k_t, \quad (2.123)$$

де X, Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження, $X = 1, Y = 0$;

V – коефіцієнт обертання, при обертанні зовнішнього кільця $V = 1,0$;

F_a – навантаження осеве, $F_a = 0$;

k_{δ} – коефіцієнт безпеки, $k_{\delta} = 1,2$;

k_t – температурний коефіцієнт, $k_t = 1$ робоча температура не перевищує 100°C ;

Таким чином

$$P_1 = (XVF_{r1} + YF_a) k_{\delta} k_t = 1 \cdot 1 \cdot 38349 \cdot 1,2 \cdot 1 = 46019 \text{ Н},$$

$$P_2 = (XVF_{r2} + YF_a) k_{\delta} k_t = 1 \cdot 1 \cdot 28762 \cdot 1,2 \cdot 1 = 34514 \text{ Н},$$

$$P_3 = (XVF_{r3} + YF_a) k_{\delta} k_t = 1 \cdot 1 \cdot 7478 \cdot 1,2 \cdot 1 = 8974 \text{ Н},$$

$$P_4 = (XVF_{r4} + YF_a) k_{\delta} k_t = 1 \cdot 1 \cdot 1917 \cdot 1,2 \cdot 1 = 2301 \text{ Н},$$

Еквівалентну силу визначаємо за виразом:

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + P_4^3 L_4}{L}} = \quad (2.124)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{18585^3 \cdot 0,277 + 13939^3 \cdot 1,35 + 3624^3 \cdot 0,277 + 939^3 \cdot 0,81}{2,6}} = 7210 \text{ Н}$$

Динамічна вантажопідіймальна сила вальниці

$$C = L^{\frac{1}{\alpha}} P \quad (2.125)$$

де α – показник ступеня, для роликових вальниць $\alpha = 3,33$.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C = 2,6^{1/3,33} \cdot 7210 = 10092 \text{ Н}$$

Для опори А приймаємо роликовий радіальний сферичний дворядний № 3517 зі статичною підйнятною силою 130470 Н.

2.3.12 Розрахунок динамічних навантажень

Приведена маса обертових деталей

$$m_1 = \frac{\delta(J_p + J_m)}{R_o^2 + R_k^2} u_m^2 \eta_m \quad (2.126)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує моменти інерції інших обертових деталей приводу, дорівнює 1,2;

J_p, J_m – моменти інерції ротора двигуна, муфти та інших елементів на швидкохідному валу (у прикладі сума компонентів;

u_m – передавальне число механізму, складає 19,88;

η_m – коефіцієнт корисної дії механічної передачі, складає 0,85;

R_o – радіус барабана механізму, складає 0,19 м;

R_k – радіус каната, складає 0,0105 м.

$$m_1 = \frac{1,2(1,02 + 1,5 + 2,25)}{0,19^2 + 0,0105^2} 19,88^2 \cdot 0,85 = 48000 \text{ кг}$$

Твердість канатного поліспасти визначаємо за виразом

$$C_n = \frac{E_k F_k z}{l} \quad (2.127)$$

де E_k – модуль пружності каната;

F_k – площа поперечного перетину дротів каната;

z – кількість гілок канатів, на яких утримується вантаж;

l – довжина поліспасти

$$C_n = \frac{1,2 \cdot 10^6 \cdot 16703 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 9,81}{30} = 60,3 \text{ Н/м}$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Розглянемо випадок коли при пуску вантаж піднімається. У цьому випадку до ваги вантажу прикладена рушійна сила, яка визначається за виразом

$$P = \frac{M_{n\max} u_M \eta_M}{R_{\delta} + R_k} = \frac{2,32 M_{n\max} u_M \eta_M}{R_{\delta} + R_k} = 113000 \text{ Н} \quad (2.128)$$

$$= \frac{2,32 \cdot 570 \cdot 19,88 \cdot 0,85}{0,19 + 0,105} = 113000$$

Власна кутова частота

$$p = \sqrt{\frac{C(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} = \sqrt{\frac{66,3(490,5 + 37,8)}{490,5 \cdot 37,8}} = 14,5 \text{ с}^{-1} \quad (2.129)$$

Період власних коливань

$$T = \frac{2\pi}{p} = \frac{2 \cdot 3,14}{14,5} = 0,4 \text{ с} \quad (2.130)$$

Динамічні зусилля в пружних зв'язках при пуску складає

$$P_{\partial\max} = Q + 2(P - Q) \frac{m_2}{m_1 m_2} = 6008 + 2(11508 - 6008) \frac{3780}{49048 + 3780} = 54097 \text{ Н}$$

Коефіцієнт динамічності при пуску визначаємо за виразом

$$k_{\partial} = \frac{P_{\partial\max}}{Q} = \frac{6105}{6008} = 1,02 \text{ с} \quad (2.131)$$

Динамічні впливи на механізм визначаємо за виразом

$$P_{\partial\max}^{M-M} = V_0 \sqrt{m_2 C} + Q = 0,9 \sqrt{56,24 \cdot 3780} + 6008 = 5030 \text{ Н} \quad (2.132)$$

Швидкість підхоплення – приймається рівною швидкості механізму підйому.

3 РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

3.1 Розрахунок і вибір ширини стрічки

Стрічковий конвеєр призначений для транспортування насипного вантажу, мінеральних добрив. Середня щільність мінеральних добрив $\rho_p = 650 \dots 1300 \text{ кг/м}^3$, приймаємо $\rho_p = 1200 \text{ кг/м}^3$. Коефіцієнт розпушення мінеральних добрив $k_p = 1,15 \dots 1,30$, приймаємо $k_p = 1,2$. Розмір фракції, яка транспортується $1 \dots 5 \text{ мм}$, приймаємо $a_{\max} = 5 \text{ мм}$. Кут природного укосу дорівнює $30 \dots 35^\circ$, приймаємо $\varphi_p = 35^\circ$. Коефіцієнт тертя вантажу об стрічку $f_1 = 0,4 \dots 0,6$ та сталь $f_2 = 0,42$. Продуктивність конвеєра $\Pi = 500 \text{ т/год} = 0,5 \cdot 10^6 \text{ кг/год}$.

Траса конвеєра: довжина $L = 300 \text{ м}$; відрізки траси $L_1 = 50 \text{ м}$, $L_2 = 50 \text{ м}$, $L_4 = 200 \text{ м}$; кут уклону конвеєра $\beta = 17 \dots 27^\circ$, приймаємо $\beta = 20^\circ$ на відрізку L_2 .

Конвеєр працює в технологічному ланцюзі, завантажується краном, розвантажується двобарабанним розвантажувальним пристроєм, експлуатується на відкритому повітрі при температурі від $-10 \dots 40^\circ \text{C}$. Привід розміщений у головній частині конвеєра. Натяжний пристрій – вантажний, розміщений біля приводу.

Швидкість руху стрічки, на якій транспортується мінеральні добрива складає $1,6 \dots 3,5 \text{ м/с}$, приймаємо $v = 3,0 \text{ м/с}$, ширина стрічки коливається в межах $800 \dots 1000 \text{ мм}$.

Ширину стрічки визначаємо за виразом

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi}{C k_y v \rho_p}} + 0,05 \right) \quad (3.1)$$

де C – коефіцієнт продуктивності;

k_y – коефіцієнт, що враховує зменшення продуктивності на похилих ділянках конвеєра.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Коефіцієнт продуктивності $C = 625$ для жолобчастої трироlikовій опори з кутом нахили бокових роликів $\alpha = 30^\circ$ та кутом укоосу насипаного на стрічку вантажу $\varphi_p = 45^\circ$.

Для кута уклону конвеєра $\beta = 20^\circ$ коефіцієнт $k_y = 0,81$.

Ширина стрічки

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{500}{625 \cdot 0,81 \cdot 3 \cdot 1,2}} + 0,05 \right) = 0,632 \text{ м}$$

Якщо конвеєр переміщую вантаж де 12 % складають куски розміром $a_{\max} = 100$ мм, ширина стрічки повинна відповідати умові

$$B \geq (2,7 \dots 3,2) a_{\max} = (2,7 \dots 3,2) \cdot 100 = 270 \dots 320 \text{ мм}$$

Умова виконується. Відповідно до стандарту приймаємо ширину стрічки $B = 800$ мм.

3.2 Тяговий розрахунок стрічкового конвеєра

Вибираємо привід конвеєра з одним ведучим барабаном, кут обхвату складає $\alpha = 240^\circ$. Поверхня барабана футерована гумою. Натяг у вітці, що набігає визначаємо за формулою

$$S_{17} \leq S_1 e^{f\alpha} \quad (3.2)$$

де f – коефіцієнт тертя стрічки по гумі, складає $f = 0,4$.

При кути обхвату $\alpha = 240^\circ$ та коефіцієнту тертя $f = 0,4$, складова $e^{f\alpha} = 5,34$. Таким чином рівняння (3.2) має вид

$$S_{17} \leq 5,34 S_1 \quad (3.3)$$

Навантаження від транспортного вантажу

$$q = \frac{Pq}{3,6v} = \frac{500 \cdot 9,8}{3,6 \cdot 3} = 453,7 \text{ Н/м}$$

Навантаження від обертових роликів робочої та неробочої віток

$$q'_p = \frac{G'_p}{l'_p} = \frac{m'_p g}{l'_p}, \quad (3.4)$$

$$q_p'' = \frac{G_p''}{l_p''} = \frac{m_p'' g}{l_p''} \quad (3.5)$$

де G_p' , G_p'' – ваги обертових роликів для підтримання робочої та неробочої віток стрічки;

m_p' , m_p'' – маси обертових частин конвеєрних роликів жолобчастої та прямої роликоопори;

l_p' , l_p'' – відстані між роликоопорами робочої та неробочої віток.

Маса обертових частин складають $m_p' = 22$ кг, $m_p'' = 19$ кг.

Відстань між роликоопорами: робочої вітки $l_p' = 1,3$ м; неробочої вітки $l_p'' = (2 \dots 2,5) l_p' = (2 \dots 2,5) \cdot 1,3 = 2,6 \dots 3,25$ м. Приймаємо $l_p'' = 3$ м.

Навантаження від обертових роликів робочої та неробочої віток

$$q_p' = \frac{22 \cdot 9,8}{1,3} = 165,8 \text{ Н/м},$$

$$q_p'' = \frac{19 \cdot 9,8}{3} = 62,1 \text{ Н/м}$$

Геометричні розміри роликоопори: для робочої вітки $d_p = 127$ мм, $C = 20$ мм, $a \approx 0,06B = 0,06 \cdot 800 = 48$ мм, $\alpha = 30^\circ$, $l = 315$ мм; для неробочої вітки $d_p = 127$ мм, $l_k = 900$ мм.

