

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»
КАФЕДРА ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕХАТРОНІКИ

**БУДІВЕЛЬНИЙ ПІДЙОМНИК
ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 3,2 кН**

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

ГММ.201пММ.001-00.00.000 КР

Технологічний контроль

доц. О. С. Васильєв

„19” червня 2023 р.

Розробив студент групи 201пММ

В.Ю. Білоус

„16” червня 2023 р.

Нормативний контроль

доц. О. С. Васильєв

„19” червня 2023 р.

Керівник

доц. О. В. Орісенко

„” червня 2023 р.

Допустити до захисту

Завідувач кафедри

галузевого машинобудування та мехатроніки

канд. техн. наук, доц.

О. В. Орісенко

ПОЛТАВА 2023

№ рядка	Формат	Позначення	Найменування	К-ть листів	№ екз.	Примітка
1						
2	A4	ГММ.201пММ.001-06.00.000	Специфікація	1		
3	A2	ГММ.201пММ.001-06.00.000СК	Шків натяжний	1		
4			Складальне креслення			
5						
6			<u>Документація по</u>			
7			<u>кресленнях деталей</u>			
8						
9	A3	ГММ.201пММ.001-03.00.006	Колесо	1	-	
10	A4	ГММ.201пММ.001-03.00.007	Вісь	1	-	
11	A4	ГММ.201пММ.001-03.00.012	Накладка	1	-	
12	A4	ГММ.201пММ.001-03.00.015	Важіль	1	-	
13	A3	ГММ.201пММ.001-04.00.006	Півмуфта-шків	1	-	
14	A4	БГММ.201пММ.001-06.00.004	Вісь	1	-	
15	A3	ГММ.201пММ.001-08.00.001	Блок	1	-	
16						
17			<u>Документація технологічна</u>			
18						
19			Вперше розроблена			
20						
21	A1	ГММ.201пММ.001-00.00.000ТП	Вісь. Технологічний процес	1	-	
22			виготовлення			
23						
24						
25						
26						
27						
28						
29						
		ГММ.201пММ.001-00.00.000ДП		Лист		
Лист	№ докум.	Підп.	Дата			

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення ННІ ІТР

Циклового комісія Галузевого машинобудування та мехатроніки

Кваліфікаційний рівень бакалавр

Спеціальність підготовки _____

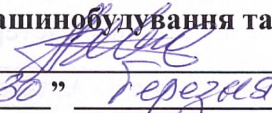
(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Завідувач кафедри галузевого
машинобудування та мехатроніки**


О.В. Орисенко
“30” черезня 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Білоусу Володимиру Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема проекту (роботи) **Будівельний підйомник вантажопідйомністю 3,2 кН**

Виконав магістерської роботи **Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н. доцент**

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом вищого навчального закладу від 20.03.2023 р. № 236-фа.

Термін подання студентом роботи “16” червня 2023 року.

Вихідні дані до бакалаврської роботи Вдосконаленню підлягає щогловий будівельний підйомник вантажопідйомністю 3,2 кН, швидкістю підйому 0,63 м/с, висотою підйому 9 м.

Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розв'язати): Вступ. 1 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи. 2 Розрахунок конструкції щогли підйомника. 3 Розрахунок вантажної лебідки. 4 Розрахунки елементів. 5 Розроблення технологічного процесу виготовлення осі. 6. Техніка безпеки при роботі підйомника. Додатки.

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

Будівельний підйомник – вигляд загальний (1 лист А1). 2 Лебідка вантажна – складальне креслення (1 лист А1) 3 Секція щогли – складальне креслення (1 лист А1). 4. Деталювання (2 листи А1) 5 Технологічний процес виготовлення осі (1 лист А1).

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання при

7. Дата видачі завдання 30.03.2023.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

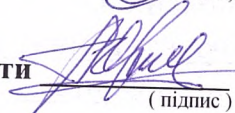
№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Пр
1	Огляд літературних джерел за темою роботи	14.04.2023 р.	
2	Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи	28.04.2023 р.	
3	Розрахунок щогли підйомника	12.05.2023 р.	
4	Розрахунок вантажної лебідки	26.05.2023 р.	
5	Розрахунки деталей	09.06.2023 р.	
6	Роблення технологічного процесу виготовлення осі		
7	Представлення готової роботи на кафедрі	16.06.2023 р.	

Здобувач вищої освіти


(підпис)

Володимир БІЛОУ
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Олександр ОРИСЕН
(прізвище та ініціали)

Анотація

Білоус В.Ю. Будівельний підйомник вантажопідйомністю 3,2 кН. –
Рукопис.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітньо-професійного рівня
«бакалавр» зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» галузі знань 13
«Механічна інженерія». – Національний університет «Полтавська політехніка
імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2023.

Кваліфікаційна робота присвячена питанням створення щоглового
будівельного підйомника для малоповерхового будівництва. Такий підйомник
дозволяє механізувати частину навантажувально-розвантажувальних робіт на
завершальних етапах будівництва, підвищити продуктивність праці, прискорити
темпи будівництва.

В кваліфікаційній роботі наведені розрахунки основних вузлів та деталей
будівельного підйомника, розроблено технологічний процес виготовлення осі
ходового колеса візка, а також розроблено заходи з техніки безпеки при роботі з
даним обладнанням

Щогловий будівельний підйомник доцільно використовувати при
виконанні опоряджувальних робіт, коли каркас будівлі вже змонтовано. Це
дозволить вивільнити значну частину робітників, що задіяні на виконанні
перевантажувальних робіт.

Ключові слова: будівництво, щогла, лебідка, візок, контрвантаж, вісь,
колесо.

ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ

№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.		Білоус		16.06	Анотація	Літ.	Лист
Перев.		Орисенко		16.06		Н	Листів
Перев.		Орисенко		16.06		Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІ ІТР 2023 р.	
Контр.		Васильєв		19.06			
Зам.		Орисенко		19.06			

The abstract

Bilous V.Y. Construction hoist with a lifting capacity of 3.2 kN - Manuscript.

Qualification work for the Bachelor's degree in specialty 133 "Industrial Engineering", field of knowledge 13 "Mechanical Engineering." - National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", Poltava, 2023.

The qualification work is devoted to the creation of a mast construction lift for low-rise construction. Such a lift allows mechanizing part of the loading and unloading operations at the final stages of construction, increasing labor productivity, and accelerating the pace of construction.

The qualification work provides calculations of the main components and parts of the construction lift, develops the technological process of manufacturing the axle of the trolley's running wheel, and develops safety measures for working with this equipment

It is advisable to use a mast construction lift when performing finishing work when the building frame is already mounted. This will free up a significant portion of the workers involved in handling operations.

Keywords: construction, mast, winch, trolley, counterweight, axle, wheel.

					ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ	л
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до роботи

Бакалавр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Будівельний підйомник вантажопідйомністю 3,2 кН

Виконав: студент II курсу,
групи 201пММ
спеціальності 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Білоус В.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник Орисенко О.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Ключко О.В.

(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ

1 Обґрунтування конструктивної схеми підйомника *ст. 6*

1.1 Огляд існуючих конструкцій підйомників

1.2 Опис конструкції підйомника, що розробляється

2 Розрахунок металоконструкції щогли *ст. 16*

2.1 Розрахунок навантажень на щоглу

2.1.1 Розрахунок постійних навантажень

2.1.2 Розрахунок інерційних навантажень

2.1.3 Розрахунок вітрових навантажень

2.2 Розрахунок зусиль в елементах щогли *ст. 19*

2.2.1 Визначення навантажень, що діють на щоглу

2.2.2 Розрахунок зусиль у щоглі

2.2.3 Добір перерізів елементів наскрізної металевої конструкції щогли

2.3 Перевірка несучої здатності елементів щогли *ст. 24*

2.3.1 Перевірка міцності перерізу щогли

2.3.2 Перевірка загальної стійкості щогли

3 Загальний розрахунок механізму підйому *ст. 29*

3.1 Кінематична схема механізму підйому

3.2 Визначення опору пересуванню вантажного візка

3.3 Розрахунок та вибір каната

3.4 Розрахунок діаметра канатоведучого шківів та блоків

3.5 Розрахунок потужності двигуна і вибір редуктора

ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ							
Вж. Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Вступ	Лім.	Лист	Листів
Розроб.	Білоус	<i>[підпис]</i>	19.06		Н	2	2
Перев.	Орисенко	<i>[підпис]</i>	19.06		Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІ ІТР 2023 р.		
Мерієн.	Орисенко	<i>[підпис]</i>	19.06				
Н. контр.	Васильєв	<i>[підпис]</i>	19.06				
Затв.	Орисенко	<i>[підпис]</i>	19.06				

- 3.6 Перевірка двигуна на нагрівання за еквівалентним навантаженням
- 3.7 Перевірка двигуна за моментом
- 3.8 Розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма
- 3.9 Перевірка гальма за моментом
- 4 Розрахунки деталей підйомника *ст. 41.*
 - 4.1 Розрахунок осі ходового колеса
 - 4.1.1 Визначення мінімального діаметра
 - 4.1.2 Розрахунок на статичну міцність
 - 4.2 Розрахунок осі верхнього блока *ст. 45*
 - 4.2.1 Визначення мінімального діаметра
 - 4.2.2 Розрахунок на статичну міцність
 - 4.3 Розрахунок підшипників головних блоків *ст. 48*
 - 4.4 Розрахунок підшипників ходових коліс візка
 - 4.5 Розрахунок гальма *ст. 51*
 - 4.6 Розрахунок та вибір електромагніта гальма
 - 4.7 Перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань
 - 4.8 Розрахунок болтових з'єднань секцій щогли
 - 4.9 Розрахунок муфти з гальмівним шківом
- 5 Розроблення технологічного процесу виготовлення осі *ст. 62*
 - 5.1 Вибір заготовки для виготовлення осі
 - 5.1.1 Визначення припусків на обробку та граничних розмірів
 - 5.1.2 Вибір типу заготовки
 - 5.2 Розроблення плану операцій, опис технологічного процесу виготовлення осі, вибір базових поверхонь
 - 5.3 Вибір обладнання, пристроїв та інструментів
 - 5.4 Розрахунок режимів різання та нормування технологічних операцій
- 6 Техніка безпеки при експлуатації підйомника *ст. 74*
- Висновки *ст. 76*
- Література *ст. 78*

Вступ

Механізація ручної праці в будівництві є одним із вирішальних факторів підвищення продуктивності праці та зменшення кількості робітників при виконанні будівельно-монтажних робіт. Особливу увагу при цьому приділяють покращенню допоміжних, зокрема транспортних і навантажувально-розвантажувальних робіт, де можна вивільнити і використати в основних процесах виробництва значну кількість робітників.

У післямонтажний період, коли каркас будівлі споруджено, залишаються оздоблювальні, санітарно-технічні та електромонтажні роботи, які пов'язані з перевантаженням дрібноштучних матеріалів, де ручна праця використовується досить широко. Однією із основних причин високої питомої ваги ручної праці є виконання робіт малих об'ємів, які у загальному об'ємі будівництва займають значне місце.

До матеріалів, що перевантажуються після спорудження каркасу будівлі належать такі матеріали, як кераміка, шифер, паркет, покрівельні, оздоблювальні та санітарно-технічні матеріали, які поставляють на склади або безпосередньо на будівельні майданчики вроздріб з декількома ручними перевантаженнями. Маса цих матеріалів невелика у порівнянні із загальною масою матеріалів, що використовуються у будівництві, але витрати праці на їх навантаження та розвантаження складає близько 30 % загальних затрат ручної праці при виконанні навантажувально-розвантажувальних і транспортних робіт.

При транспортуванні даних матеріалів, використовувати ті ж підйомно-транспортні машини, що і при монтажі каркасу, недоцільно із-за невеликої маси матеріалу, що транспортується і не завжди зручно, оскільки більшу частину

				ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ		
Вм. Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Вступ		
Розроб.	Білоус		19.06			
Перев.	Орисенко		19.06			
Мерієн.	Орисенко		19.06			
Н. контр.	Васильєв		19.06			
Затв.	Орисенко		19.06			
				Літ.	Лист	Листів
				Н	4	2
				Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІ ІТР 2023 р.		

матеріалу необхідно подаватись всередину будівлі через віконні, або дверні проєми.

Даний вид перевантажень найчастіше виконують за допомогою різних типів підйомників та легких кранів, у зв'язку з чим у області механізації внутрішньобудівельних поетажних транспортних робіт весь час відбуваються зміни. Постійно проводиться вдосконалення багатьох типів підйомників, створюються нові підйомники, які поряд із підйомом вантажу на необхідну висоту, можуть ще і подавати його безпосередньо у віконні проєми чи на кришу будівлі.

В даній кваліфікаційній роботі проведено розроблення щоглового будівельного підйомника з нетиповим для даного класу машин приводом механізму підйому вантажного візка.

Для створення тягового зусилля у вантажному канаті запропоновано використовувати лебідку з канатоведучим шківом, у якої зчеплення каната зі шківом відбувається завдяки силі тертя між канатом та стінками канавки. Таке рішення дозволяє зменшити габарити лебідки, оскільки розміри канатоведучого шківа не залежать від висоти підйому вантажу.

Запропоновано також урівноважувати вагу візка та половину ваги вантажу, що підіймається, контрвантажем. Це дає можливість використовувати приводний двигун меншої потужності.

Прийняті конструктивні рішення дозволяють досягти підвищення продуктивності праці, а також економії коштів та матеріалів при експлуатації підйомника.

Основні конструктивні та інженерні рішення, що запропоновані у кваліфікаційній роботі, прийняті на основі аналізу існуючих конструкцій підйомників та підтверджені математичними розрахунками.

1 Обґрунтування конструктивної схеми підйомника

1.1 Огляд існуючих конструкцій підйомників

Вантажопідйомні машини, що переміщують вантажі в кабінах, або на площадках (штучні вантажі) чи в ковшах (сипучі або пластичні матеріали), які переміщуються в жорстких направляючих, називають підйомниками. Вони поширені при виконанні опоряджувальних, покрівельних і ремонтних роботах, зведенні споруд баштового типу (елеваторів, труб) тощо [1]. Підйом звичайно здійснюється у вертикальному (вертикальні підйомники) і рідко в похилому напрямку, близькому до вертикального (похилі підйомники, що застосовуються для завантаження печей та змішувального обладнання).

За будовою направляючих та їх огороження розрізняють підйомники шахтні, в яких направляючі розташовані у внутрішній частині шахти, що є огороженням для кабіни (площадки), щоглові, у яких направляючі виконують у вигляді щогли, що прикріплюються до будівлі, струнні та скіпові. Струнні підйомники також класифікують за видами робіт (для подачі будівельних матеріалів і для зовнішніх опоряджувальних робіт). Загальна класифікація будівельних підйомників показана на рисунку 1.1.

Для подавання будівельних матеріалів використовують підйомники, які відрізняються за кількістю постів що обслуговуються (однопостові та багатопостові), а підйомники для зовнішніх опоряджувальних робіт – за способом підйому люльки (самопідйомні і ті, що підіймають за допомогою ручної лебідки); за конструкцією механізму підйому – з канатним механізмом підйому (з барабанною лебідкою і лебідкою з канатоведучими шківками) і з

ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ							
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Обґрунтування конструктивної схеми підйомника		
Розроб.	Білоус			15.06			
Терев.	Орисенко			16.06			
Керівн.	Орисенко			16.06			
контр.	Васильєв			16.06			
Затв.	Орисенко			16.06	Літ. Лист Листів		
					Н 6 10		
					Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІ ІТР 2023 р.		

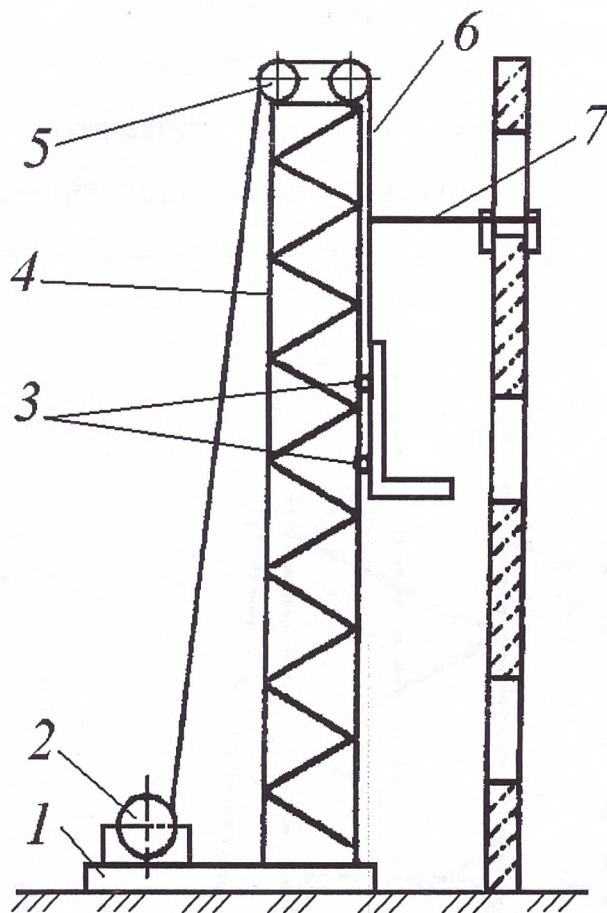
безканатним механізмом підйому (рейково-зубчасті і цівкові).

За типом приводу механізма підйому – з приводом від електродвигуна і від двигуна внутрішнього згоряння. За способом монтажу – ті, що монтуються нарощуванням щогли знизу, нарощуванням щогли зверху і методом перекидання (підйом щогли у зібраному стані в вертикальне положення; щогла при демонтажі та перевезеннях на секції не розбирається).

Найчастіше будівельні підйомники виконують щогловими, вантажними і, як правило, не використовують для підйому людей [2]. Дрібнокускові та сипучі матеріали, бетон та розчин підіймають в тачках та іншій тарі, а дрібноштучні вантажі та лісоматеріали на платформі. У будівництві знаходять найбільш широке використання щоглові підйомники загальна схема яких показана на рисунку 1.2.

Щогловий підйомник конструктивно може бути виконаним з однією направляючою щоглою (одностоечні) і з двома направляючими щоглами у вигляді двох швелерів, що жорстко зв'язані між собою (двостоечні). Одностоечні та двостоечні підйомники можуть бути приставними (стаціонарними), пересувними та самохідними. При висоті підйому вантажу до 10 м вони можуть встановлюватись вільно і не потребують додаткових кріплень; щогли більш високих підйомників закріплюють спеціальними розчалками до стіни або віконного проєму будівлі таким чином, щоб центр підйомної платформи знаходився напроти вісі віконних проємів. Двостоечні підйомники встановлюють вздовж стіни довгим боком основи або перепендикулярно до стіни.

Підйомник, встановлений вздовж стіни, займає менше місця і не потребує встановлення спеціальних риштувань ні з низу, ні зверху, так як піднятий вантаж можна приймати безпосередньо на стіну або через віконний проєм. При встановленні підйомника перпендикулярно до стіни, зверху, на місці розвантаження платформи необхідно встановлювати прийомні площадки. У цьому випадку розвантаження є більш зручним, так як дозволяє підіймати довговимірні матеріали.



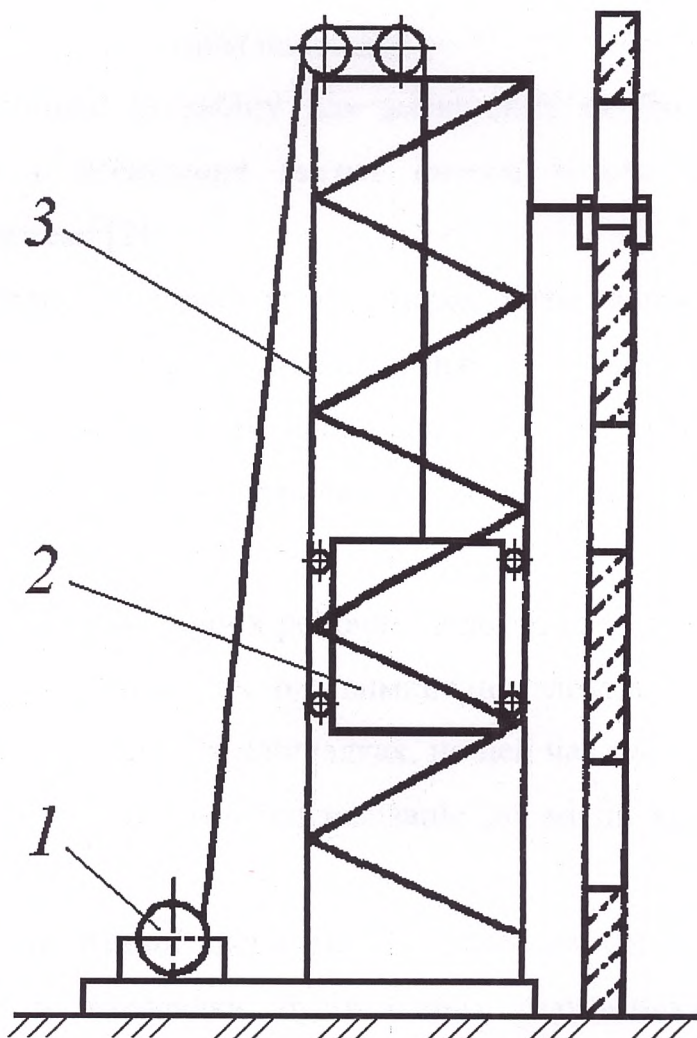
1 – рама; 2 – лебідка; 3 – котки; 4 – щогла; 5 – обвідні блоки; 6 – опора;
7 – канат; 8 – візок

Рисунок 1.2 – Схема одностоечного щоглового підйомника:

Двохстоечні підйомники (пересувні) мають опорну раму і пересуваються на невеликій відстані в межах майданчика за допомогою ручної лебідки без демонтажу або з частковим демонтажем з опущеною щоглою. При будівництві високих будівель застосовують вантажопасажирські будівельні підйомники, що використовуються не як для підйому вантажів, так і людей.

Для передачі будівельних матеріалів на верхні поверхи на завершальних етапах будівництва можна використовувати встановлені із внутрішнього боку

будівлі стаціонарні шахтні вантажні, пасажирські або вантажопасажирські підйомники, так звані ліфти, що в подальшому використовуються для обслуговування будівлі. Схема такого підйомника показана на рисунку 1.3. Стаціонарні, встановлені всередині будівлі підйомники за своєю будовою відрізняються від будівельних підйомників і являють собою спеціальний клас вантажопідйомних машин.



1 – лебідка; 2 – вантажонесучий орган; 3 – металоконструкція

Рисунок 1.3 – Схема шахтного підйомника:

Лист	№ докум.	Підп.	Дата	

ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ

Лист

9

Основні параметри підйомників, що використовуються в будівництві наведені в стандартах, а технічні вимоги до них регламентовані правилами Держгіртехнагляду.

Підйом кабіни чи площадки будівельних підйомників здійснюється, як правило, однобарабанными лебідки з індивідуальним електроприводом, які встановлюються на раму підйомника або на землі, збоку від підйомника; канат спрямовується за допомогою відхиляючих блоків [3]. У деяких типів підйомників застосовують лебідки з канатоведучим шківом [4].

Площадку підйомника чи кабіну для зменшення необхідного крутного моменту на барабані і зменшення витрат енергії можна урівноважувати противагою (контрвантажем) [2].

Керування будівельним підйомником може бути автоматизовано. На відповідному поверсі встановлюють кінцеві вимикачі, що відключають двигун лебідки при досягненні площадкою необхідного рівня. У цьому випадку застосовують кнопочне керування електродвигунами на допоміжному струмові і з використанням магнітних пускатів.