Потужність двигуна приводу конвеєра

$$P = \frac{k_1 \Pi}{367 \eta_m} (L \omega \pm H), \quad (3.6)$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує опір рухові стрічки на барабанах та інші опори, складає $1,15 \dots 1,5$ приймаємо $k_1 = 1,5$;

ω – коефіцієнт опору рухові стрічки, для відкритого повітря $\omega = 0,04$;

H – висота конвеєру, приймаємо $H = 16,5$ м.

$$P = \frac{1,5 \cdot 500}{367 \cdot 0,85} (300 \cdot 0,04 + 16,5) = 68,5 \text{ кВт.}$$

Тягове зусилля в стрічці

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{P\eta_m}{v} 10^3 = \frac{68,5 \cdot 10^3 \cdot 0,85}{3} = 18643 \text{ Н}$$

Зусилля у збіжній вітці

$$S_{зб} = S_1 = \frac{F}{e^{fv} - 1} = \frac{18643}{5,34 - 1} = 4296 \text{ Н}$$

Зусилля в набіжній вітці

$$S_{нб} = S_{17} = \frac{F e^{fv}}{e^{fv} - 1} = \frac{18643 \cdot 5,34}{5,34 - 1} = 22939 \text{ Н}$$

Кількість основних прокладок стрічки

$$i = \frac{S_{17} n_c}{\sigma_p B} \quad (3.7)$$

де n_c – запас міцності стрічки, для синтетичної тканини $n_c = 10$;

σ_p – міцність стрічки з прокладками із синтетичної тканини, $\sigma_p = 147 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$

$$i = \frac{22939 \cdot 10}{147 \cdot 10^3 \cdot 0,8} \approx 2$$

Для попередніх розрахунків приймаємо стрічку з $i = 4$.

Лінійна вага стрічки

$$q_0 = \rho_c B (\delta i + h_1 + h_2) g \quad (3.8)$$

де ρ_c – щільність прокладки, $\rho_c = 1100 \text{ кг/м}^3$;

δ – товщині прокладки, $\delta = 1,25 \text{ мм}$;

h_1, h_2 – товщина верхньої та нижньої обкладок, $h_1 = 4 \text{ мм}$, $h_2 = 2 \text{ мм}$.

$$q_0 = 1100 \cdot 0,8 (1,25 \cdot 4 + 4 + 2) \cdot 9,8 \cdot 10^{-3} = 95 \text{ Н/м}$$

Натяги у характерних точках тягового контуру

$$S_2 = k S_1,$$

де k – коефіцієнт збільшення натягу у стрічці при обхваті барабана.

Кут обхвату менше ніж 90° тому коефіцієнт збільшення натягу у стрічці при обхваті барабана $k = 1,03$.

$$S_2 = 1,03 S_1,$$

$$S_3 = kS_2 = 1,04 \cdot 1,03S_1 = 1,07S_1,$$

$$S_4 = kS_3 = 1,05 \cdot 1,07S_1 = 1,12S_1,$$

$$S_5 = kS_4 = 1,04 \cdot 1,12S_1 = 1,165S_1,$$

$$S_6 = S_5 + W_{5-6}$$

де W_{5-6} – опір рухові на відрітку 5 – 6

Опір рухові визначаємо за виразом

$$W_{5-6} = (q_0 + q_p'')L_{5-6}\omega''$$

де L_{5-6} – відрізок рухомої стрічки, $L_{5-6} = L_4 = 200$ м.

ω'' – опір рухові неробочої вітки стрічки, $\omega'' = 0,035$.

$$S_6 = 1,165S_1 + (q_0 + q_p'')L_{5-6}\omega'' = 1,165S_1 + (95 + 62,1) \cdot 200 \cdot 0,035 = 1,165S_1 + 1100$$

$$S_7 = kS_6 = 1,03(1,165S_1 + 1310) = 1,2S_1 + 1133$$

$$\begin{aligned} S_8 &= S_7 + W_{7-8} = S_7 + q_0L_{7-8}(\omega'' \cos \beta - \sin \beta) + q_p''L_{7-8}\omega'' = \\ &= 1,2S_1 + 1133 + 95 \cdot 50(0,035 \cos 20^\circ - \sin 20^\circ) + 62,1 \cdot 50 \cdot 0,035 = 1,2S_1 - 17,1 \end{aligned}$$

$$S_9 = kS_8 = 1,03(1,2S_1 - 17,1) = 1,24S_1 - 17,6,$$

$$\begin{aligned} S_{10} &= S_9 + W_{9-10} = S_9 + (q_0 + q_p'')L_{9-10}\omega'' = \\ &= 1,24S_1 - 17,6 + (95 + 62,1) \cdot 50 \cdot 0,035 = 1,24S_1 + 257 \end{aligned}$$

$$S_{11} = kS_{10} = 1,05(1,24S_1 + 257) = 1,3S_1 + 270,$$

$$S_{12} = S_{11} + W_{3,0}$$

де $W_{3,0}$ – опір рухові стрічки на завантажувальній ділянці.

Опір рухові стрічки визначаємо за виразом

$$W_{3,0} = \frac{c\Pi}{3,6}(v - v_0 + f_1\sqrt{2gh'})$$

де c – коефіцієнт, що враховує опір рухові від тертя матеріалу об бокові стінки завантажувальної лійки та об стрічку, від руху стрічки в завантажувальній частині з насипним вантажем та гідростатичним тиском потоку матеріалу, $c = 1,5$;

v_0 – складова швидкості вантажу вздовж стрічки, $v_0 = 0$;

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

h' – висота, з якої вантаж падає на стрічку, $h' = 1$ м.

$$W_{3,0} = \frac{1,5 \cdot 500}{3,6} (3 - 0 + 0,57 \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 1}) = 1151 \text{ Н}$$

$$S_{12} = 1,3S_1 + 270 + 1151 = 1,3S_1 + 1421$$

$$S_{13} = S_{12} + W_{12-13} = S_{12} + (q + q_0 + q_p'') L_{12-13} \omega'$$

де ω' – опір рухові робочої вітки стрічки, $\omega' = 0,04$.

$$S_{13} = 1,3S_1 + 1421 + (453,7 + 95 + 62,1) \cdot 50 \cdot 0,04 = 1,3S_1 + 2643$$

$$\begin{aligned} S_{14} &= S_{13} + W_{13-14} = S_{13} + (q_0 + q_p'') L_{13-14} (\omega' \cos \beta + \sin \beta) + q_p' L_{13-14} \omega' = \\ &= 1,3S_1 + 2643 + (95 + 62,1) \cdot 50 \cdot (0,04 \cos 20^\circ + \sin 20^\circ) + 165,8 \cdot 50 \cdot 0,04 = \\ &= 1,3S_1 + 5956 \end{aligned}$$

$$S_{15} = S_{14} e^{\omega' \alpha_1},$$

де α_1 – кут $\alpha_1 = 18^\circ = 0,314$ рад.

$$S_{15} = (1,3S_1 + 5956) \cdot 2,71^{0,04 \cdot 0,314} = 1,313S_1 + 6016,$$

$$S_{16} = S_{15} + W_{15-16} = S_{15} + (q + q_0 + q_p'') L_{15-16} \omega'$$

де L_{15-16} – відрізок рухомої стрічки, для правого положення розвантаженого візка $L_{15-16} = L_4 = 200$ м.

$$S_{16} = 1,313S_1 + 6016 + (453,7 + 95 + 62,1) \cdot 200 \cdot 0,04 = 1,313S_1 + 10902$$

$$S_{17} = (S_{16} + qH_1) k^2$$

де H_1 – висота підняття вантажу розвантажувальним візком, $H_1 = 2,5$.

$$S_{17} = (1,313S_1 + 10902 + 453,7 \cdot 2,5) 1,05^2 = 1,45S_1 + 13270$$

Розв'язуємо систему рівняння

$$\left. \begin{aligned} S_{17} &= 1,45S_1 + 13270 \\ S_{17} &= 5,34S_1 \end{aligned} \right\}$$

отримуємо $S_1 = 3411$ Н, $S_{17} = 18215$ Н.

Визначимо числові значення натягів стрічки у характерних точках:

$$S_2 = 1,03S_1 = 1,03 \cdot 3411 = 3513 \text{ Н}$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

$$S_3 = 1,07S_1 = 1,07 \cdot 3411 = 3650 \text{ Н}$$

$$S_4 = 1,12S_1 = 1,12 \cdot 3411 = 3820 \text{ Н}$$

$$S_5 = 1,165S_1 = 1,165 \cdot 3411 = 3974 \text{ Н}$$

$$S_6 = 1,165S_1 + 1100 = 1,165 \cdot 3411 + 1100 = 5074 \text{ Н}$$

$$S_7 = 1,2S_1 + 1133 = 1,2 \cdot 3411 + 1133 = 5226 \text{ Н}$$

$$S_8 = 1,2S_1 - 17,1 = 1,2 \cdot 3411 - 17,1 = 4076 \text{ Н}$$

$$S_9 = 1,24S_1 - 17,6 = 1,24 \cdot 3411 - 17,6 = 4212 \text{ Н}$$

$$S_{10} = 1,24S_1 + 257 = 1,24 \cdot 3411 + 257 = 4487 \text{ Н}$$

$$S_{11} = 1,3S_1 + 270 = 1,3 \cdot 3411 + 270 = 4704 \text{ Н}$$

$$S_{12} = 1,3S_1 + 1421 = 1,3 \cdot 3411 + 1421 = 5855 \text{ Н}$$

$$S_{13} = 1,3S_1 + 2643 = 1,3 \cdot 3411 + 2643 = 7077 \text{ Н}$$

$$S_{14} = 1,3S_1 + 5956 = 1,3 \cdot 3411 + 5956 = 10390 \text{ Н}$$

$$S_{15} = 1,313S_1 + 6016 = 1,313 \cdot 3411 + 6016 = 10495 \text{ Н}$$

$$S_{16} = 1,313S_1 + 10902 = 1,313 \cdot 3411 + 10902 = 15381 \text{ Н}$$

Максимальний прогін між роликами повинен задовольняти вимовам:

– для ненавантаженої вітки $l''_p = 3 \text{ м}$

$$y_{\max} = \frac{q_0 (l''_p)^2}{8S_{\min}} \leq 0,025l''_p \quad (3.9)$$

$$y_{\max} = \frac{95 \cdot 3^2}{8 \cdot 3974} = 0,027 \leq 0,025 \cdot 3 = 0,075 \text{ м}$$

– для робочої вітки при $l'_p = 1,2 \text{ м}$

$$y_{\max} = \frac{(q + q_0) (l'_p)^2}{8S_{\min}} \leq 0,025l'_p \quad (3.10)$$

$$y_{\max} = \frac{(453,7 + 95) 1,2^2}{8 \cdot 5855} = 0,017 \leq 0,025 \cdot 1,2 = 0,03 \text{ м}$$

Прогін стрічки при мінімальному її натягу відповідає допустимій нормі.

Радіус перегину стрічки на кривих

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

$$R_1 \geq 12B = 12 \cdot 0,8 = 9,6 \text{ м}$$

Приймаємо радіус $R_1 = 10 \text{ м}$. Визначаємо довжину дуги

$$L_3 = \frac{2\pi R_1 18^\circ}{360^\circ} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 18^\circ}{360^\circ} = 3,14 \text{ м}$$

Мінімальний радіус перегину незавантаженої стрічки на кривих опуклістю вниз незавантаженої стрічки

$$R_{\min} \geq \frac{S_{13}}{q_0} = \frac{7077}{95} = 74,5 \text{ м} \quad (3.11)$$

Мінімальний радіус якщо стрічка завантажена

$$R_{\min} \geq \frac{S_{13}}{q + q_0} = \frac{7077}{453,7 + 95} = 12,9 \text{ м} \quad (3.12)$$

Приймаємо $R_{\min} = 80 \text{ м}$.