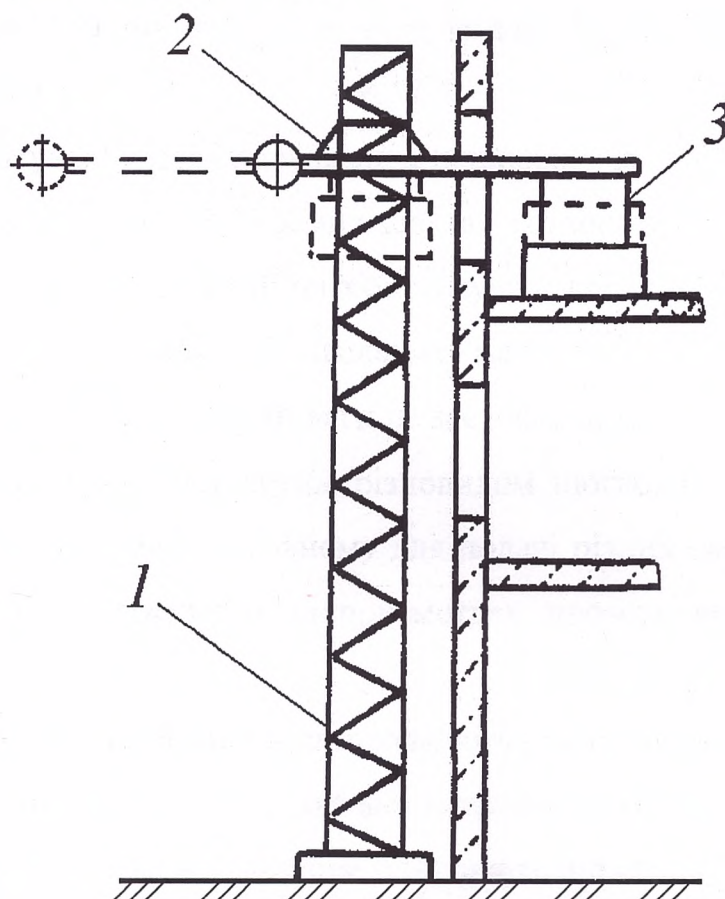
Для зупинки площадки в крайніх робочих положеннях, привід підйомника обладнують пристроєм для автоматичного вимкнення електродвигуна. Апарати керування, що розташовані на інших площадках, на цей час повинні вимикатись. Крім того повинна бути встановлена сигналізація до місць керування із усіх поверхів.

Згідно до правил безпечної експлуатації підйомників швидкість підйому навантаженої кабіни чи площадки будівельного підйомника не повинна перевищувати 1 м/с, а прискорення - не більше $0,5 \text{ м/с}^2$ [2].

У порівнянні з кранами підйомники є менш зручними в експлуатації, оскільки вантажі підіймаються лише в одне місце. Тому раціональною областю їх використання є місця з особливо напруженими вертикальними вантажними потоками, а також у тих випадках, коли є необхідною подача матеріалу всередину

будівлі через віконні проєми, як показано на рисунку, оскільки в даному випадку використання крана неможливе.

Вантажні щоглові підйомники встановлюють зовні будівлі, але якщо будинок має ступінчасту форму, то можливе встановлення і в середині. Вантажопідйомність малих підйомників складає 0,32 т, висота підйому до 25 м [3]. При будівництві висотних будинків застосовують підйомники вантажопідйомністю до 1,6 т і висотою підйому до 200 м, а якщо необхідно то і більше. Щогли підйомників складаються із окремих секцій, що нарощуються по ходу спорудження будинку. У малих підйомниках щогла може повертатись і встановлюватись у похилому положенні, а раму обладнують пневмоколесами для пересування причепом до автомобіля [5].



1 – щогла; 2 – візок; 3 – вантажонесучий пристрій

Рисунок 1.4 – Схема підйомника з подаванням вантажу до приміщення

Великі та середні підйомники при пересуванні з одного об'єкта на інший повинні розбиратись та перевозитись частинами.

Вантажопасажирські підйомники мають великі вантажопідйомності і висоту підйому та характеризуються застосуванням кабіни замість відкритої платформи і відгородженої площадки на землі для посадки і висадки пасажирів. Крім того застосовуються перехідні містки для переміщення людей в будинок і в зворотньому напрямі. Часто також у таких підйомниках застосовують лебідку із знановедучим шківом і противагу, що переміщується з боку щогли, протилежного тому по якому пересувається кабіна.

Багатоклітьові шахтні підйомники, що застосовуються на будівництві монолітних залізобетонних димових труб, градирен та інших аналогічних споруд великої висоти (до 250 м) є третім різновидом будівельних підйомників. Підйомник використовується як базовий стержень, відносно якого переміщуються риштування для спорудження кільцевого каркасу. Для жорсткості шахта фіксується розтяжками. В окремих шахтах встановлюють не зв'язані між собою підйомники, із яких частину використовують для підйому та опускання робітників, інші – для підйому будівельних матеріалів. Барабанні підйомні лебідки встановлюють на землі. Противаги не застосовують.

Ковшові підйомники є четвертим різновидом щоглових підйомників, що застосовуються у будівництві в основному для подачі різних сипучих матеріалів в бункери, а також на складах і підприємствах промисловості будівельних матеріалів.

Будівельні ковшові підйомники виготовляють із ковшом місткістю до 1 м^3 , зі швидкістю переміщення ковша $0,1 \dots 0,5 \text{ м/с}$ залежно від висоти підйому [2].

В практику будівництва все частіше починають впроваджуватись зубчато-рейкові (безканатні) підйомники, що виконуються у вигляді одно- або двохстійкової щогли, до направляючих якої прикріплено зубчасті рейки. Приводний механізм з вихідними шестернями, що взаємодіють з рейками, розташовують над або під кабіною. Надійність механізму переміщення та

швидкість його роботи досягається застосуванням двох шестерен та зміщенням їх на півкроку.

Безканатні підйомники мають ряд переваг, таких як автономність та зручність нарощування щогли і направляючих до будь якої необхідної висоти. Як і в будівельних підйомниках інших типів, щогла через певний крок (6...12м) прикріплюється до будівлі. Безканатні підйомники застосовують також у баштових кранах для підйому і опускання персоналу в кабінку крана.

Використання безщоглових підйомників є раціональним при спорудженні будівель висотою до 100 м і більше, оскільки останні при такій висоті підйому стають дуже важкими та громіздкими. Такі підйомники виконують з канатними направляючими, що закріплюються у верхній частині побудованого будинку і утримуються від розгойдування в декількох точках по висоті за допомогою спеціальних підтримок, що можуть розкриватись.

Кабінку чи площадку підйомника обов'язково обладнують уловлювачами, тобто особливими захоплювачами, якими вона у випадку обриву підйомного каната жорстко з'єднується з направляючими. Такі уловлювачі встановлюють на вантажних будівельних підйомниках у випадку, коли робітник при проведенні навантажувально-розвантажувальних операцій може знаходитись на площадці.

У підйомників з барабанною лебідкою уловлювачі приводяться в дію від пружини механізму підвіски кабінки чи площадки до канатів і від обмежувача швидкості, для чого використовують пристрій з відцентровим гальмом, що затримує допоміжний канат при перевищенні нормальної швидкості на 15 %. Уловлювачі повинні діяти швидко, але плавно. Шлях вільного падіння площадки до початку дії уловлювача не повинен перевищувати 250 мм [2]. Шлях, на якому відбувається сповільнений рух площадки до повної її зупинки, залежить від номінальної швидкості площадки, а також від типу уловлювачів. В результаті дії уловлювачів поглинається кінетична енергія накопичена площадкою при її русі. Динамічні навантаження тим більші, чи менший шлях гальмування площадки.

1.2 Опис конструкції підйомника, що розробляється

За загальною класифікацією підйомник, що проектується належить до будівельних щоглових пересувних з ручним розвантаженням. Основним призначенням підйомника є подача вантажів масою до 320 кг на висоту до 9 м при виконанні опоряджувальних робіт на завершальних етапах будівництва.

Підйомник являє собою пересувну збірно-секційну металеву конструкцію, яка складається з опорної рами з монтажною стійкою, щогли, вантажного візка, контрвантажа, реверсивної лебідки з електроприводом та пускової апаратури.

На опорній рамі змонтовано привідну лебідку, електрообладнання та монтажну стойку до якої шарнірно кріпиться щогла. Рама підйомника обладнана пневматичними колесами для можливості його перевезення до місця виконання робіт на буксирі автомобіля. При цьому щогла повертається відносно горизонтальної осі і при транспортуванні займає положення близьке до горизонтального.

Переміщення вантажу у вертикальному напрямі здійснюється за допомогою вантажного візка, який пересувається за допомогою роликів по спрямовуючих полках кутників щогли. Швидкість переміщення складає 0,5 м/с.

Характерною особливістю даного підйомника є використання лебідки з канатоведучим шківом, що відрізняє його конструктивно від машин подібного класу. Застосування лебідки з канатоведучим шківом дозволяє використовувати контрвантаж для урівноваження ваги візка та частини ваги вантажу, що піднімається і тим самим зменшити крутний момент на барабані та потужність електродвигуна механізму підйому. При цьому конструкція механізму підйому дозволяє урівноважувати вагу вантажного візка та 0,5 ваги вантажу, що неможливо зробити у підйомниках з барабанною лебідкою.

Щогла є несучою металоконструкцією по якій пересуваються вантажний візок та контрвантаж. У даному підйомнику застосовано щоглу, що складається

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ

Лист

14

із окремих секцій довжиною 2 м. При ремонті та обслуговуванні підйомника є можливою заміна однієї окремої секції.

Монтаж щогли здійснюється її поворотом навколо вісі, що закріплена на монтажній стойці. У вертикальному положенні щогла фіксується фіксаторами відносно рами, а у разі необхідності – розтяжками. Щогла при перевезенні підйомника на секції не розбирається і це дає можливість проводити монтаж у короткий термін.

За допомогою автоматичних уловлювачів клинового типу у даній конструкції передбачена аварійна зупинка візка у випадку обриву вантажного канату. Шлях, протягом якого відбувається зупинка вантажного візка не перевищує 100 мм. На підйомнику встановлені два кінцевих вимикачі які обмежують пресування візка при досягненні ним крайніх верхнього та нижнього положень.

Контрвантаж конструктивно виконано у вигляді візка вага якого у разі необхідності може змінюватись шляхом встановлення додаткових залізобетонних елементів.

При підйомі вантаж знаходиться у кліті, що запобігає його падінню. Підйомник при роботі встановлюється біля стіни споруди так, щоб кліть знаходилась навпроти віконних чи дверних проємів.

Керування підйомником здійснюється за допомогою переносного пульта. Це є зручним при роботі, оскільки оператор може пересуватись у межах будівельного майданчика і тим самим забезпечити собі належний огляд робочої зони.

2 Розрахунок металоконструкції щогли

2.1 Розрахунок навантажень на щоглу

2.1.1 Розрахунок постійних навантажень

На щоглу будівельного підйомника діють навантаження, які можна розділити на ті, що діють постійно, інерційні та вітрові.

Постійні навантаження, що діють на щоглу, це навантаження від ваги металоконструкцій щогли, вантажного візка з вантажем, противаги, елементів канатноблочної системи та зусилля в канатах.

Постійно діючі навантаження визначимо користуючись схемою, показаною на рисунку 2.1. При цьому орієнтовні значення ваги G_i , кН, окремих елементів прийmemo на основі аналізу конструкцій існуючих підйомників даного класу [3, 5, 6]:

- вага візка – $G_v = 3,25$;
- вага щогли – $G_{щ} = 4,0$;
- вагу противаги обчислемо за формулою

$$G_n = G_v + \frac{1}{2}Q = 3,25 + \frac{1}{2}3,2 = 4,85 , \quad (2.1)$$

де Q – вага вантажу, кН; $Q = 3,2$;

– зусилля в канатах, кН

вантажному $S_1 = G_v + Q = 3,25 + 3,2 = 6,45$;

противаги $S_2 = G_n = 4,85$.

					ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ			
Вм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Розрахунок металоконструкції щогли	Лім.	Лист	Листів
Розроб.	Білоус			16.06		Н		
Перев.	Орисенко			19.06			16	13
Мерівн.	Орисенко			19.06		Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІ ІТР 2023 р.		
Н. контр.	Васильєв			19.06				
Затв.	Орисенко			19.06				

Сумарне вертикальне навантаження на щоглу $N_{щ}$, кН, складе

$$N_{щ} = G_{щ} + G_e + Q + G_n + S_1 + S_2 =$$

$$= 4 + 3,25 + 3,2 + 4,85 + 6,45 + 4,85 = 26,6$$
(2.2)

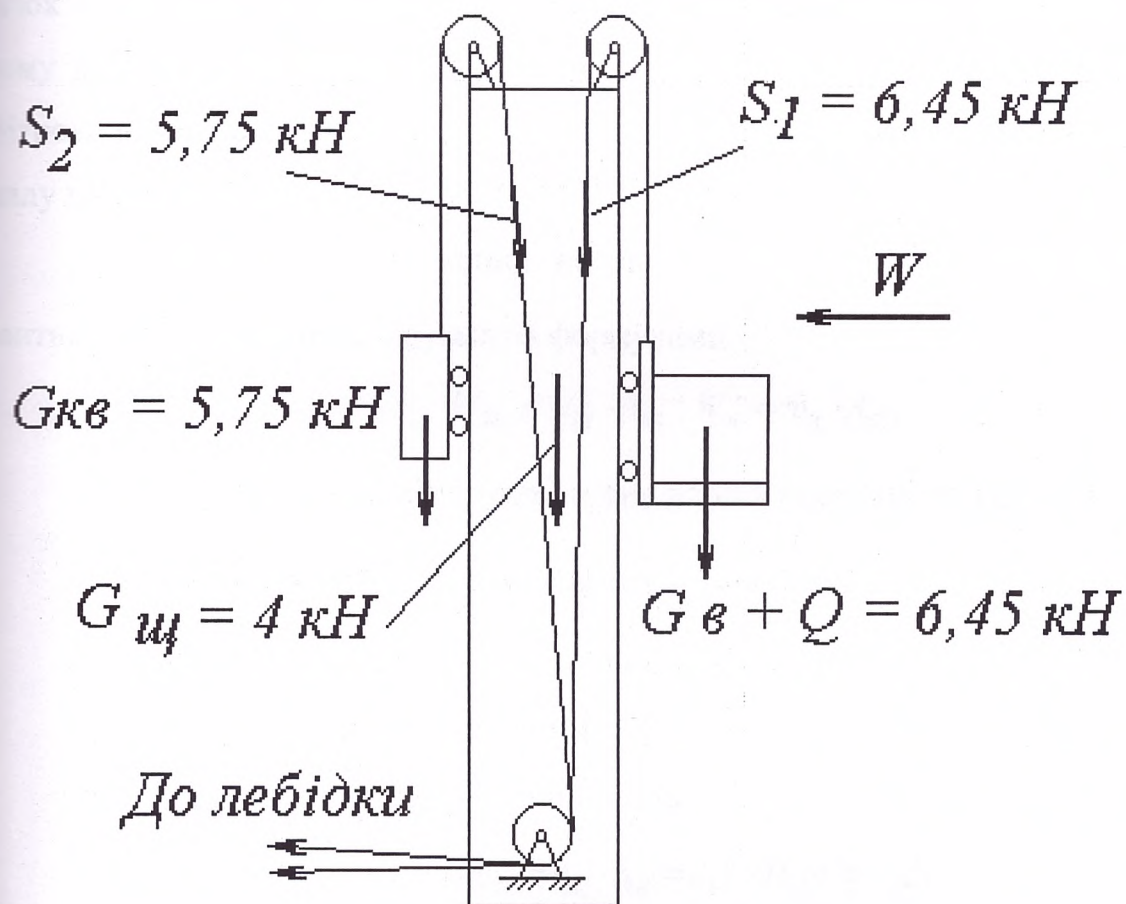


Рисунок 2.1 – Схема до розрахунку навантажень щогли

2.1.2 Розрахунок інерційних навантажень

При роботі підйомника виникають інерційні навантаження. При неробочому стані підйомника ці навантаження відсутні.

Вертикальне інерційне навантаження V , кН, визначимо за формулою

$$V = 0,1 \frac{Q}{2} V = 0,1 \frac{3,2}{2} = 1,6.$$
(2.3)

2.1.3 Розрахунок вітрових навантажень

У даному випадку вітрові навантаження діятимуть на щоглу, вантажний візок з вантажем та контрвантаж. Найбільші значення цих навантажень будуть у тому випадку, коли візок з вантажем знаходитиметься у верхньому положенні. Вітрове навантаження на контрвантаж приймаємо рівним нулю враховуючи його малу навітряну площу.

Тоді вітрове навантаження на щоглу $W_{щ}$, κH , та вантажний візок з вантажем $W_{в}$, κH , розраховуємо за формулами:

$$W_{щ} = \omega_{щ} \cdot A_{щ}; W_{в} = \omega_{в} \cdot A_{в}, \quad (2.4)$$

де $A_{щ}, A_{в}$ – відповідно ефективна площа поверхні щогли та візка, m^2 ;

$\omega_{щ}, \omega_{в}$ – розрахункове навантаження на $1 m^2$ конструкції, $\kappa Па$.

Для наскрізної конструкції щогли $A_{щ}$, m^2

$$A_{щ} = A_{кщ} \cdot \alpha = 5,2 \cdot 0,3 = 1,56, \quad (2.5)$$

де $A_{кщ}$ – площа контуру бічної поверхні, m^2

$$A_{кщ} = c_{щ} \cdot h_{щ} = 0,5 \cdot 10,4 = 5,2; \quad (2.6)$$

$c_{щ}, h_{щ}$ – відповідно ширина та висота щогли, m , які після конструктивного опрацювання приймаємо рівними $c_{щ} = 0,5$; $h_{щ} = 10,4$;

α – коефіцієнт суцільності; для наскрізної конструкції щогли приймаємо $\alpha = 0,3$ [7].

Для суцільної поверхні візка з вантажем $A_{в}$, m^2

$$A_{в} = a_{в} \cdot h_{в} = 27,5 \cdot 0,9 = 2,48 m^2; \quad (2.7)$$

$a_{в}, h_{в}$ – відповідно довжина та висота візка з вантажем, m , які після конструктивного опрацювання приймаємо рівними $a_{в} = 2,75$; $h_{в} = 0,9$;

для суцільної площі вантажа – $\alpha = 1$.

Розрахункове навантаження на 1 м^2 конструкції щогли $\omega_{щ}$, кПа , та візка з вантажем $\omega_{в}$, кПа

$$\omega_{щ} = \gamma_f \cdot \omega_0 \cdot k \cdot c_e \cdot \beta = 1,4 \cdot 0,125 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 2,2 = 0,54; \quad (2.8)$$

$$\omega_{в} = \gamma_f \cdot \omega_0 \cdot k \cdot c_e \cdot \beta = 1,4 \cdot 0,125 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1,25 = 0,31, \quad (2.9)$$

де γ_f – коефіцієнт надійності при вітровому навантаженні; приймаємо рівним $\gamma_f = 1,4$ [7];

ω_0 – нормативний швидкісний напір тиску вітру, кПа ; для робочого стану приймаємо $\omega_0 = 0,125$ [7];

k – коефіцієнт, що враховує зміну швидкісного напору вітру залежно від висоти та типу місцевості; приймаємо за таблицею 2.2 [7] $k = 1,0$;

c_e – аеродинамічний коефіцієнт, який враховує вплив форми перерізу елемента; для вертикальних поверхонь приймаємо $c_e = 1,4$ [7];

β – коефіцієнт, що умовно враховує динамічну складову вітрового навантаження; для щогли приймаємо $\beta = 2,2$, для вантажу – $\beta = 1,25$ [7].

Вітрові навантаження на щоглу $W_{щ}$, кН , та візок з вантажем, $W_{в}$, кН

$$W_{щ} = 1,56 \cdot 0,54 = 0,84; \quad (2.10)$$

$$W_{в} = 2,48 \cdot 0,31 = 0,77. \quad (2.11)$$

2.2 Розрахунок зусиль в елементах щогли

2.2.1 Визначення навантажень, що діють на щоглу

Для визначення зусиль в елементах несучих металоконструкцій підйомника складаємо таблицю розрахункових сполучень 2.1. Розрахунок виконується на міцність та стійкість і підйомник не пересувається, отже приймаємо I – а та II – а

розрахункові сполучення [7]. Дане розрахункове сполучення відповідає максимальним навантаженням робочого стану підйомника з урахуванням максимального тиску вітру при якому дозволяється робота підйомника ($\omega_0 = 0,125 \text{ кПа}$).

Таблиця 2.1 — Розрахункові сполучення навантажень

Навантаження	Сполучення навантажень			
	І-а		ІІ-а	
	Позначення	Значення, кН	Позначення	Значення, кН
Постійні	$\gamma_n \cdot N_{\text{щ}}$	34,58	$\gamma_n \cdot N_{\text{щ}}$	34,58
Вантаж	$\psi_1 \cdot \varphi_e$	1,76	$\psi_2 \cdot \gamma_n \cdot Q$	4,99
Інерційні	V	0,16	V	0,16
Вітрові	—	—	W_p	1,6

де γ_n — коефіцієнт надійності; для постійних навантажень приймаємо $\gamma_n = 1,1$, для ваги вантажу $\gamma_n = 1,3$;

$\varphi_e = 0,5$ — при легкому режимі роботи;

ψ_1 , ψ_2 — коефіцієнти динамічності; які для щогли приймаємо рівними $\psi_1 = 1,1$; $\psi_2 = 1,2$.

2.2.2 Розрахунок зусиль у щоглі

При розрахунку міцності та стійкості металоконструкції щогли приймаємо сполучення навантажень ІІ -а, при якому зусилля в щоглі виникають від ваги власне металоконструкції, візка, вантажу, контрвантажів, сил інерції, вітрових навантажень, зусиль у канатах.

Повздовжня стискаюча сила N , κH , дорівнює сумі всіх сил, котрі знаходяться вище від з'єднання щогли з опорною рамою

$$N = -\gamma_n \cdot k_n \cdot N_k - V = -1,1 \cdot 26,6 - 0,16 = -29,42. \quad (2.12)$$

Згинаючий момент у щоглі M_{32} , $\kappa H \cdot m$, визначаємо умовно від сумісної дії вантажного моменту з урахуванням моментів від контрвантажів та від вітрового навантаження

$$M_{32} = M_{\text{в}} + M_{\text{в}} = 1,12 + 11,3 = 12,42, \quad (2.13)$$

де $M_{\text{в}}$ – вантажний момент з урахуванням контрвантажів, $\kappa H \cdot m$

$$M_{\text{в}} = \frac{Q}{2} \cdot l = \frac{3,2}{2} \cdot 0,7 = 1,12; \quad (2.14)$$

l – відстань від осі щогли до центра мас вантажного візка з вантажем, m ; приймаємо $l = 0,7$;

$M_{\text{в}}$ – момент, створюваний вітровим навантаженням, $\kappa H \cdot m$

$$M_{\text{в}} = W_{\text{в}} \cdot h_{\text{нид}} + W_{\text{щ}} \cdot \frac{h_{\text{щ}}}{2} = 0,77 \cdot 9 + 0,84 \cdot \frac{10,4}{2} = 11,3; \quad (2.15)$$

$h_{\text{нид}}$, $h_{\text{щ}}$ – відповідно висота підйому візка та висота щогли, m .

Визначаємо поперечну силу в щоглі $Q_{\text{щ}}$, κH , що є сумою сил вітрового навантаження на щоглу та візок з вантажем

$$Q_{\text{щ}} = W_{\text{щ}} + W_{\text{в}} = 0,77 + 0,84 = 1,61. \quad (2.16)$$

Визначаємо нормальну силу в перерізі пояса щогли $S_{n, \text{max}}$, κH , що залежить від повздовжнього зусилля та згинаючого моменту. На силу в поясах впливає тип решітки. Для зменшення зусиль у поясах щогли вибираємо трикутну решітку з суміщеними вузлами [8], це дає можливість не враховувати дію крутильного моменту:

$$S_{n, \text{max}} = \pm \frac{N}{4} + \frac{M_{32}}{2h_{\text{щ}}} = \pm \frac{29,42}{4} + \frac{12,42}{2 \cdot 0,56} = \pm 18,45 \kappa H. \quad (2.17)$$

де $h_{\text{щ}}$ – висота перерізу щогли, m ; $h_{\text{щ}} = 0,56$;

Визначаємо зусилля в розкосі $S_{p, \text{max}}$, κH , даної решітки

$$S_{p.max} = \pm \frac{Q_{ш}}{2} \cdot \frac{l_p}{h_{ш}} = \pm \frac{1,61}{2} \cdot \frac{0,6}{0,56} = \pm 0,86;$$

(2.18)

де l_p – довжина розкосу щогли, м; яку приймаємо $l_p = 0,6$.

2.2.3 Добір перерізів елементів наскрізної металевої конструкції щогли

Під час проектування металевої конструкції щогли призначаємо мінімальну кількість типових розмірів перерізів. Усі елементи наскрізної конструкції щогли (решітка й пояси) можуть бути як стисненими (–), так і розтягнутими (+) розрахунковим зусиллям $S_{n.max}$.