3.3 Вибір параметрів приводу

Опір рухові стрічки визначаємо за виразом

$$W_0 = S_{17} - S_1 = 18215 - 3411 = 14804 \text{ Н}$$

Розрахункова потужність електродвигуна приводу конвеєра (коефіцієнт корисної дії приводу $\eta_m = 0,85$)

$$P_p = \frac{W_0 v}{10^3 \eta_m} = \frac{14804 \cdot 3}{10^3 \cdot 0,85} = 52 \text{ кВт}$$

Потужність двигуна, з врахуванням коефіцієнту запасу потужності $n_y = 1,1 \dots 1,2$

$$P = n_y P_p = 1,2 \cdot 52 = 62,4 \text{ кВт}$$

Приймаємо асинхронний електродвигун типу 4АНК250М6У3 з фазовим ротором: потужність двигуна $P = 75 \text{ кВт}$; максимальний момент $M_{n \max} = 140 \text{ Н}\cdot\text{м}$, момент інерції ротора $I_p = 1,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, частота обертання $n = 1000 \text{ об/хв}$ ($\omega = 104,7 \text{ рад/с}$), $M_{m \max}/M_n = 2,5$.

Кут нахилу бокових роликів жолобчастих роликоопор складає 30° , приймаємо стрічку з прокладками з синтетичної тканини з границею міцності $\sigma_p = 147 \cdot 10^3$ Н/м прокладки. Стрічка навантажена максимальним натягом $S_{\max} = S_{17} = 18215$ Н, запас міцності $n_c = 10$.

Кількість основних прокладок визначається за формулою

$$i = \frac{S_{\max} n_c}{\sigma_p B} = \frac{18215 \cdot 10}{147 \cdot 10^3 \cdot 0,8} \approx 2$$

Попередньо обрана стрічка відповідає умовам міцності.

Діаметр привідного барабану визначаємо за виразом

$$D_{\delta} = a_1 i \quad (3.13)$$

де a_1 – коефіцієнт, що залежить від типу стрічки, для стрічки з прокладками з синтетичної тканини, $a_1 = 160..170$.

$$D_{\delta} = 170 \cdot 4 = 680 \text{ мм}$$

Приймаємо $D_{\delta} = 800$ мм.

Діаметр привідного барабана перевіряємо на допустимий тиск між стрічкою та поверхнею барабана за виразом

$$p = \frac{2S_{17}}{D_{\delta} B} \leq [p] \quad (3.14)$$

$$p = \frac{2 \cdot 18215}{0,8 \cdot 0,8} = 0,06 \text{ МПа} \leq [p] = 0,4 \text{ МПа}$$

Діаметр кінцевого та натяжного барабанів

$$D_1 = 0,8 D_{\delta} = 0,8 \cdot 800 = 640 \text{ мм}$$

Приймаємо $D_1 = 630$ мм

Діаметр відхиляючих барабанів

$$D_2 = 0,65 D_{\delta} = 0,65 \cdot 800 = 520 \text{ мм}$$

Приймаємо $D_2 = 500$ мм

Довжина кожного барабана визначаємо за виразом

$$L_{\delta} = B + a_{\delta}$$

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

де a_{δ} – коефіцієнт, що залежить від ширини стрічки, для ширини стрічки $B = 800$ мм складає $a_{\delta} = 150$ мм.

$$L_{\delta} = 800 + 150 = 950 \text{ мм}$$

Частота обертання привідного барабана визначаємо за виразом

$$n_{\delta} = \frac{60v}{\pi D}$$

де D – діаметр барабана з врахуванням товщини гумової футеровки.

$$D = D_{\delta} + 2\Delta_{\phi}$$

де Δ_{ϕ} – товщина гумової футеровки, $\Delta_{\phi} = 28$ мм.

Тоді

$$D = 0,8 + 2 \cdot 0,028 = 0,856 \text{ м}$$

Частота обертання

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,856} = 67 \text{ об/хв}$$

Передаточне число редуктора приводу конвеєра

$$u_{p.p} = \frac{n}{n_{\delta}} = \frac{1000}{67} = 14,9$$

Розрахункова потужність редуктора

$$P_{ред} = k_p P_p$$

де k_p – коефіцієнт умов роботи, для спокійного характеру роботи $k_p = 1,25$.

$$P_{ред} = 1,25 \cdot 52 = 65 \text{ кВт}$$

Приймаємо двоступінчастий редуктор типу КЦ1-400: загальне передаточне число $u_p = 16$; схема складання 1; частота обертання швидкохідного валу $n = 650$ об/хв; потужність на швидкохідному валу редуктора $P_{ред} = 67$ кВт; міжосьова відстань $A = 400$ мм.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Вибір параметрів гальм

Конвеєр призначено для роботи в транспортному потоці. Шлях руху конвеєрної стрічки при зупиненні приводу не повинен перевищувати 2,5 м.

Тривалість гальмування при лінійному зменшенні швидкості стрічки від $v = 3$ м/с до $v_0 = 0$ визначаємо за формулою

$$t_2 = \frac{2l_p}{v + v_0} = \frac{2 \cdot 2,5}{3} = 1,7 \text{ с.}$$

Статичний момент на валу двигуна під час гальмування

$$W_{cm.2} = \frac{W_0 D}{2u_p \eta_m} = \frac{14804 \cdot 0,856}{2 \cdot 16 \cdot 0,85} = 456 \text{ Н·м.} \quad (3.15)$$

Зведений до валу двигуна момент інерції усіх мас конвеєра під час гальмування

$$I_{зв.2} = \delta \left(I_p + \sum I_m \right) + \frac{m_k R^2}{u_p^2 \eta_m} \quad (3.16)$$

де m_k – зведена маса рухомих частин конвеєра і вантажу, що транспортується.

Зведена маса розраховується за формулою

$$m_k = k_{np} \left[(m + 2m_0) L + k_{шв} m_{об} \right] \quad (3.17)$$

де k_{np} – коефіцієнт, що враховує пружне видовження стрічки внаслідок, для прокладних стрічок становить $k_{np} = 0,5 \dots 0,7$ при довжині конвеєра $L = 300$ м приймаємо $k_{np} = 0,7$;

m – лінійна маса транспортованого насипного вантажу;

m_0 – лінійна маса стрічки;

$m_{об}$ – маса обертових частин роликів і барабанів конвеєра;

$k_{шв}$ – коефіцієнт, який враховує кутову швидкість частини обертових мас, $k_{шв} = 0,7 \dots 0,9$, приймаємо 0,7.

Лінійна маса транспортованого насипного вантажу розраховуємо за формулою

$$m = \frac{\Pi}{3,6v} = \frac{500}{3,6 \cdot 3} = 46 \text{ кг/м}$$

Лінійна маса стрічки

$$m_0 = \frac{q}{g} = \frac{453,7}{9,8} = 46,3 \text{ кг/м}$$

Маса обертових частин роликів і барабанів конвеєра визначаємо за виразом

$$m_{об} = \left(\frac{m'_p}{l'_p} + \frac{m''_p}{l''_p} \right) L + \sum m_{\delta}$$

де $\sum m_{\delta}$ – маса обертових частин барабанів, $\sum m_{\delta} = 2400 \text{ кг}$.

$$m_{об} = \left(\frac{22}{1,3} + \frac{19}{3} \right) 300 + 2400 = 9377 \text{ м.}$$

Зведена маса

$$m_k = 0,7 \left[(46 + 2 \cdot 46,3) 300 + 0,7 \cdot 9377 \right] = 33701 \text{ кг}$$

Момент інерції ротора $I_p = 1,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, момент інерції муфти $I_m = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Зведений до валу двигуна момент інерції під час гальмування

$$I_{зв.г} = 1,2(1,4 + 0,4) + \frac{33701 \cdot 0,428^2}{16^2 \cdot 0,9} = 29 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Гальмівний момент

$$M_z = M_{см.г} - I_{зв.г} \frac{\omega}{t_z}$$

При $I_{зв.г} \frac{\omega}{t_z} > M_{см.г}$ отримаємо

$$M_z = I_{зв.г} \frac{\omega}{t_z} - M_{см.г} = \frac{29 \cdot 104,7}{1,7} - 456 = 1330 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Приймаємо колодкові гальма з гідроштовхачем типу ТКТГ-400м з гальмівним моментом 1500 Н·м, діаметр гальмівного барабану 400 м, двигун типу ТГМ-80.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СТРІЧКОВОГО КОНІЄРУ

Вимоги безпеки до конструкції та технічної експлуатації стрічкових конвеєрів відповідно стандарту ДСТУ EN 620.

1 Вимоги до обладнання конвеєрів

При встановленні конвеєрів з відкритими тяговими або несучими частинами (крім пластинчастих), для їх обслуговування влаштовуються з обох боків безпечні проходи шириною не менше 0,75 м в одно конвеєрних галереях і не менше 1,0 м між конвеєрами багато конвеєрних галерей, або обладнується прохід зазначеної ширини з одного боку за умови зручного доступу для огляду і змащення деталей та вузлів, що труться.

У місцях, де за умовами праці потрібен перехід через конвеєри, влаштовуються спеціальні перехідні містки із суцільним настилом і перилами висотою 1,1 м. Перехідні містки через конвеєри влаштовуються в галереях через кожні 100 м, через конвеєри в приміщеннях – через 50 м.

При розташуванні зворотних витків конвеєрних стрічок нижче рівня землі у відкритих траншеях, такі траншеї загороджуються спеціальними щитами або перилами висотою не нижче 1,0 м.

У разі розташування неповністю закритих конвеєрів над місцями, де можуть знаходитися люди, повинні бути влаштовані міцні суцільні перекриття (навіси), що виступають за габарити конвеєрів не менше 1,0 м.

Ширина проходів у місцях розташування розвантажувального і пересипного обладнання та біля приводних станцій повинна бути не менше 0,9 м.

Завантажувальний (живлячий) бункер конвеєра повинен бути огороженим.

Для обслуговування високо розміщених горизонтальних витків конвеєрних стрічок обладнуються безпечні підходи, закріплені сходи з

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поручнями та міцні містки із суцільною зашивкою знизу висотою 0,15 м, з проходом шириною не менше 0,9 м та з поручнями висотою не нижче 1,0 м.

Конвеєри, призначені для транспортування курних і шкідливих для здоров'я працівників вантажів, обладнуються герметизацією місць навантаження і розвантаження, також засобами по усуненню пило виділення (пристрої аспірації, змивання підлог, зрошувачі тощо).

Конвеєри, відкриті по всій трасі, у місцях підвищеної небезпеки повинні бути обладнані пристроями вимикачами, які приводяться в дію в будь-якому місці з боку проходу для обслуговування.

Усі конвеєри оснащуються системою сповіщення про пуск у роботу, а також засобами аварійної зупинки згідно з технічною документацією.

Приводи, натяжні пристрої конвеєра і місця переходу вантажу з однієї машини на іншу повинні бути обладнані легко знімними огородженнями, заблокованими з приводами конвеєру для його відключення при зніманні огороження.

Облаштування приймальних та передавальних пристроїв конвеєра повинне забезпечувати рівномірне надходження вантажу, виключати можливість травмування працівників з рухомими частинами конвеєра або падіння вантажу.

Кут нахилу конвеєра повинен унеможливити скочування вантажу.

Біля місць розвантаження пластинчастого конвеєра слід влаштовувати прийомні механізми або пристрої, що виключають травмування працівників ланцюгом.

Сідати, ставати, лягати або спиратися на стрічку конвеєра, а також регулювати положення стрічки при знаходженні на ній вантажу забороняється.

У разі неможливості облаштування перехідних містків над полотном роликового конвеєра в місцях, де це необхідно, передбачаються розриви полотна роликового конвеєра для проходу працівників шириною не менше

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 м, що закриваються відкидними секціями, які відкриваються в бік, протилежний руху секцій роликового конвеєра.

При застосуванні конвеєрних ліній, що складаються з декількох послідовно встановлених машин безперервного транспорту або використовуються в комплексі з іншими машинами, необхідно дотримуватись таких умов:

- керування всією системою повинно бути централізованим;
- пуск і зупинка машин проводиться в установленій послідовності (порядок пуску і зупинки конвеєра повинен бути викладений у інструкції з експлуатації та розміщений біля поста керування);
- у разі раптової зупинки однієї з машин, що подають вантаж, попередні перевантажувальні машини автоматично спиняються, а наступні – продовжують роботу до повного сходу з них вантажу, що транспортується;
- при пусковому апарату необхідно передбачати звукові сигнальні пристрої для оповіщення персоналу про пуск системи;
- перед початком роботи відповідальна особа повинна перевірити справність окремих машин і всієї системи в цілому;
- спосіб передачі вантажу з однієї машини на іншу повинен виключати його падіння чи розсипання;
- при необхідності встановлюються захисно-огорожувальні пристрої.

Після закінчення роботи стакери, реклаймери, суднонавантажувальні машини встановлюються на протиугінні рейкові захвати, а їх робочі органи приводять в неробоче положення.

Стріла стакера встановлюється в горизонтальній площині під кутом 20° від осі складського конвеєра.

Стріла реклаймерів встановлюється в горизонтальній площині під кутом 20° від осі складського стрічкового конвеєра, а роторний захоплювач встановлюється на опору. Залишати роторний захоплювач у висячому положенні забороняється.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

Стріла (консоль) перевантажувальної машини на судні встановлюється в максимально можливому піднятому положенні.

При необхідності проведення ремонту стакера, реклаймерів і суднових навантажувальних машин на рейкових шляхах діючих причалів місце виконання робіт повинно бути оснащено упорами і попереджувальними знаками про небезпеку «Прохід заборонено. Машина в ремонті».

Ремонтні роботи стакерів, реклаймерів і перевантажувальних машин дозволяється проводити тільки після відключення кабелю живлення від електроколонки.

Працівники, зайняті на навантажувальних роботах на причалі, на суміжних перевантажувальних машинах, повинні бути оповіщені про проведення будь-яких ремонтних робіт.

2 Вимоги та заходи щодо безпечності

Заходи щодо захисту від збоїв енергетичного постачання. Якщо може виникати неконтрольований рух (особливо нахилених конвеєрів), конвеєри мають бути оснащені засобом для зупинення та убезпечування від подальшого руху, який має функціонувати за будь-якого збою енергетичного постачання, наприклад, гальмом чи іншим аналогічним пристроєм.

Органи керування та системи керування. Органи керування та електричні кола, використовувані для цілей безпечного експлуатування, охоплюють:

- кола, пов'язані з пристроями, що вимикаються;
- кола, пов'язані з кінцевим вимикачем;
- кола, пов'язані з вимикачем через послаблення натяжного пристрою конвеєра;
- кола, пов'язані із взаємно заблокованим захисним пристроєм;
- кола, пов'язані з пристроями аварійної зупинки;
- кола, пов'язані з запобіжними пристосуваннями;
- кола, пов'язані з гальмами;

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– кола, пов’язані з пуском та зупинкою.

Пристрої безпеки. Пристрої безпеки (наприклад, кінцеві вимикачі, вимикачі через послаблення натяжного пристрою, регулятори, взаємозблоковані вимикачі, пристрої аварійної зупинки) мають бути спроектовані, вибрані, розміщені та/або захищені так, щоб відповідати передбаченим умовам виробничої ділянки та різним умовам застосування устаткування, наприклад, утворення льоду.

Схеми вимикання електричних пристроїв безпеки з механічним приводом, мають діяти за принципом примусового відключення відповідно до ДСТУ EN 60947-5-1.

Якщо запобіжний пристрій приведено в дію, то має автоматично видаватися команда зупинення, яка має ініціювати зупинення категорії «0» чи категорії «1» згідно з конструкцією (ДСТУ EN 60204-1). Функція зупинення має відповідати вимогам ДСТУ EN 954-1.

Пристрої передавання потужності, використовувані для цілей захисту експлуатування. Пристрої передавання, використовувані для цілей захисту експлуатування, наприклад, електропроводка, мають бути спроектовані так, щоб у разі відмови чи розриву автоматично видавалась команда зупинення.

Чутливі елементи, використовувані для цілей захисту експлуатування. Чутливі елементи, використовувані для цілей захисту, охоплюють пов’язані з безпекою контактори, гальма, запобіжні механізми.

Системи керування. Систему керування та устаткування керування треба проектувати за допомогою визнаних методів із використанням надійного комплектування (ДСТУ EN 60204-1). Пов’язані з безпекою частини системи керування треба проектувати відповідно до вимог Категорії 1 ДСТУ EN 954-1. Де для цілей убезпечення використовують програмне забезпечення чи електронні пристрої, вони мають відповідати вимогам Категорії 2 ДСТУ EN 954-1, Де програмне забезпечення чи електронні пристрої є єдиними засобами, використовуваними для передавання команд

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

аварійної зупинки, система аварійної зупинки має відповідати вимогам Категорії 4 ДСТУ EN 954-1. Увімкнення енергоживлення не має призводити до руху машин.

Переривання енергоживлення, надмірне коливання енергоживлення та відновлення енергоживлення або несправність чи відмова системи керування не мають призводити до виникнення небезпечної ситуації.

Електронні кола керування, програмне забезпечення, регульовані пристрої безпеки мають бути недоступними для неуповноважених осіб.

Функція пуску. Пристрої пуску мають бути сконструйовані та змонтовані так, щоб мінімізувати ризик випадкового спрацьовування їх розміщують у зоні досяжності оператора й унеможлиблюють їхню чітку ідентифікацію та видимість.

Якщо пуск механічного підйомно-транспортного устаткування може призводити до небезпечного стану, то має видаватися однозначний звуковий тривожний сигнал тривалістю 3 с за 10 с до пуску та/або візуальний тривожний сигнал, такий як миготливий вогонь, відповідно до ДСТУ EN 457, ДСТУ EN 842 та ДСТУ EN 61310-1.

Ця сигналізація має відбуватися, наприклад, у ситуаціях, коли механічне підйомно-транспортне устаткування перебуває поза полем зору оператора або коли потрібно застерегти людей, які можуть перебувати в робочій зоні чи зоні транспортування, про те, що конкретний конвеєр чи механізм готовий до пуску.

Там, де конвеєр налаштовано на завантажування інших конвеєрів, пуск має бути скоординований за допомогою придатних взаємо зблокованих засобів.

Придатні взаємо зблоковані засоби мають забезпечувати правильний послідовний пуск та унеможлиблювати завантажування конвеєрів, які не працюють або які вже працюють із повним завантаженням.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Функція зупинення. Пристрої зупинення мають бути розміщені в зоні досяжності оператора на всіх станціях керування, і має бути можливим їхня чітка ідентифікація та видимість. Функція зупинення має відповідати категоріям зупинки «0» або «1» згідно з конструкцією.

Пристрої зупинення мають бути імпульсного типу, і після задіювання пристрою зупинення відповідний конвеєр або конвеєрна система має зупинитися та залишатися далі в нерухомому стані.

Функція зупинення має бути налагоджена так, щоб захистити від появи небезпечних умов. Якщо зупинення конкретних конвеєрів може призвести до небезпеки на інших частинах установки, зупинення має бути належним чином контрольоване.

Зупинення треба супроводжувати однозначним візуальним та/або звуковим застереженням.

Пристрої аварійного зупинення. Пристрої аварійного зупинення мають відповідати ДСТУ EN 54-1 та ДСТУ EN 418 і бути категорії зупинення «0» чи «1» згідно з конструкцією.

Аварійне зупинення також треба супроводжувати однозначним візуальним та/або звуковим застереженням згідно з ДСТУ EN 457, ДСТУ EN 842 та ДСТУ EN 61310-1.

Пристрої аварійного зупинення мають бути примусової дії. Самозамикальними і складатися з одного пристрою чи бути скомбіновані з таких пристроїв:

- одного чи більше кнопкових вимикачів, які встановлюють так, щоб принаймні один був досяжний на відстані 10 м від будь-якого доступного місця устаткування;

- одного чи більше вимикачів із тяговим шнурком, установлених по всій довжині установки;

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– пристрою від'єднання енергетичного постачання конвеєра, якщо відстань від будь-якого доступного місця устаткування до пристрою від'єднання становить 10 м чи менше.

Пристрої аварійного зупинення мають бути на всіх станціях керування, робочих місцях та в доступних місцях машин, зокрема в місцях завантаження, місцях розвантаження, проходах і місцях перевантаження.

Коли пристрій аварійного зупинення задіяно і конвеєр зупинився, конвеєр має залишатися в нерухомому стані доти, доки цей пристрій не буде повернене в початкове положення і буде знову приведено в дію пристрій пуску. Там, де передбачено кілька пристроїв аварійного зупинення, треба встановити засоби, що показують, який пристрій було задіяно.

Ініціювання функції аварійного зупинення не має створювати небезпечного стану, наприклад, небезпечного розвантаження транспортованого матеріалу.

Пристрій аварійного зупинення треба розміщувати на висоті в діапазоні від 0,6 м до 1,7 м від поверхні, на якій стоїть оператор.

Вимикач аварійного зупинення з тяговим шнурком. Компонувати вимикачі аварійного зупинення з тяговим шнурком треба так, щоб пов'язані з ними вимикальні пристрої спрацьовували, якщо робочий шнурок потягнути в будь-якому напрямку або якщо шнурок розірветься. Вимикачі з тяговим шнурком мають бути спроектовані так, щоб експлуатаційне пошкодження будь-якої пружини спричиняло спрацьовування пов'язаних з нею вимикальних пристроїв (тобто не виникала небезпечна відмова).

Вимикач із тяговим шнурком приводять у дію прикладанням до тягового шнурка горизонтального чи перпендикулярного зусилля менше ніж 125 Н у точці між двома утримуваними кільцями. Бічний хід шнурка (між положенням спокою та положенням приведення в дію) має бути менше ніж 300 мм.

На хід робочого шнурка та зусилля приведення в дію вимикача можуть впливати конструкція опор шнурка та відстань між ними. Тому треба

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечити щоб шнурок вільно рухався крізь опори, зокрема у разі змін напрямку, без випростування з них.

Для використання треба вибирати тільки шнурки, які не мають перегинів та не перегинаються у процесі експлуатування. Максимальна довжина та інші параметри мають відповідати рекомендаціям постачальника вимикачів із тяговим шнурком.

Автоматичне виявлення неправильного функціонування. Треба встановлювати наведені нижче пристрої автоматичного виявлення неправильного функціонування, які мають бути сконструйовані та змонтовані так, щоб мінімізувати ризик випадкового спрацьовування:

- пристрої виявлення порушення прямолінійності стрічки;
- пристрої виявлення блокування/перевантаження конвеєра, лотка, бункерного завантажу вального пристрою;
- датчики обертання валу;
- датчики наднизької швидкості стрічки;
- датчики нагрівання;
- датчики висоти та/або ширини.