Розрахунок центрово розтягнутих елементів виконуємо за формулою

$$\sigma = \frac{S_{n.max}}{A} \leq R_y \gamma_c, \quad (2.19)$$

де A – площа перерізу елемента, м²;

R_y – розрахунковий опір матеріалу, Мпа, з якого виготовлено щоглу; використовуємо сталь марки ВСт3пс з розрахунковим опором $R_y = 240$ [8];

γ_c – коефіцієнт умов роботи.

Для сталевих конструкцій щогли підйомника

$$\gamma_c = \gamma' \cdot \gamma'' \cdot \gamma''', \quad (2.20)$$

де γ'_c – коефіцієнт, що враховує умови роботи; приймаємо $\gamma'_c = 0,75$ [7];

γ''_c – коефіцієнт врахування корозійного впливу та можливості експлуатаційних пошкоджень; який для даного випадку приймаємо рівним $\gamma''_c = 0,8$ [7];

γ'''_c – коефіцієнт, що враховує недосконалість розрахунків; приймаємо $\gamma'''_c = 1,1$ як для просторової ферми [7].

Тоді

$$\gamma_c = 0,75 \cdot 0,8 \cdot 1,1 = 0,66. \quad (2.21)$$

Добір перерізів A , A_p , m^2 , стиснених елементів виконуємо за формулою:

$$A = \frac{S_{n(p.cn)max}}{\varphi \cdot R_y \cdot \gamma_c}, \quad (2.22)$$

де $S_{n(p.cn)max}$ – максимальні розрахункові стискаючі, або розтягуючі зусилля, kH , в елементах щогли підйомника. У даному випадку для поясів щогли $S_{n.max} = 19$, для решітки щогли $S_{p.max} = 0,86$;

φ – коефіцієнт, попереднє значення якого призначаємо для поясів щогли $\varphi = 0,7$, а для решітки – $\varphi = 0,5$ при граничній гнучкості $\lambda \leq 120$. За даних умов приймаємо для поясів $\mu = 1$, а для елементів решітки $\mu = 0,8$.

Отже, маємо

$$A = \frac{18,45 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 240 \cdot 10^6 \cdot 0,66} = 0,00016; \quad (2.23)$$

$$A_p = \frac{0,86}{0,5 \cdot 240 \cdot 10^6 \cdot 0,66} = 0,00001. \quad (2.24)$$

З урахуванням отриманих значень площ перерізів, а також беручи до уваги конструктивні міркування із таблиць сортаменту, [9] приймаємо відповідні елементи щогли:

Для поясів приймаємо кутник нерівнобокий 7,5 х 5 х 6 ДСТУ 8769:2018, площа поперечного перерізу якого $A = 7,25 \text{ см}^2$; моменти інерції $J_x = 40,9 \text{ см}^4$, $J_y = 14,6 \text{ см}^4$, радіуси інерції $i_x = 2,38 \text{ см}^2$, $i_y = 1,42 \text{ см}^2$, маса $5,69 \text{ кг/м.п.}$

Для розкосів приймаємо кутник рівнобокий 3,2 х 3,2 х 4 ДСТУ 2251-93, площа поперечного перерізу, $A = 2,43 \text{ см}^2$; момент інерції $J_x = 2,26 \text{ см}^4$, радіус інерції $i_x = 0,96 \text{ см}^2$, маса $0,94 \text{ кг/м.п.}$

2.3 Перевірка несучої здатності елементів щогли

2.3.1 Перевірка міцності перерізу щогли

При перевірці несучої здатності перевіряють загальну стійкість та міцність перерізів щогли підйомника. Перевіримо нижній переріз щогли (у місці кріплення щогли до опорної рами) як найбільш відповідальний та навантажений елемент конструкції.

Враховуючи зусилля від другого розрахункового сполучення навантажень II - а , що наведені в таблиці 2.1, проводимо розрахунок щогли на міцність. Розрахунок в нецентрово-стиснутих та стиснуто-зігнутих елементах проводимо за формулою

$$\frac{N}{A} \pm \frac{M_x}{J_x} \cdot Y \pm \frac{M_y}{J_y} \cdot X \leq R_y \cdot \gamma_c, \quad (2.25)$$

де N, M_x, M_y – абсолютні значення відповідно повздовжньої сили, кН , згинаючого моменту, $\text{кН}\cdot\text{м}$, відносно осей X та Y , при найбільш несприятливому їх сполученні;

J_x, J_y – моменти інерції перерізу, см^4 ;

Геометричні характеристики нижнього перерізу щогли.

Сумарний момент інерції $\Sigma J_{x(y)}$, см^4 , перерізу відносно осей X та Y

$$\Sigma J_{x(y)} = 4 \left[J_{x(y)} + A \cdot Q_{x(y)}^2 \right], \quad (2.26)$$

де J_x, J_y – моменти інерції, см^4 , елементів перерізу відносно своєї головної осі. Для вибраного кутника 7,5 x 5 x 6 ДСТУ 8769:2018 дані моменти інерції складуть $J_x = 40,9$; $J_y = 14,6$ [9];

X, Y – координати, m , точки перерізу, що розглядається відносно його головних осей.

$Q_{x(y)}$ – відстань, cm , між осями X_i та X (Y_i та Y);

$$Q_x = 29,21, Q_y = 27,66;$$

A – загальна площа перерізу, cm^2

$$A = 4 \cdot 7,25 = 29. \quad (2.27)$$

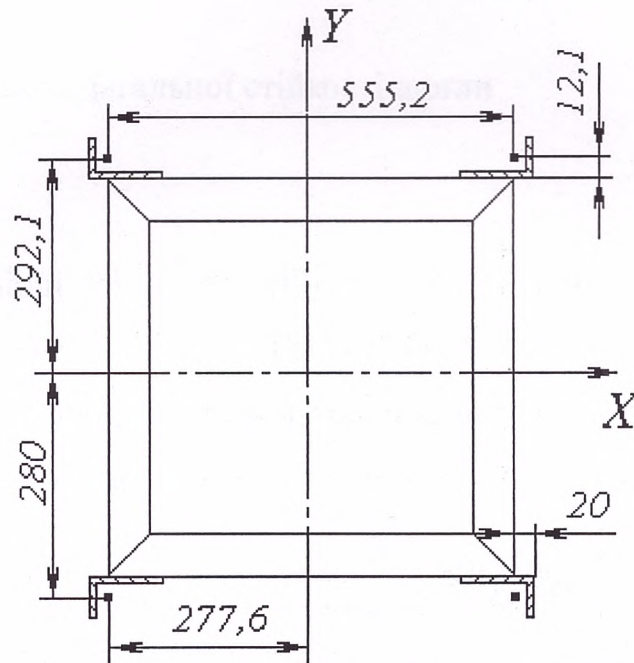


Рисунок 2.2 – Переріз поясу щогли

Отже, сумарні моменти інерції $\Sigma J_x, \Sigma J_y, cm^4$, відносно осей X та Y складуть:

$$\Sigma J_x = 4 \left[40,9 + 7,25 \cdot 29,21^2 \right] = 24907; \quad (2.28)$$

$$\Sigma J_y = 4 \left[14,6 + 7,25 \cdot 27,66^2 \right] = 22246. \quad (2.29)$$

З урахуванням того, що згинаючий момент діє лише в одній площині, напруження, $MПа$, для лівої та правої частин формули (2.25) складуть:

$$\frac{N}{A} \pm \frac{M_x}{J_x} \cdot Y \pm \frac{M_y}{J_y} \cdot X = \frac{35,45 \cdot 10^3}{29 \cdot 10^{-4}} + \frac{11,65 \cdot 10^3}{22246 \cdot 10^{-8}} \cdot 292,1 = 27,5; \quad (2.30)$$

$$R_y \cdot \gamma_c = 245 \cdot 0,66 = 161,7. \quad (2.31)$$

Оскільки

$$27,5 \leq 161,7. \quad (2.32)$$

то умова перевірки щогли на міцність виконується.

2.3.2 Перевірка загальної стійкості щогли

При перевірці загальної стійкості щогли приймаємо зусилля від другого розрахункового сполучення II - а (табл. 2.1).

Перевіряємо переріз з максимальним значенням повздовжньої сили N , κH , і відповідним значенням згинаючого моменту M_{32} , $\kappa H \cdot m$, за формулою

$$\sigma = \frac{N}{\varphi_e \cdot A} \leq R_y \cdot \gamma_c, \quad (2.33)$$

де N – загальна стискаюча сила в металоконструкції, κH ;

A – загальна площа перерізу поясів, m^2 ;

γ_c – коефіцієнт умов роботи

φ_e – коефіцієнт, що визначається за таблицею 75 [8] залежно від умовної приведеної гнучкості $\bar{\lambda}_{ef}$, cm

$$\bar{\lambda}_{ef} = \lambda_{ef} \sqrt{R_y / E}, \quad (2.34)$$

та власного ексцентриситету m , m :

$$m = \frac{M_{32}}{N} \frac{A \cdot h}{2 \cdot I}, \quad (2.35)$$

де λ_{ef} – умовна гнучкість чотирьохгілкової конструкції решітки, cm ;

M_{32} – згинаючий момент у відповідній площині, $\kappa H \cdot m$; $M_{32} = 12,42$;

h – висота перерізу (по осях гілок) конструкції, м; $h = 0,56$;

I – момент інерції перерізу, см^4 ; $I = 22190$;

Визначаємо умовну гнучкість λ_{ef} , см, чотирьохгілкової конструкції
решітки

$$\lambda_{ef} = \sqrt{\lambda^2 + A \left(\frac{\alpha_1}{A_1} + \frac{\alpha_2}{A_2} \right)}, \quad (2.36)$$

де λ – найбільша гнучкість усього стержня, см

$$\lambda_{x(y)} = \frac{\mu \cdot l}{i_{x(y)}}; \quad (2.37)$$

$$i_{x(y)} = \sqrt{I_{x(y)} / A}; \quad (2.38)$$

A_1, A_2 – площа перерізу розкосів решітки у взаємоперпендикулярних
площинах, м^2 ;

α_1, α_2 – коефіцієнти, що враховують геометричні розміри решітки у
кожній площині:

$$\alpha = \frac{10 \cdot a^3}{h^2 \cdot l}, \quad (2.39)$$

де a – довжина розкосу (в осях), м; $a = 0,792$;

h – відстань між поясами м; $h = 0,56$;

l – відстань між вузлами решітки по осі гілки, м; $l = 0,112$;

μ – коефіцієнт, який для щогли приймають рівним $\mu = 2$ [7].

Маємо:

$$\lambda = \frac{2 \cdot 112}{27,7} = 8; \quad (2.40)$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{10 \cdot 79,2^3}{56^2 \cdot 112} = 14,1; \quad (2.41)$$

$$\lambda_{ef} = \sqrt{8^2 + 29 \cdot 2 \frac{14,1}{4,86}} = 15,2; \quad (2.42)$$

$$\bar{\lambda}_{ef} = 15,2 \sqrt{\frac{245}{2,06 \cdot 10^5}} = 0,52; \quad (2.43)$$

$$m = \frac{11,65}{35,45} \frac{29 \cdot 56}{2 \cdot 22190} = 0,012; \quad (2.44)$$

При $\bar{\lambda}_{ef} = 0,52$ см та $m = 0,012$ м за таблицею 75 [8] визначаємо коефіцієнт $\varphi_e = 0,32$.

Тоді напруження σ та $R_y \cdot \gamma_c$, МПа, в лівій та правій частинах формули (2.33) складуть:

$$\sigma = \frac{N}{\varphi_e \cdot A} = \frac{35,45 \cdot 10^3}{0,32 \cdot 2900} = 38,2; \quad (45)$$

$$R_y \cdot \gamma_c = 245 \cdot 0,66 = 161,7. \quad (46)$$

Оскільки

$$38,2 \leq 161,7. \quad (47)$$

то умова перевірки щогли на загальну стійкість виконується.

3 Загальний розрахунок механізму підйому

3.1 Кінематична схема механізму підйому

Для підйомника, що проектується приймаємо канатний механізм підйому, який по аналогії з існуючими механізмами складається з лебідки, візка та канатноблочної системи. По аналогії з існуючими конструкціями приймаємо лебідку що складається з електродвигуна 3, редуктора 2, гальма 5, муфти з гальмівним шківом 4 та канатоведучого шківів 1. Кінематична схема вантажної лебідки показана на рисунку 3.1.

3.2 Визначення опору пересуванню вантажного візка

Для вертикального підйомника опір пересуванню вантажного візка $W_в$, кН, визначимо за формулою

$$W_в = (Q + G_в - G_n) + P_{тр} , \quad (3.1)$$

де Q – вага вантажу, що підіймається підйомником, кН; $Q = 3,2$;

$G_в$ – вага вантажного візка, кН, яку приймаємо орієнтуючись на існуючі конструкції підйомників $Q = 3,2$ [3, 6];

G_n – вага противаги, кН, яку визначаємо за формулою

$$G_n = G_в + \frac{Q}{2} = 3,25 + \frac{3,2}{2} = 4,85; \quad (3.2)$$

ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ							
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Вступ		
Розроб.	Білоус			12.06			
Перев.	Орисенко			12.06			
Керівн.	Орисенко			12.06			
Н. контр.	Васильєв			19.06			
Затв.	Орисенко			19.06	Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІ ІТР 2023 р.		
					Лім.	Лист	Листів
					Н	29	12

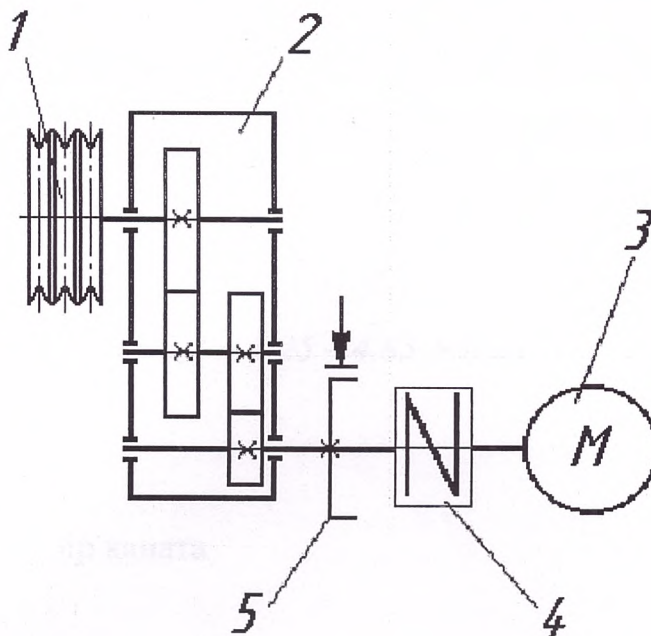


Рисунок 3.1 – Кінематична схема вантажної лебідки

$P_{тр}$ – сила тертя, кН, що виникає при переміщенні опорних коліс по рейкам

$$P_{тр} = \frac{4k_p}{D_k} \left(f \frac{d}{2} + \mu \right) \left[\frac{G_v \cdot l_v + Q \cdot l}{b_v} + \frac{G_n \cdot l_n}{b_n} \right] =$$

$$= \frac{4 \cdot 2}{80} \left(0,015 \frac{30}{2} + 0,3 \right) \left[\frac{3,25 \cdot 600 + 3,2 \cdot 600}{1000} + \frac{4,85 \cdot 150}{500} \right] = 0,26,$$

(3.3)

D_k – діаметр колеса вантажного візка, мм; приймаємо $D_k = 80$;

k_p – коефіцієнт тертя реборд коліс по рейкам; приймаємо $k_p = 2,0$

[10];

f – коефіцієнт тертя в підшипниках ходових коліс; приймаємо

$f = 0,015$ [10];

μ – коефіцієнт тертя кочення колеса по плоскій рейці; приймаємо

$\mu = 0,3$ [10];

l, l_v, l_n – розміри, мм, що показані на рисунку 3.2, які назначаємо конструктивно, орієнтуючись на існуючі конструкції підйомників [5, 6]; $l = l_v =$

Лист	№ докум.	Підп.	Дата	

ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ

Лист
30

600 мм; $l_n = 150$ мм;

b_6, b_n – відповідно база візка та противаги, мм; $b_6 = 1000$; $b_n = 500$;

d – внутрішній діаметр бігової доріжки підшипника кочення ходового колеса, мм; приймаємо $d = 30$.

Тоді

$$W_{6,n} = 3,2 + 3,25 - 4,85 + 0,26 = 1,34. \quad (3.4)$$

3.3 Розрахунок та вибір каната

Кратність поліспада механізму підйому приймаємо $u = 1$ [11].

Тоді максимальне зусилля в канаті S_{max} , кН, що навивається на барабан

$$S_{max} = \frac{W_{6n}}{u \cdot \eta_{кб}} = \frac{1,34}{1 \cdot 0,96} = 1,4 \quad (3.5)$$

де $\eta_{кб}$ – ККД канатноблочної системи. Вантажний канат огинає два направляючих блоки на підшипниках кочення, кожен із яких має ККД $\eta_6 = 0,98$.

Отже ККД канатноблочної системи

$$\eta_{кб} = \eta_6^2 = 0,98^2 = 0,96. \quad (3.6)$$

Розривне зусилля в канаті S_p , кН,

$$S_p \geq S_{max} n_k = 1,4 \cdot 5,0 = 7, \quad (3.7)$$

де n_k – коефіцієнт запасу міцності каната. Приймаємо $n_k = 5,0$ [4].

За розрахованим значенням розривного зусилля із таблиць каталога [4] вибираємо канат сталевий подвійної звивки, типу ЛК – Р, конструкції 6х19 (1 + 6 + 6; 6) ДСТУ EN 12385-4:2014, діаметром $d_k = 8,3$ мм при розрахунковій межі міцності дротинок $\sigma = 1570$ МПа і розривним зусиллям $S_p = 35,55$ кН. (Канат 5,6 – В – І – Н – 1570 ДСТУ EN 12385-4:2014).

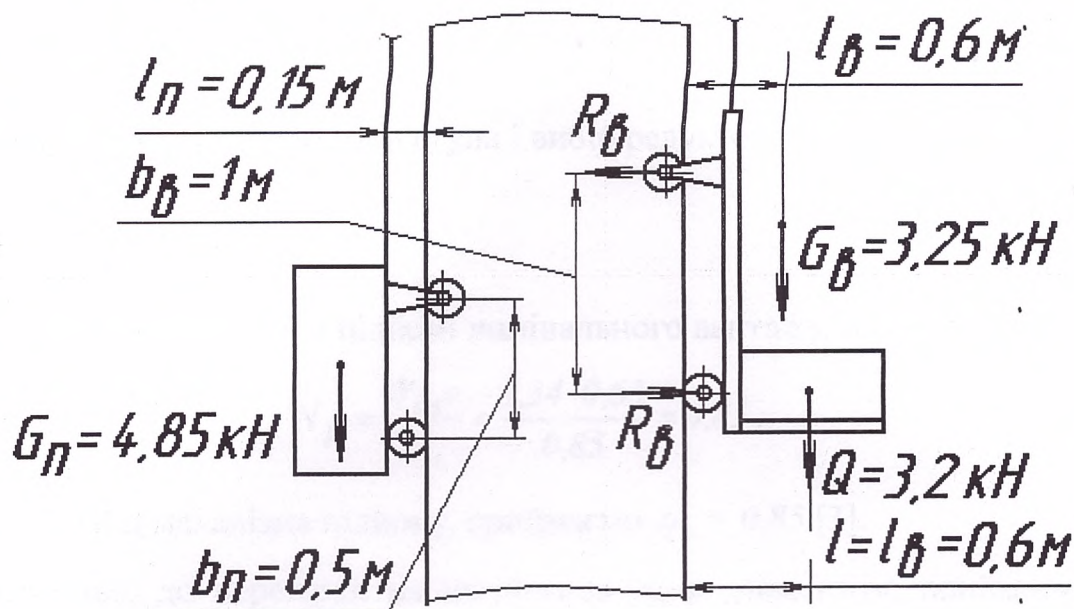


Рисунок 3.2 – Схема визначення сил тертя при пересуванні візка з вантажем та противаги по направляючим

3.4 Розрахунок діаметра канатоведучого шківів та блоків

Мінімальний діаметр блоків та канатоведучого шківів D_{min} , мм, по центру витків каната

$$D_{min} \geq e d_k = 20 \cdot 8,3 = 166. \quad (3.8)$$

де e – мінімальне співвідношення діаметра блока до діаметра каната ;
приймаємо $e = 20$ [11].

З урахуванням стандартного ряду розмірів для відливок [12] приймаємо діаметр блоків по дну канавки, мм, $D_{бл} = 180$.

Діаметр канатоведучого шківів $D_{ш}$, мм, по дну канавки з метою підвищення довговічності каната приймаємо більшим за діаметри блоків та приводимо його до стандартного ряду розмірів $D_{ш} = 200$.

Тоді розрахунковий діаметр шківів D , мм, (по центру витків каната)

$$D = D_{ш} + d_k = 200 + 8,3 = 208,3 . \quad (3.9)$$

3.5 Розрахунок потужності двигуна і вибір редуктора

Потужність двигуна при підйомі номінального вантажу, N_p , кВт,

$$N_p = \frac{W_{ен}^v}{\eta_m} = \frac{1,34 \cdot 0,63}{0,85} = 0,85, \quad (3.10)$$

де η_m – ККД механізма підйому, приймаємо $\eta_m = 0,85$ [3].

Попередньо, до перевірки на нагрівання та за моментом, приймаємо по каталогу [12] найближчий за потужністю електродвигун загальнопромислового призначення змінного струму з короткозамкнутим ротором типу 4A90LB8Y3 потужністю $N = 1,1$ кВт, частотою обертання $n = 750$ об/хв, максимальним моментом $M_{n.max} = 21$ Н·м, моментом інерції ротора $J_p = 0,0092$ кг·м².

Кутова швидкість обертання ротора ω , рад/с,

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 88,5 \quad (3.11)$$

Номінальний момент на валу двигуна M_n , Н·м

$$M_n = 9750 \frac{N}{n} = 9750 \frac{2}{750} = 11,7 . \quad (3.12)$$

Відношення максимального момента до номінального ψ_{max} ,

$$\psi_{max} = \frac{M_{n.max}}{M_n} = \frac{21}{11,7} = 1,8 . \quad (3.13)$$

Передаточне число редуктора $u_{p.p}$,

$$u_{p.p} = \frac{n}{n_{ш}} = \frac{750}{57,8} = 13, \quad (3.14)$$

де $n_{ш}$ – частота обертання шківів, об/хв,

$$n_{ш} = \frac{60 \cdot v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,63}{3,14 \cdot 0,2083} = 57,8. \quad (3.15)$$

Редуктор механізму підйому вибираємо виходячи із розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа та режиму роботи механізму за умови, що табличне значення передаточного числа редуктора не повинно відрізнятись від розрахункового більше ніж на 15%.

По каталогу [11] вибираємо редуктор типу Ц2– 250 здатний передавати потужність $N_{ред} = 25,5 \text{ кВт}$ (сумарна міжосьова відстань $A = 250 \text{ мм}$, передаточне число $u_p = 12,41$ схема складання 4, вал тихохідний конічний). Найбільша поперечна сила на кінці тихохідного вала 12000 Н .

Допустима величина моменту $M_{ред}, \text{ Н}\cdot\text{м}$, що передається редуктором,

$$M_{ред} = \psi 9750 \frac{N_{ред}}{n} = 1,25 \cdot 9750 \frac{25,5}{750} = 414, \quad (3.16)$$

де ψ – кратність пускового моменту, що приймається в залежності від режиму роботи [11].

Середній момент електродвигуна в період пуску, $M_{н.ср}, \text{ Н}\cdot\text{м}$,

$$M_{н.ср} = \frac{M_{н.мах} + 1,1 M_n}{2} = \frac{21 + 1,1 \cdot 11,7}{2} = 16,9. \quad (3.17)$$

Так як $M_{н.ср} = 16,9 < M_{ред} = 414$ то редуктор задовольняє умові перевантаження двигуна в період пуску.