Якщо виявлено небезпечний стан, оператору конвеєра потрібно надсилати однозначний звуковий та/або візуальний застережний сигнал відповідно до ДСТУ EN457, ДСТУ EN 842 та ДСТУ EN 61310-1 або, як варіант, за екстремальних обставин може бути автоматично ініційовано зупинення. За певних обставин взаємо сполучені подавальні конвеєри можуть автоматично уповільнюватися або зупинятися в належно контрольований спосіб.

Заходи щодо захисту від небезпек під час обстеження, технічного обслуговування та чищення. Устаткування має бути спроектоване так, щоб регулювання, змащування, обстеження, чищення й технічне обслуговування можна було провадити поза зонами ризику.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

Потрібно знімати захисні огорожі для проведення технічного обслуговування, ремонтування чи чищення, треба передбачити заходи для захисту персоналу у відповідних зонах ризику. Ці заходи мають бути вжиті на складниках, що підлягають ремонтуванню чи технічному обслуговуванню, а також на інших частинах системи, які можуть працювати.

Цими заходами можуть бути один чи поєднання наведених нижче заходів або заходи, що гарантують еквівалентні рівні безпечності:

- пристрої від'єднання та/або зниження енергії для частин чи системи загалом;
- пристрої з автоматичним вертанням у вихідне положення;
- пристрої обмеження швидкості;
- пристрої керування з тимчасовим обмеженням руху;
- створення місць технічного обслуговування чи ремонтування за допомогою захисних засобів, наприклад, установлення тимчасових загорож чи бар'єрів;
- якщо з технічних причин технічне обслуговування неможливо провести у стані спокою, то треба вжити заходів щодо захисту.

Такими можуть бути встановлення:

- систем для зниження швидкості;
- систем для контролювання амплітуди й кількості рухів;
- пристроїв захисту від зворотного ходу.

3 Заходи з пожежної безпеки

Пожежна безпека під час експлуатації стрічкових конвеєрів повинна забезпечуватися відповідно до вимог Кодексу цивільного захисту України, НАПБ А.01.001, ДСТУ EN ISO 19353 та ДСТУ EN 60204-1.

Основними причинами виникнення пожеж під час експлуатації стрічкових конвеєрів можуть бути перегрівання підшипникових вузлів, короткі замикання в електрообладнанні, накопичення пилу та горючих відкладень, тертя стрічки об елементи конструкції внаслідок її сходження з

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

роликоопор, а також порушення вимог безпеки під час проведення ремонтних робіт.

Для попередження пожеж необхідно забезпечувати технічне обслуговування обладнання відповідно до вимог ДСТУ EN 620, здійснювати контроль технічного стану електрообладнання відповідно до ДСТУ EN 60204-1, а також своєчасно очищати обладнання від пилу та просипів вантажу.

Первинні засоби пожежогасіння повинні відповідати вимогам НАПБ Б.03.001. Для гасіння електрообладнання під напругою необхідно використовувати порошкові або вуглекислотні вогнегасники.

У разі виникнення пожежі працівник повинен негайно зупинити конвеєр за допомогою пристрою аварійного зупинення відповідно до вимог ДСТУ EN ISO 13850, відключити електроживлення та повідомити пожежно-рятувальну службу.

4 Заходи з безпеки аварійних ситуацій

Організація безпечної експлуатації стрічкового конвеєра в аварійних та надзвичайних ситуаціях повинна здійснюватися відповідно до вимог ДСТУ ISO 45001, ДСТУ EN ISO 12100, ДСТУ EN ISO 13850, ДСТУ EN 620.

Під час експлуатації стрічкових конвеєрів можливе виникнення таких аварійних ситуацій:

- обрив конвеєрної стрічки;
- сходження стрічки з роликоопор;
- заклинювання роликів або приводних механізмів;
- перевантаження конвеєра;
- вихід з ладу систем керування;
- відмова електрообладнання;
- пожежа або вибух пилоповітряної суміші;
- травмування працівників рухомими частинами обладнання.

Для зниження ризику виникнення аварійних ситуацій необхідно виконувати оцінювання професійних ризиків відповідно до вимог ДСТУ EN

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ISO 12100, забезпечувати функціонування систем аварійного зупинення згідно з ДСТУ EN ISO 13850, а також підтримувати справний стан захисних огорожень відповідно до ДСТУ EN ISO 14120.

Безпечні відстані між рухомими частинами конвеєра та робочими місцями персоналу повинні відповідати вимогам ДСТУ EN ISO 13857.

У разі виникнення аварійної ситуації працівник повинен: негайно зупинити обладнання;

- повідомити керівника робіт;
- огородити небезпечну зону;
- не допускати сторонніх осіб до місця аварії;
- діяти відповідно до плану локалізації та ліквідації аварійних ситуацій.

Технічне обслуговування та ремонт конвеєра повинні виконуватися після повного відключення всіх джерел енергії відповідно до вимог ДСТУ EN 1037 щодо запобігання несподіваному пуску обладнання.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі розглянута транспортна система вантажопереробки та доставки мінеральних добрив в умовах порту Чорноморська. Виконано аналіз використання різних видів технологічних систем та обладнання.

У кваліфікаційній роботі запропонована схема механізації перевантаження мінеральних добрив. Розраховані параметри схеми, обчислена трудомісткість технологічної лінії. Для порталного крану розраховано механізм підйому вантажу, механізм обертання крану. Для потреб технологічної лінії спроектовано стрічковий конвеєр. Розглянуті питання з охорони праці та техніки безпеки при експлуатації конвеєра.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1 International Chamber of Shipping. URL: <https://www.ics-shipping.org> (дата звернення 01.05.2026).

2 Мурад'ян А.О., Решетков Д.М., Ромах В.Л., Русанова С.С. Технологія вантажних операцій. Методичні вказівки до розрахунково-графічної роботи. Одеса: ОНМУ, 2023. 60 с.

3 Макушев П.А. Портові системи: навч. посібник. Одеса: ОНМУ, 2015. 143 с.

4 Підйомно-транспортні машини: розрахунки підймальних і транспортувальних машин: підручник / В.С. Бондарев та ін. Київ: Вища шк., 2009. 734 с.

5 Волянчук В.О., Горбатюк Є.В. Розрахунок механізмів вантажопідймальних машин: навчальний посібник. Київ: КНУБА, 2021. 136 с.

6 Любін М.В., Токарчук О.А., Єленіч М.П. Розрахунки підймальних механізмів та машин: навчальний посібник. Вінниця: ВНАУ, 2013. 208 с.

7 Павлице В.Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції пор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу. Львів: Національний університет «Львівська політехніка», «Інтелект-Захід», 2001. 136 с.

8 Довідник підшипників. URL: <https://podshypnik.info/ua/> (дата звернення 10.05.2026).

9 Слобожанський електромеханічний завод «СЛЕМЗ». URL: <https://slemz.com.ua> (дата звернення 10.05.2026).

10 Деталі машин: підручник / Міняйло А.В. та ін. Київ: Агроосвіта, 2013. 448 с.

11 Гайдамака А.В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 275 с.

					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12 Яким Р.С. Приводи транспортних машин: навчальний посібник. Дрогобич: Редакційно-видавничий відділ Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка, 2020. 240 с.

13 Дереза О.О. Машини безперервного транспорту. Мелітополь: Таврійський державний агротехнологічний університет, 2016. 108 с.

14 ДСТУ EN 620:2022 (EN 620:2021, IDT) Підіймально-транспортувальне устаткування та системи неперервної дії. Конвеєри стрічкові стаціонарні для сипких матеріалів. Вимоги щодо безпеки. [Чинний від 2023-09-01]. Вид. офіц. Київ, 2022. 51 с.

15 ДСТУ EN 418:2003 (EN 418:1992, IDT) Безпечність машин. Пристрої аварійної зупинки. Функціонування і принципи проектування. [Чинний від 2004-07-01] Вид. офіц. Київ, 2005. 10 с.

16 ДСТУ EN 61310-1:2017 (EN 61310-1:2008, IDT; ІЕС 61310-1:2007, IDT) Безпечність машин. Позначення, маркування та приведення в дію. Частина 1. Вимоги до візуальних, звукових і тактильних сигналів. [Чинний від 2019-01-01]. Вид. офіц. Київ, 2017. 19 с.

17 ДСТУ EN 842:2018 (EN 842:1996 + A1:2008, IDT) Безпечність машин. Візуальні сигнали небезпеки. Загальні вимоги, проектування та випробування [Чинний від 2019-10-01]. Вид. офіц. Київ, 2018.

18 ДСТУ EN 457-2001 Безпечність машин. Звукові сигнали небезпеки. Загальні вимоги, проектування та випробування. [Чинний від 2002-07-01]. Вид. офіц. Київ, 2001. 19 с.

19 ДСТУ EN 954-1:2003 Безпечність машин. Елементи безпечності систем керування. Частина 1. Загальні принципи проектування. [Чинний від 2004-10-01]. Вид. офіц. Київ, 2003. 28 с.

20 ДСТУ EN 60204-1:2015 (EN 60204-1:2006; A1:2009; AC:2010, IDT) Безпечність машин. Електрообладнання машин. Частина 1. Загальні вимоги. [Чинний від 2017-01-01]. Вид. офіц. Київ, 2015. 99 с.

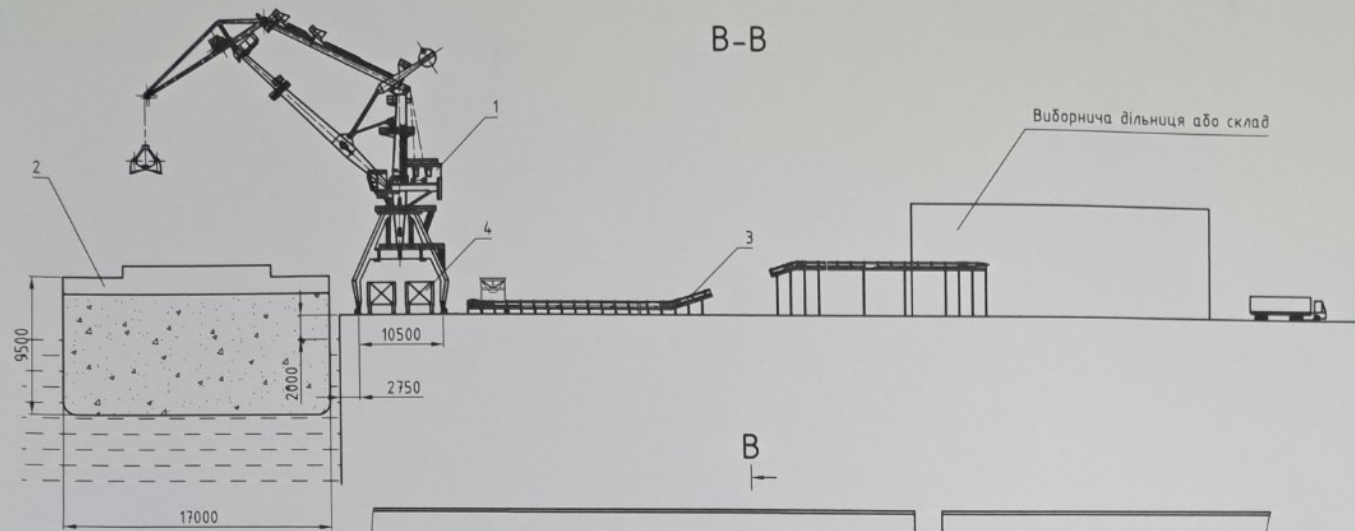
					ВКРБ.133. 22091032.00.00 ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

21 ДСТУ EN 54-1:2022 (EN 54-1:2021, IDT) Системи виявлення пожежі та пожежної сигналізації. Частина 1. Вступ. [Чинний від 2023-12-31]. Вид. офіц. Київ, 2022. 23 с.

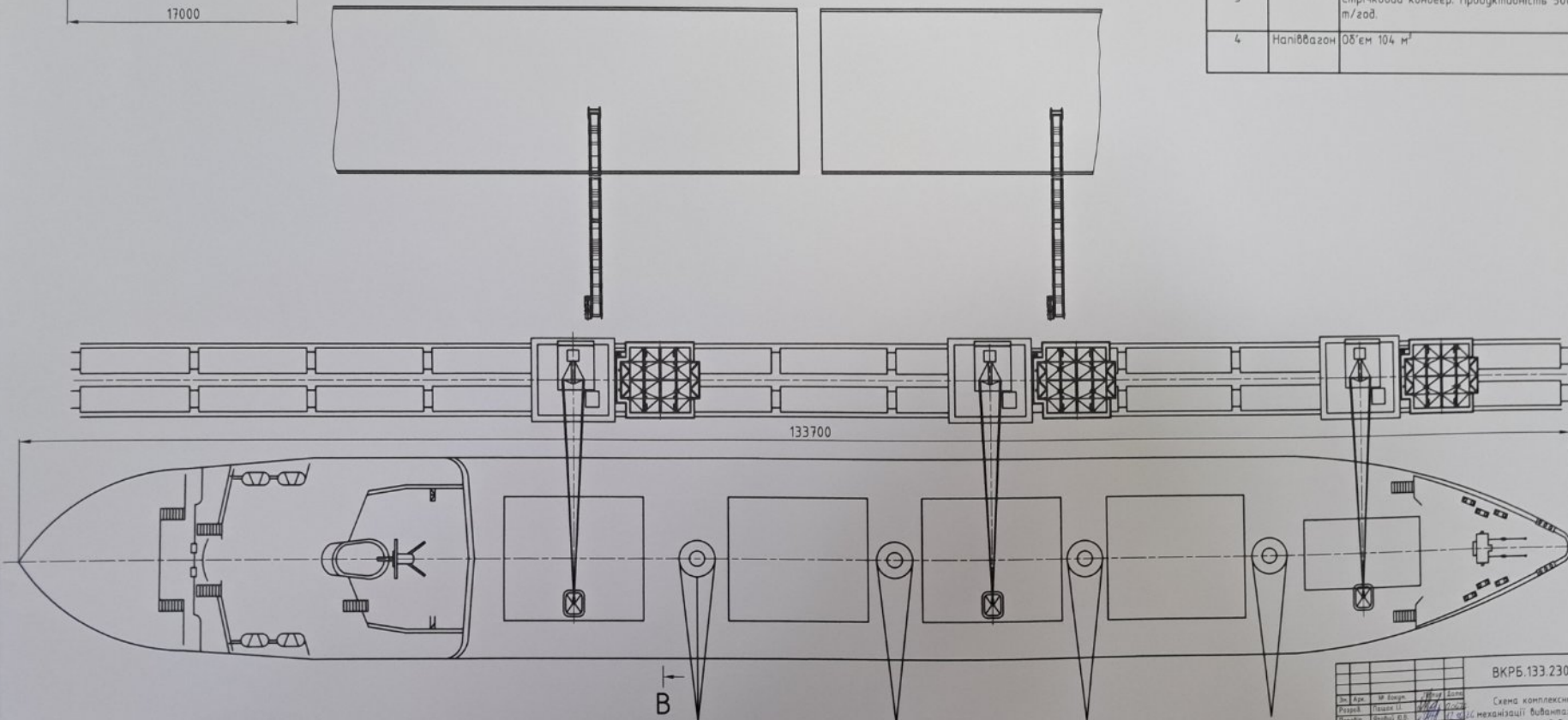
22 НАПБ А.01.001-2014 Правила пожежної безпеки в Україні. [Чинний від 2024-08-14]. Вид. офіц. Київ, 2014. 86 с.

B-B

Вибірнича ділянка або склад



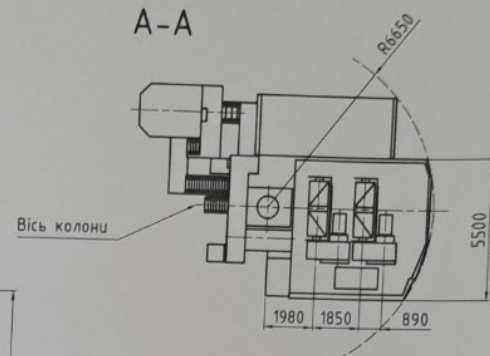
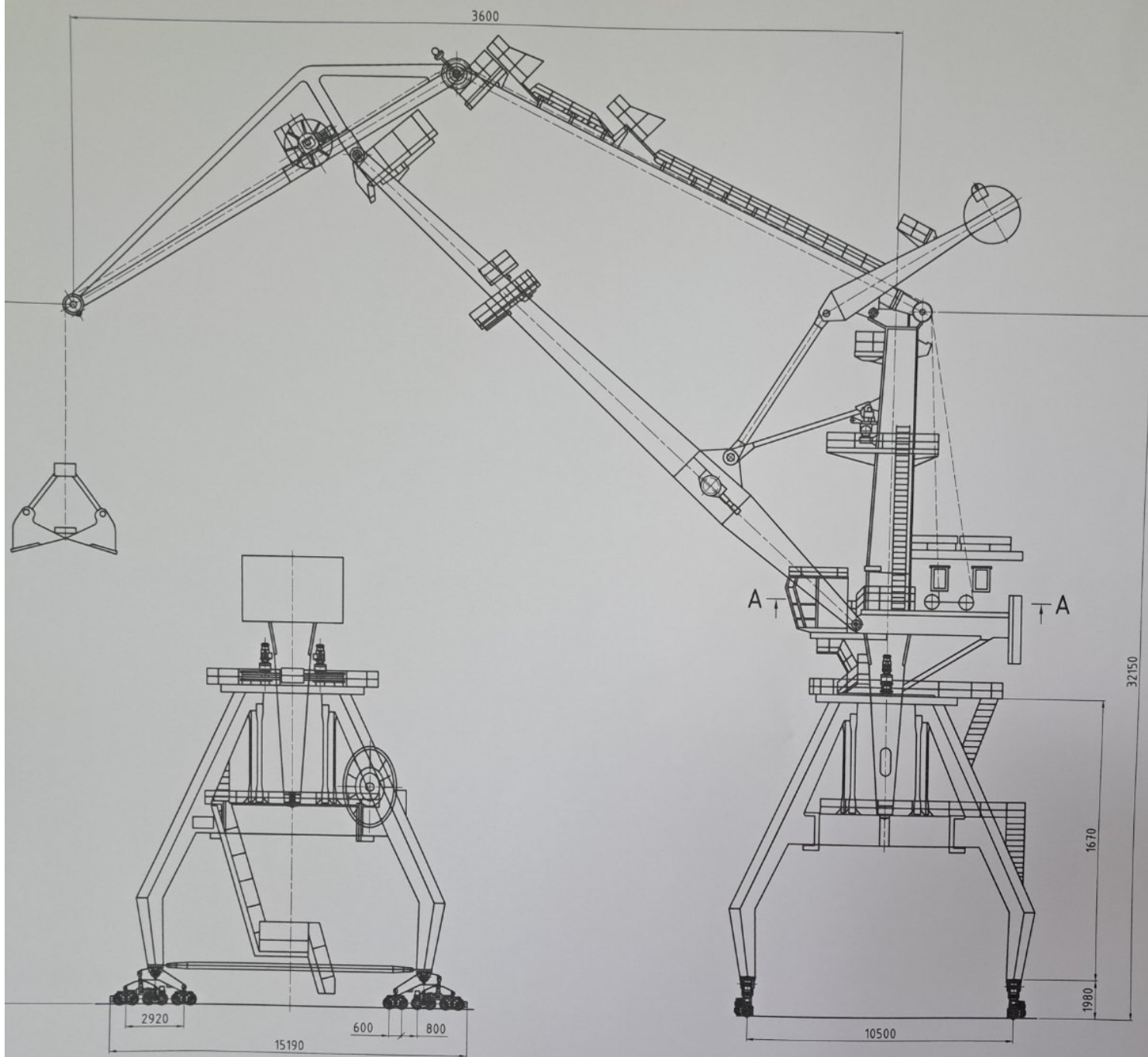
Позиція	Тип	Технічні характеристики	Кількість
1	ПК-32	Портальний кран. Вантажопідйомність 32 т. Грейферний режим	3
2	Судно	Балкер. Вантажопідйомність 7200 т. Довжина 133,7 м, осадка 7,42 м, ширина 17 м	1
3		Стрічковий конвеєр. Продуктивність 500 т/год.	2
4	Напіввагон	Об'єм 104 м³	25



ВКРБ.133.23091034.01.00 СХ				Листа	Мета	Розмір
В. Акт	В. Бюро	В. Дир.	В. Зам.	В. К. 6	В. К. 6	1 : 200
Розроб.	Тема 11	В. Дир.	В. Зам.	В. К. 6	В. К. 6	
Перевір.	В. Дир.	В. Дир.	В. Зам.	В. К. 6	В. К. 6	
Класиф.	В. Дир.	В. Дир.	В. Зам.	В. К. 6	В. К. 6	
Виконав.	В. Дир.	В. Дир.	В. Зам.	В. К. 6	В. К. 6	