Фактична швидкість підйому вантажа, $v_{ф}, \text{ м/с}$,

$$v_{ф} = v \frac{u_{p.p}}{u_p} = 0,5 \frac{13}{12,41} = 0,66. \quad (3.18)$$

Статичний момент на валу двигуна при підйомі вантажу $M_{с.н}, \text{ Н}\cdot\text{м}$,

$$M_{с.н} = \frac{W_{ен} \cdot D}{2 u_p \eta_m} = \frac{1340 \cdot 0,2083}{2 \cdot 12,41 \cdot 0,85} = 13,2. \quad (3.19)$$

Зусилля в канаті $S_{он}, \text{ Н}$, що звивається з барабана при опусканні вантажа

$$S_{on} = W_{en} \cdot \eta_6^2 = 1340 \cdot 0,98^2 = 1287. \quad (3.20)$$

Статичний момент на валу двигуна при опусканні вантажа $M_{c.on}$, Н·м,

$$M_{c.on} = \frac{S_{on} \cdot D \cdot \eta''}{2u_p} = \frac{1287 \cdot 0,2083 \cdot 0,85}{2 \cdot 12,41} = 9,2. \quad (3.21)$$

Час пуску привода t_n , с, при підйомі і опусканні вантажу визначаємо за формулою

$$t_n = \frac{J_{np} \cdot \omega}{M_{n.c.p} \pm M_{cm}}, \quad (3.22)$$

де J_{np} – момент інерції рухомих мас привода, кг·м², приведений до вала двигуна;

ω – кутова швидкість обертання вала електродвигуна, рад/с;

M_{cm} – статичний момент на валу двигуна при підйомі і опусканні вантажу, Н·м; $M_{cm} = M_{c.n}$ або $M_{cm} = M_{c.on}$.

Знак "–" відповідає пуску при підйомі вантажа, знак "+" – при опусканні.

Момент інерції, кг·м², рухомих мас механізму приведений до вала двигуна

$$J_{np} = \delta(J_p + J_m) + m \frac{R_u^2}{u_p^2 \eta_m} = \quad (3.23)$$

$$= 1,2(0,0092 + 0,0763) + 290 \frac{0,104^2}{12,41^2 \cdot 0,85} = 0,13,$$

де J_p – момент інерції ротора електродвигуна, кг·м²; $J_p = 0,0092$;

J_m – момент інерції зубчастої муфти з гальмівним шківом, кг·м²; вибираємо попередньо із каталога [4], по $M_{ред}$, $J_m = 0,0763$;

δ – коефіцієнт, що враховує моменти інерції мас деталей, які обертаються повільніше ніж вал двигуна, $\delta = 1,05 \dots 1,25$; приймаємо $\delta = 1,2$;

m – маса вантажа який піднімається, кг; приймаємо $m = 290$;

u_p – передаточне число редуктора; $u_p = 12,41$;

$R_{ш}$ – радіус барабана по центру навитого каната, м; $R_{ш} = 0,104$.

Час пуску відповідно при підйомі і опусканні вантажа t_n , с,

$$t_n = \frac{J_{np}\omega}{M_{n.cp} - M_{c.n}} = \frac{0,13 \cdot 78,5}{16,9 - 13,2} = 2,8; \quad (3.24)$$

$$t_n = \frac{J_{np}\omega}{M_{n.cp} + M_{c.on}} = \frac{0,13 \cdot 78,5}{16,9 + 9,2} = 0,4, \quad (3.25)$$

що не перевищує рекомендованих значень часу пуску 8...10 с [11].

Прискорення при пуску a_n , м/с², під час підйому вантажа

$$a_n = \frac{v_{\phi}}{t_n} = \frac{0,66}{2,8} = 0,24. \quad (3.26)$$

Таке прискорення задовольняє рекомендованим [11].

3.6 Перевірка двигуна на нагрівання за еквівалентним навантаженням

Оскільки достовірний графік роботи механізма відсутній, перевірку двигуна за умови нагрівання здійснюємо з використанням методу номінального режиму роботи.

Потужність двигуна при підйомі номінального вантажу N_n , кВт,

$$N_n = \frac{W_{nv} \cdot v_{\phi}}{\eta_m} = \frac{1,34 \cdot 0,66}{0,85} = 1,04. \quad (3.27)$$

Крутний момент на валу двигуна при підйомі номінального вантажу M_{cm} ,

Н·м

$$M_{cm} = 9750 \frac{N_n}{n} = 9750 \frac{1,04}{750} = 13,5. \quad (3.28)$$

Номінальний момент вибраного двигуна, Н·м, $M_n = 11,7$.

Коефіцієнт перевантаження двигуна при підйомі номінального вантажа

$$\alpha = \frac{M_{cm}}{M_n} = \frac{13,5}{11,7} = 1,15. \quad (3.29)$$

Використовуючи величину здатності двигуна витримувати перевантаження і користуючись графіком б на рисунку 79 [4], по кривій $M_{max}=200$ %, відносний час пуску, с, $t_{n.в} = 1,4$.

Визначаємо час розгону t_n , с, при підйомі номінального вантажа

$$t_n = t_{n.в} \frac{J_{np} \omega}{M_n} = 1,4 \frac{0,13 \cdot 78,5}{11,7} = 1,22. \quad (3.30)$$

Середній час робочої операції t_p , с, визначаємо за формулою

$$t_p = \frac{L_p}{v_{\phi}}, \quad (3.31)$$

де L_p – середній робочий шлях, м; визначаємо за формулою

$$L_p = \left(\frac{1}{4} \dots \frac{3}{4} \right) H. \quad (3.32)$$

H – висота підйому вантажа, м; в даному випадку $H = 10,4$;

Приймаємо

$$L_p = \frac{1}{3} H = \frac{10,4}{3} = 3,5. \quad (3.33)$$

Тоді середній час робочої операції, t_p , с,

$$t_p = \frac{3,5}{0,66} = 5,3. \quad (3.34)$$

Відношення часу пуску до середнього часу робочої операції

$$\frac{t_n}{t_p} = \frac{1,2}{5,3} = 0,23. \quad (3.35)$$

Користуючись графіком на рисунку 45 [4], визначаємо допоміжний коефіцієнт $\gamma = 0,9$.

Еквівалентна потужність циклу N_e , кВт,

$$N_e = \gamma N_n = 0,9 \cdot 1,04 = 0,93. \quad (3.36)$$

Визначаємо необхідну потужність циклу N_{25} , кВт, за умовою нагрівання при ПВ=25%

$$N_{25} = KN_e = 0,75 \cdot 0,93 = 0,7 . \quad (3.37)$$

де K – коефіцієнт, який визначаємо за таблицею 30 [4].

Отже вибраний двигун 4A90LB8Y3 потужністю $N = 1,1$ кВт задовольняє умові перевірки на нагрівання.

3.7 Перевірка двигуна за моментом

Умова правильного вибору двигуна

$$KM^n \leq m_0 M^P, \quad (3.38)$$

де K – коефіцієнт перевантаження. При перевірці двигунів механізмів підйому за найбільшим моментом приймаємо $K = 1,5$ [5];

M^n – момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень, Н·м

$$M' = \frac{W_{\%o} \cdot D}{2 \cdot u_p \cdot \eta} = \frac{1340 \cdot 0,2083}{2 \cdot 12,41 \cdot 0,85} = 13,2; \quad (3.39)$$

m_0 – коефіцієнт умов роботи,

$$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 0,85 = 0,8, \quad (3.40)$$

m_1 – коефіцієнт відповідальності. При II класі відповідальності механізма і II класі відповідальності елемента приймаємо $m_1 = 0,95$ [5];

m_2 – коефіцієнт, що враховує умови роботи. При перевірці двигунів механізмів підйому за найбільшим моментом приймаємо $m_2 = 0,85$ [5];

M^P – розрахункова несуча здатність по моменту; в даному розрахунку приймаємо рівною максимальному моменту двигуна, тобто

$$M^P = M_{max} = 21 \text{ Н·м}. \quad (3.41)$$

Тоді

$$KM^H = 1,5 \cdot 13,2 = 19,8; \quad (3.42)$$

$$m_0 M^P = 0,8 \cdot 21 = 16,8; \quad (3.43)$$

Оскільки $16,8 < 19,8$ то вибраний електродвигун відповідає вимогам щодо максимального моменту.

3.8 Розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма

Розрахунковий гальмівний момент M_z , Н·м,

$$M_z = k_z M_{см.г} = 1,5 \cdot 9,5 = 14,25, \quad (3.44)$$

де k_z – коефіцієнт запасу гальмування; $k_z = 1,5$ який визначаємо за таблицею 18 [4];

$M_{см.г}$ – статичний момент на валу двигуна при гальмуванні, Н·м.

$$M_{см.г} = \frac{W_{en} D \eta_M}{2 u_M} = \frac{1340 \cdot 0,2083 \cdot 0,85}{2 \cdot 12,41} = 9,5, \quad (3.45)$$

По додатку XLIX [4] вибираємо двоколодове гальму типу ТКТ – 200/100 з найбільшим гальмівним моментом $M_z = 40$ Н·м, і регулюємо його на розрахунковий гальмівний момент.

Визначаємо час гальмування механізму підйому t_z , с,

$$t_z = \frac{J_{пр.г} \cdot \omega}{M_z + M_{см.г}} = \frac{0,11 \cdot 78,5}{14,25 + 9,5} = 0,36, \quad (3.46)$$

де $J_{пр.г}$ – момент інерції рухомих мас механізму приведений до вала двигуна при гальмуванні, $кг \cdot м^2$,

$$\begin{aligned} J_{пр.г} &= \delta (J_p + J_M) + m \frac{R_{ш}^2 \cdot \eta_M}{u_p^2} = \\ &= 1,2(0,0092 + 0,0763) + 290 \frac{0,104^2 \cdot 0,85}{12,41^2} = 0,11. \end{aligned} \quad (3.47)$$

Величина гальмівного шляху S , м,

$$S = v_{\phi} \cdot t_2 = 0,66 \cdot 0,36 = 0,23. \quad (3.48)$$

Одержане значення гальмівного шляху задовольняє вимогам точності подачі вантажу [7].

3.9 Перевірка гальма за моментом

Умова правильного вибору гальма

$$KM^H \leq m_0 M^P, \quad (3.49)$$

де K – коефіцієнт перевантаження. При перевірці гальм механізмів підйому за найбільшим моментом приймають $K = 1,5$ [5];

M^H – момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень при гальмуванні, Н·м,

$$M^H = M_{ст.г} = 9,5; \quad (3.50)$$

m_0 – коефіцієнт умов роботи,

$$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 1,0 \cdot 0,8 = 0,8, \quad (3.51)$$

m_1 – коефіцієнт відповідальності. При перевірці гальм $m_1 = 1,0$ [5];

m_2 – коефіцієнт, що враховує умови роботи. При перевірці гальм механізмів підйому за найбільшим моментом приймаємо $m_2 = 0,8$ [5];

M^P – розрахункова несуча здатність по моменту; в даному розрахунку приймаємо рівною максимальному гальмівному моменту, Н·м, тобто

$$M^P = M_{max} = 100. \quad (3.52)$$

Тоді

$$KM^H = 1,5 \cdot 9,5 = 14,25; \quad (3.53)$$

$$m_0 M^P = 0,8 \cdot 100 = 80; \quad (3.54)$$

Оскільки $14,25 < 80$ то вибране гальмо задовольняє перевірці по моменту.

4 Розрахунки деталей підйомника

4.1 Розрахунок осі ходового колеса

4.1.1 Визначення мінімального діаметра

Вісь ходового колеса вантажного візка показана на кресленні графічної частини кваліфікаційної роботи. Для визначення її геометричних розмірів по розрахунковим та вибраним параметрам складаємо розрахункову схему, яка показана на рисунку 4.1. В процесі роботи вісь сприймає консольне навантаження від реакції колеса, що дорівнює половині навантаження R_6 , кН, як показано на рисунку 3.2, тобто

$$R_k = R_6 / 2. \quad (4.1)$$

Навантаження R_6 , кН, знайдемо за формулою

$$R_6 = \frac{G_6 \cdot l_6 + Q \cdot l}{b_6} + \frac{G_n \cdot l_n}{b_n} = \quad (4.2)$$
$$= \frac{3,25 \cdot 600 + 3,3 \cdot 600}{1000} + \frac{4,85 \cdot 150}{500} = 5,39$$

де G_6, Q, G_n – відповідно вага візка, вантажу, противаги, кН, які визначені раніше в пункті 3.2 за схемою показаною на рисунку 3.2;

l_6, l, l_n, b_6, b_n – розміри, м, що визначені за схемою показаною на рисунку 3.2.

Тоді

$$R_k = \frac{5,39}{2} = 2,7. \quad (4.3)$$

					ГММ.201ПММ.001-00.00.000ПЗ				
Зм	Лист	№ докум	Підпи	Пат	Розрахунки деталей підйомника	Піт	Лист	Листів	
Розроб	Білоус			15.06					
Перев	Плисанко			16.06			41	21	
Н контр	Рагип'єв			19.06		Національний університет імені Юрія Кандяватюка 2023			
Затв	Плисанко			19.06					

Згинаючий момент $M_{зг}$, кН·м, від консольного навантаження

$$M_{зг} = l_k \cdot R_k = 0,035 \cdot 2,7 = 0,1 \quad (4.4)$$

де l_k – довжина плеча на якому діє сила R_k , м.