Схема комплексної
механізації вивантаження
мінеральних добрив

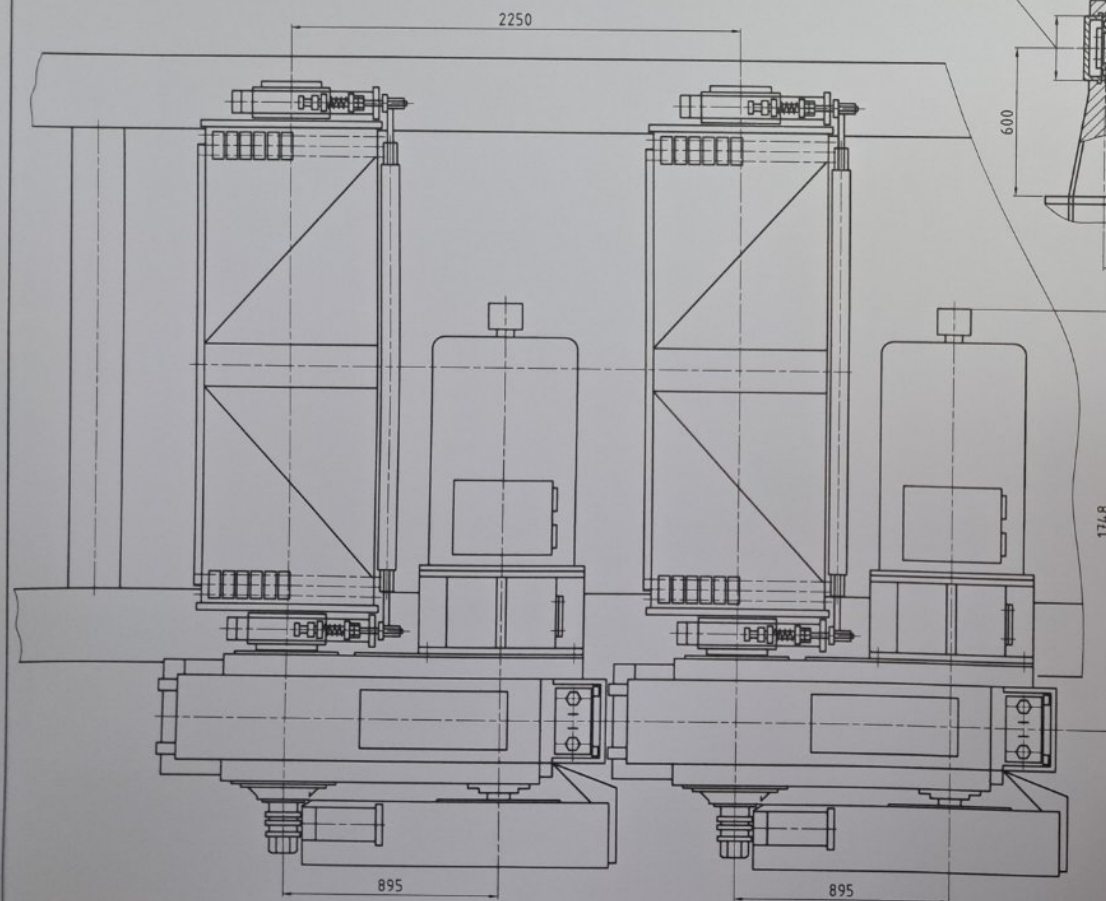
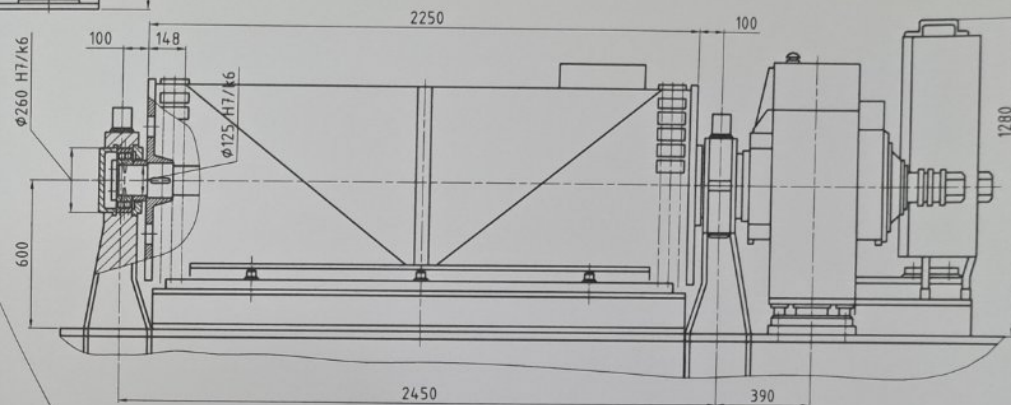
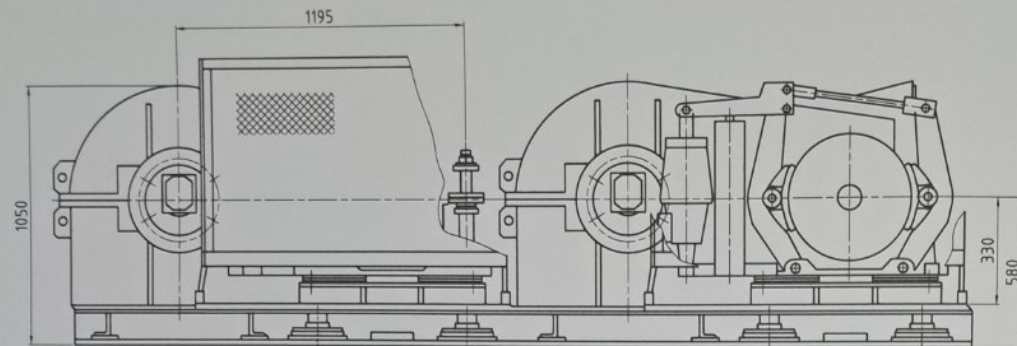
Об'єктний інженерно-технічний
наглядний університет



Технічні характеристики

- 1 Вантажопідйомність на вільотах 8...16 м у грейферному режимі, включно з вагою грейфера 16 т.
- 2 Вантажопідйомність на вільотах 8...16 м у гаковому режимі 32 т.
- 3 Виліт стріли
 - максимальний 36 м;
 - мінімальний 8 м.
- 4 Колія крану 10,5 м.
- 5 Швидкість підйому вантажу з грейфером вантажопідйомністю до 16 т 0,017...1,07 м/с.
- 6 Швидкість підйому вантажу на гако вантажопідйомністю до 20 т 0,017...1,07 м/с.
- 7 Швидкість підйому вантажу з грейфером вантажопідйомністю до 32 т 0,017...0,53 м/с.
- 8 Швидкість підйому на опускання порожнього вантажозахоплювача 0,17...1,5 м/с.
- 9 Швидкість обертання 0,017...0,026 с⁻¹.
- 10 Число приводних колес
 - загальне 24
 - приводних 12
- 11 Діаметр ходових колес 500 мм
- 12 Кабельний струмопідвод

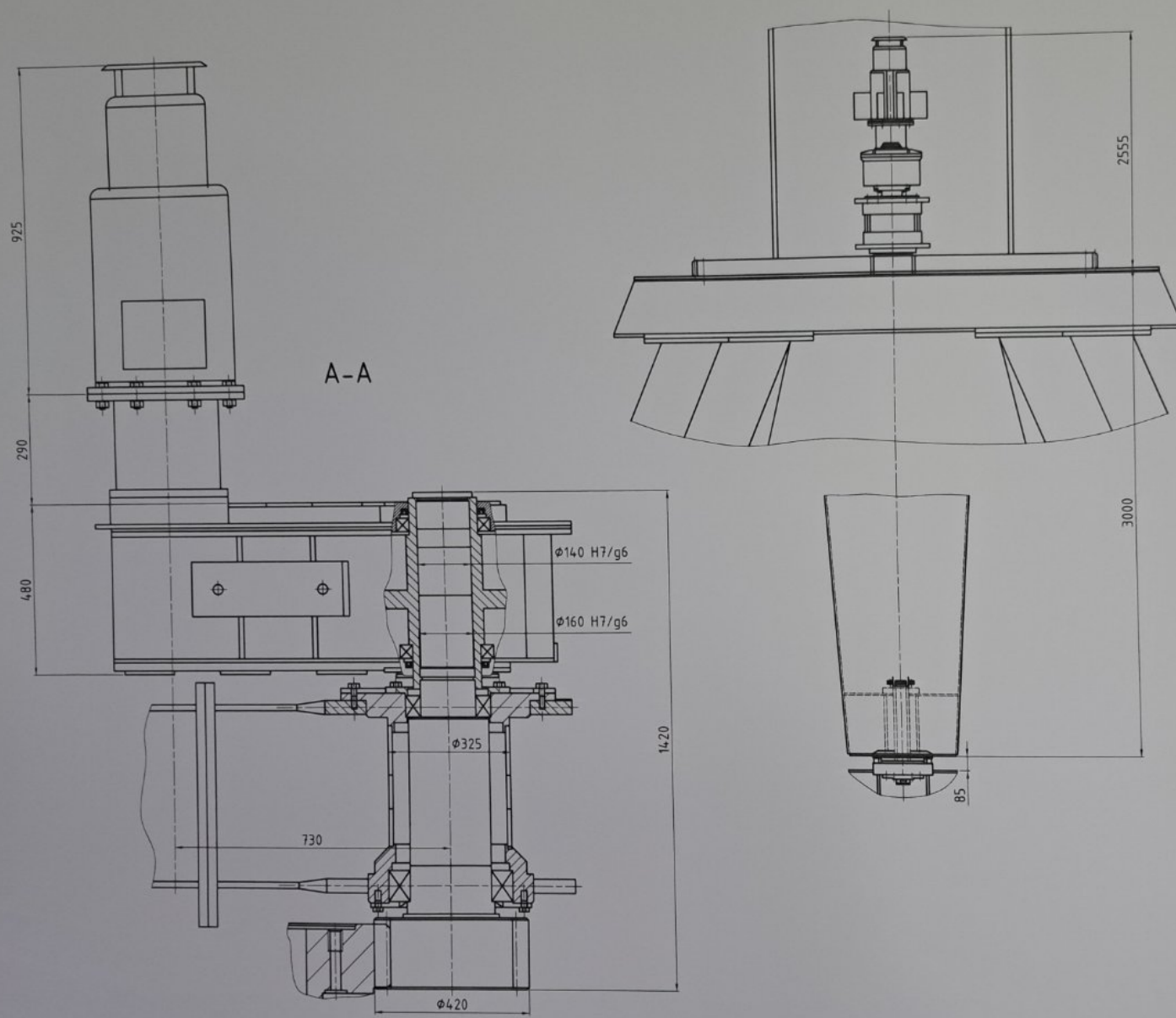
				ВКРБ.133.23091034.02.00 3В			
Зм. Арх.	М. Вайс	В. Вайс	В. Вайс	В. Вайс	В. Вайс	В. Вайс	В. Вайс
Реконст.	Григор. І.	Григор. І.	Григор. І.	Григор. І.	Григор. І.	Григор. І.	Григор. І.
Перевір.	Войтов. В.В.	Войтов. В.В.	Войтов. В.В.	Войтов. В.В.	Войтов. В.В.	Войтов. В.В.	Войтов. В.В.
				Портальний кран (загальний вид)			
				В. к.	В. к.	В. к.	В. к.
				Всього 2			
				Всього 4			
Рисуваль.	Войтов. В.В.	Войтов. В.В.	Войтов. В.В.	Об'єкт: м. Київ, заводський цех			
Вибір.	Войтов. В.В.	Войтов. В.В.	Войтов. В.В.	Всього 15, 02, 03			



Технічні характеристики

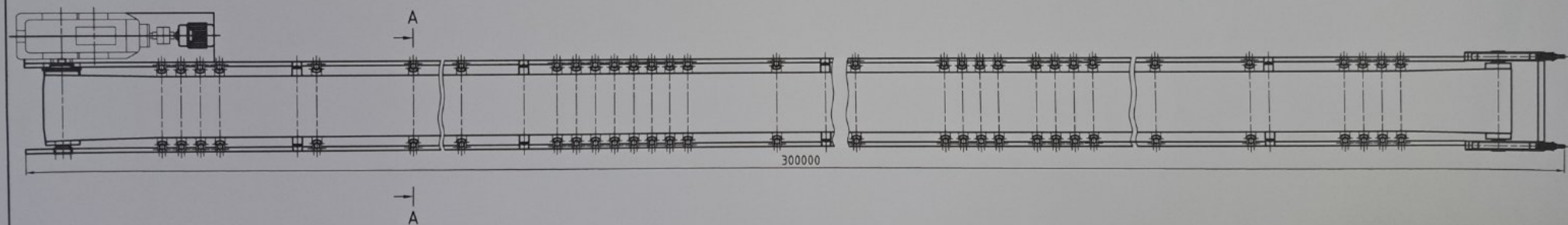
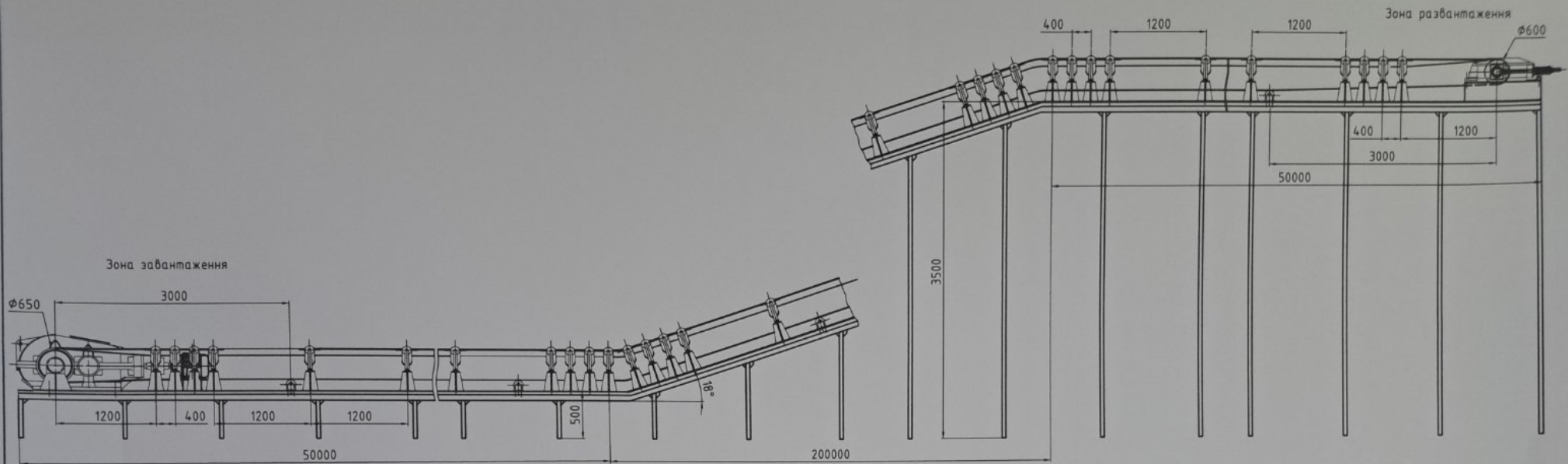
- 1 Тип електродвигуна В21R315M6
- 2 Потужність електродвигуна 110 кВт
- 3 Частота обертання електродвигуна 1000 об/хв
- 4 Тип редуктора Ц2-650
- 5 Передаточне число редуктора 34,87
- 6 Тип гальм ТГУД 500-02
- 6 Гальмівний момент 3200 Н·м

ВКРБ.133.23091034.03.00 СК					
Діаг.	М. Звар.	Діаг.	Діаг.	Діаг.	Діаг.
Розроб.	Павло І.	Розроб.	Павло І.	Розроб.	Павло І.
Перевір.	Войко В.	Перевір.	Войко В.	Перевір.	Войко В.
Привід механізму підйому вантажу					
Механізм	Привід В.В.	Механізм	Привід В.В.	Механізм	Привід В.В.
Замовл.	Клишч С.Т.	Замовл.	Клишч С.Т.	Замовл.	Клишч С.Т.
Об'єкт: механізм підйому вантажу					
Масштаб: 1:1					

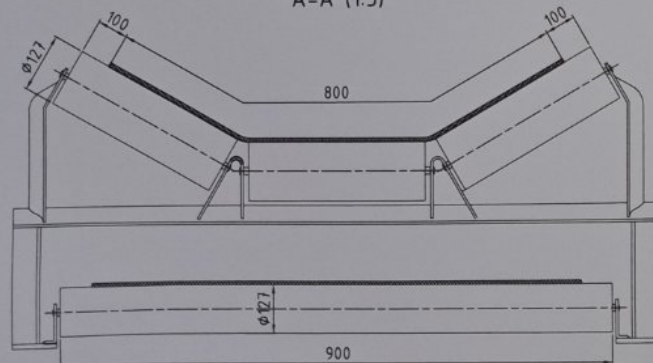


- Технічні характеристики
- 1 Тип електродвигуна B21R225M6
 - 2 Потужність електродвигуна 30 кВт
 - 3 Частота обертання електродвигуна 1000 об/хв
 - 4 Тип редуктора Ц2-400
 - 5 Передаточне число редуктора 9
 - 6 Гальмівний момент 125 Н·м

ВКРБ.133.23091034.04.00 СК			
Зм. Арх.	№ докум.	Розроб.	Дата
Розроб.	Лещак І.І.	Розроб.	17.06.17
Перевір.	Яриш В.В.	Перевір.	17.06.17
Н.контр.	Яриш В.В.	Н.контр.	17.06.17
Замовл.	Кірюк О.Г.	Замовл.	17.06.17
Механізм повороту порталного крана			
В	К	Б	М
Архив	А	Архив	Архив
Об'єктовий, національний, державний архів			



A-A (1:5)

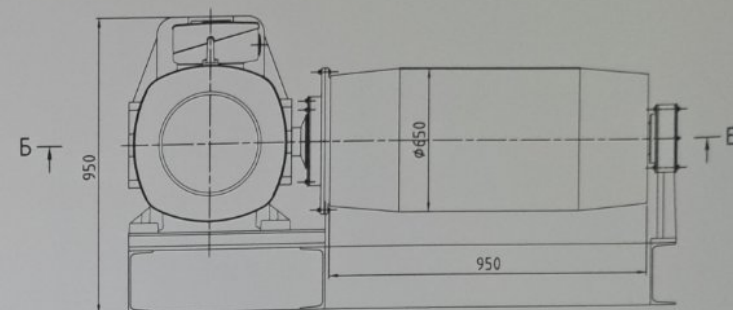
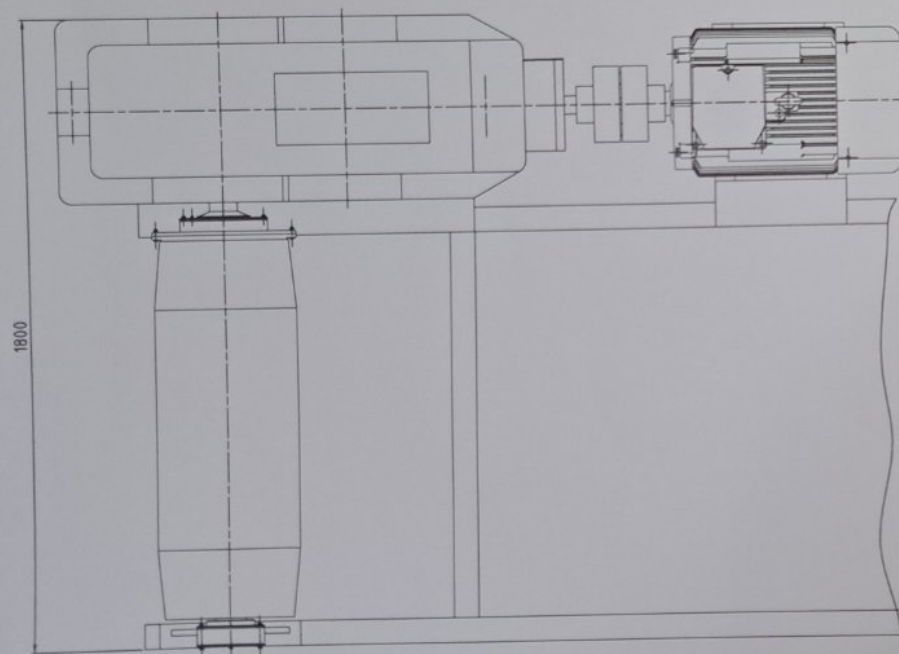
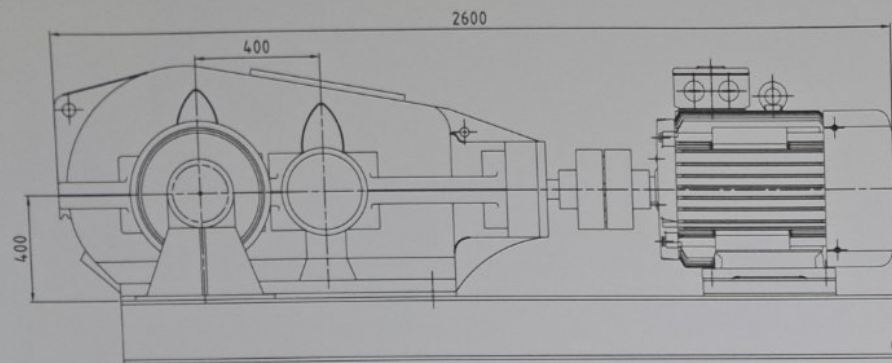


На перетині А-А опори умовно не показані

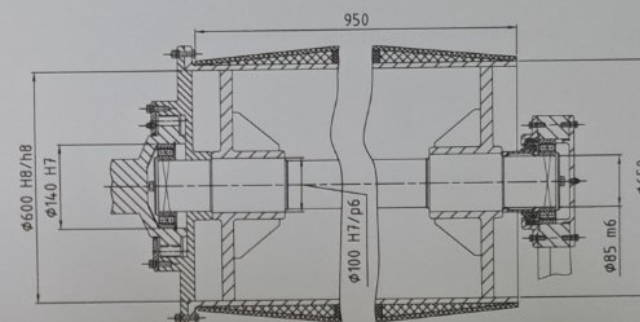
Технічні характеристики

- 1 Продуктивність 3,5 т/год.
- 2 Швидкість руху стрічки 3 м/с
- 3 Тип електродвигуна 4АНК250М6У3
- 4 Потужність електродвигуна 75 кВт
- 5 Частота обертання електродвигуна 1000 об/хв
- 6 Тип редуктора КЦ1-400
- 7 Передаточне число редуктора 16
- 8 Тип гальма ТКГ-400м
- 10 Гальмівний момент 1500 Н·м

				ВКРБ.133.22091032.05.00 ВЗ		
№ дри	№ докум.	Розроб.	Дет.	Стрічковий конвеєр Загальний вид	Висота	Маса
Розроб.	Прийнято	Розроб.	Дет.		в м	кг
Розроб.	Прийнято	Розроб.	Дет.	Автори: 1	Листів: 6	1:25
Розроб.	Прийнято	Розроб.	Дет.	Об'єкт: національний морський університет		



Б-Б (1:5)



Технічні характеристики
 1 Тип електродвигуна 4АНК250М6У3
 2 Потужність електродвигуна 75 кВт
 3 Тип редуктора КЦ1-400
 4 Передаточне число редуктора 16
 5 Муфта МПВП-70

На перерізі Б-Б двигун умовно не показано

				ВКРБ.133.23091034.06.00 СК			
Дет. Акт.	ВР. Акт.	ВР. Акт.	ВР. Акт.	Привід стрічкового конвеєру			
Розроб.	Листок 11	ВР. Акт.	ВР. Акт.				
Перев.	ВР. Акт.	ВР. Акт.	ВР. Акт.				
Викон.	ВР. Акт.	ВР. Акт.	ВР. Акт.				
Затверд.	ВР. Акт.	ВР. Акт.	ВР. Акт.				
				Об'єктний технічний малюнок			