Мінімальний необхідний діаметр осі d_{min} , мм, визначаємо за формулою

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{M_{зг}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{100000}{0,1 \cdot 70}} = 24,1, \quad (4.5)$$

де $[\sigma_{-1}]$ – допустиме напруження згинання для матеріалу осі, МПа.

Для сталі 45 при режимі навантаження, що змінюється при обертанні осі від +М до -М (симетричний цикл) $[\sigma_{-1}] = 70$. [13].

Приймаємо діаметр осі ходового колеса $d = 25$.

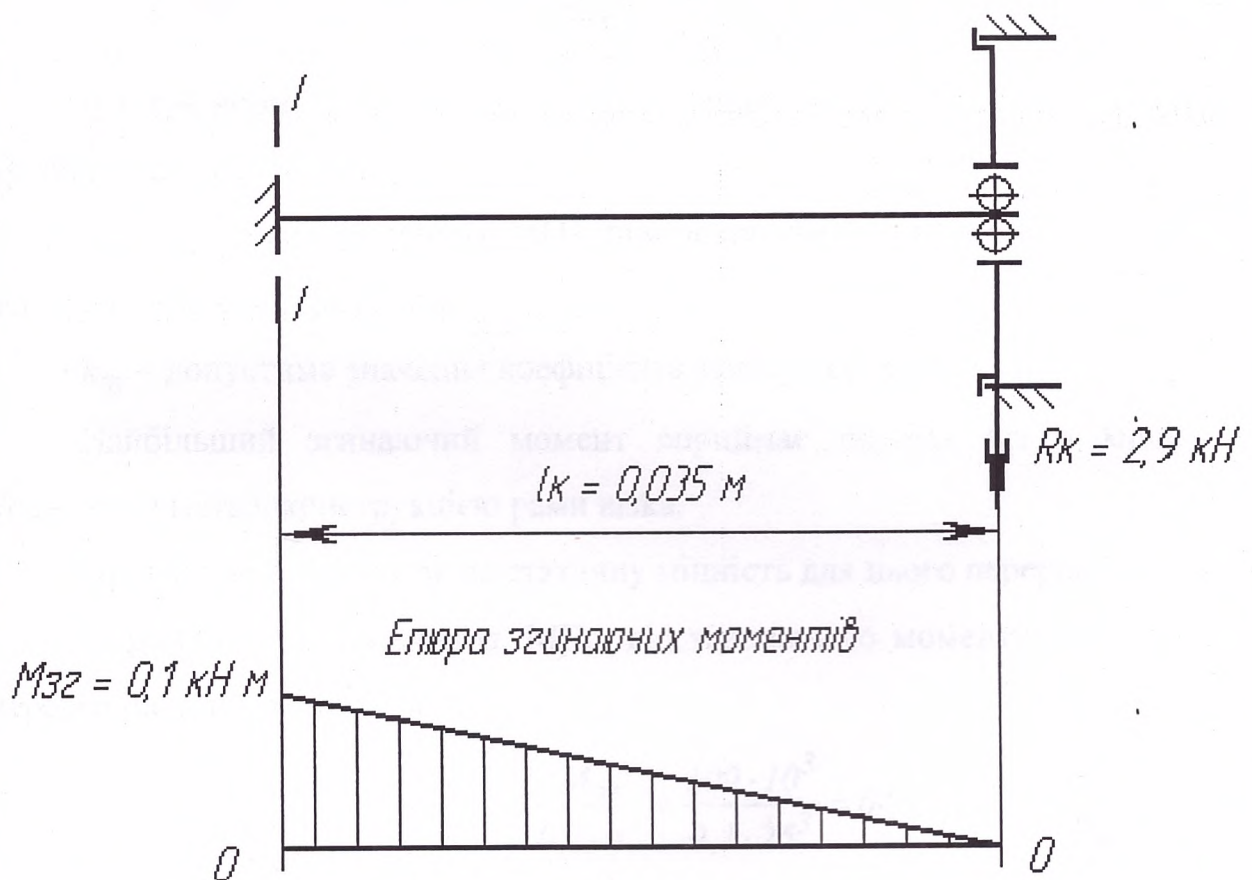


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема осі

4.1.2 Розрахунок на статичну міцність

Запас міцності осі при спільній дії нормальних від згину та дотичних від перерізаючих сил напружень перевіряємо за формулою

$$n_m = \frac{n_{m\sigma} \cdot n_{m\tau}}{\sqrt{n_{m\sigma}^2 \cdot n_{m\tau}^2}} > k_m, \quad (4.6)$$

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

$$n_{m\sigma} = \frac{\sigma_m}{\sigma}; \quad (4.7)$$

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

$$n_{m\tau} = \frac{\tau_m}{\tau}; \quad (4.8)$$

σ і τ – нормальні та дотичні напруження, МПа, в перерізі для якого проводиться розрахунок;

σ_m і τ_m – межа текучості, МПа, при розтягуванні та крутінні матеріалу осі з урахуванням її розмірів;

k_m – допустиме значення коефіцієнта запасу статичної міцності.

Найбільший згинаючий момент сприймає переріз осі в місці її з'єднання з металоконструкцією рами візка.

Проведемо розрахунок на статичну міцність для цього перерізу.

Нормальні напруження σ , МПа, від згинаючого моменту, $M_{зг}$, Н·м, в перерізі що розраховується

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W} = \frac{M_{зг}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{100 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 25^3} = 64, \quad (4.9)$$

де d – діаметр осі, мм, в розрахунковому перерізі; $d = 25$.

Дотичні напруження τ' , МПа, від перерізаючої сили

$$\tau' = 1,33 \frac{Q}{F} = \frac{R_k}{0,785 \cdot d^2} = 1,33 \frac{2371,8}{0,785 \cdot 25^2} = 7,9. \quad (4.10)$$

$$\sigma_m = \sigma'_m \cdot \varepsilon_m = 360 \cdot 0,87 = 313; \quad (4.11)$$

$$\tau_m = \tau'_m \cdot \varepsilon_m = 216 \cdot 0,87 = 188; \quad (4.12)$$

де σ'_m , τ'_m – межа текучості зразка, МПа; для сталі 45 $\sigma'_m = 360$, $\tau'_m = 216$ [13];

ε_m – масштабний фактор, який визначаємо за рис. 29 [11]; $\varepsilon_m = 0,87$.

Тоді запаси міцності за нормальними та дотичними напруженнями:

$$n_{m\sigma} = \frac{313}{64} = 4,9; \quad (4.13)$$

$$n_{m\tau} = \frac{188}{7,9} = 23,9. \quad (4.14)$$

Запас міцності при одночасній дії нормальних та дотичних напружень

$$n_m = \frac{4,9 \cdot 23,9}{\sqrt{4,9^2 + 23,9^2}} = 4,8 > k_m = 1,9. \quad (4.15)$$

Значення коефіцієнта k_m приймаємо за додатком XIX [11].

Оскільки

$$\frac{\sigma_v}{\sigma_m} = \frac{610}{313} = 1,95 > 1,4, \quad (4.16)$$

то приймаємо $k_m = 1,9$.

Отже умова перевірки осі на статичну міцність виконується.

За значенням запасу міцності робимо висновок про необхідність перевірки осі на втому.

Оскільки

$$\frac{M_{max.kp}}{M_{max.d}} = 1, \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}} = \frac{313}{70} = 4,47, \quad (4.17)$$

то за додатком XXIV [11] значення коефіцієнта $\nu = 4$.

А так як $n_m = 4,8 > \nu = 4$ вісь на втому не перевіряємо

4.2 Розрахунок осі верхнього блока

4.2.1 Визначення мінімального діаметра

В процесі роботи вісь верхнього блока сприймає навантаження згину від зусилля в канаті що овиває головний блок.

Для визначення мінімального діаметра осі d , мм, верхнього блока за розрахунковими та вибраними параметрами складаємо розрахункову схему показану на рисунку 4.2.

Розрахунок проводимо для осі головного блока вантажного візка, оскільки він є найбільш навантаженим. Навантаження на вісь F , кН, складе

$$F = 2 \cdot (Q + G_v + P_{mp}) = 2 \cdot (5 + 3,25 + 0,35) = 17,2, \quad (4.18)$$

де Q, G_v, P_{mp} – величини, кН, які були визначені раніше в пункті 3.2.

Згинаючий момент від дії сили F , $M_{зг}$, кН·мм, за схемою на рисунку 4.2 знайдемо за формулою (4.3)

$$M_{зг} = l \cdot F = 17,2 \cdot 36 = 619,2. \quad (4.19)$$

де l – довжина плеча на якому діє сила F .

Тоді мінімальний необхідний діаметр осі, d_{min} , мм,

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{619200}{0,1 \cdot 90}} = 40,9, \quad (4.20)$$

де $[\sigma_{-1}]$ – допустиме напруження згинання, МПа, для матеріалу осі. Для сталі 40Х при режимі навантаження, що змінюється при обертанні осі від $+M$ до $-M$ (симетричний цикл) $[\sigma_{-1}] = 90 \text{ МПа}$. [13].

Приймаємо діаметр осі верхнього блока $d = 40$.

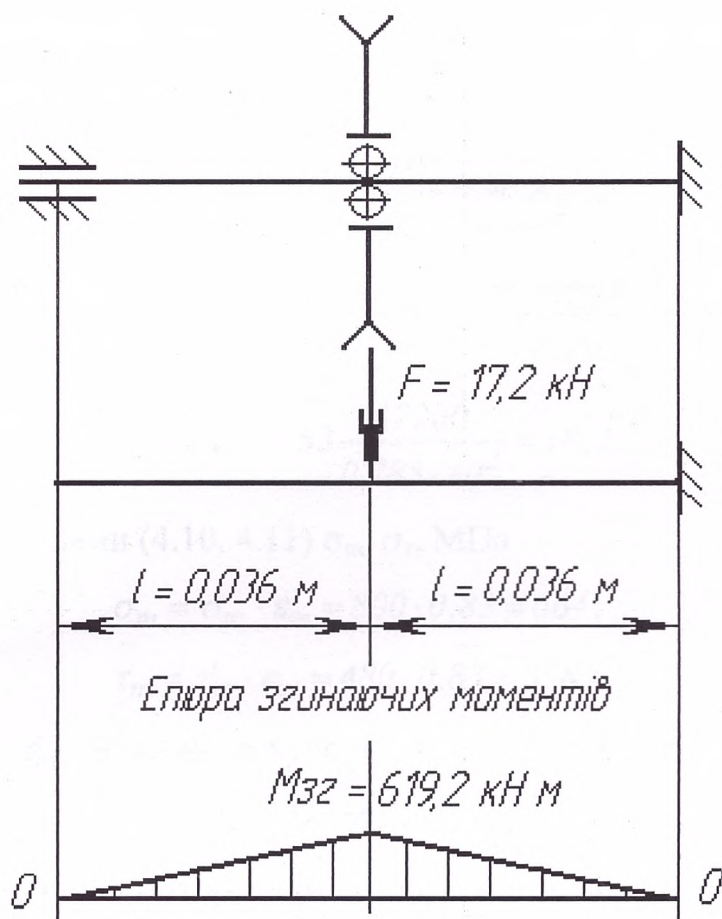


Рисунок 4.2 – Схема навантаження осі верхнього блока

4.2.2 Розрахунок на статичну міцність

Перевіряємо запас міцності осі при спільній дії нормальних від згину σ' , МПа, та дотичних від перерізаючих сил τ' , МПа, напружень за формулою

$$n_m = \frac{n_{m\sigma} \cdot n_{m\tau}}{\sqrt{n_{m\sigma}^2 \cdot n_{m\tau}^2}} > k_m, \quad (4.21)$$

Розрахунок на статичну міцність виконаємо для перерізу осі в місці посадки підшипника.

Нормальні напруження σ' , МПа, від згинаючого моменту в перерізі осі визначаємо за формулою (4.8)

$$\sigma' = \frac{619,2 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40^3} = 96,8. \quad (4.22)$$

Дотичні напруження τ' , МПа, від перерізаючої сили визначаємо за формулою

$$\tau' = 1,33 \frac{17200}{0,785 \cdot 40^2} = 18,2. \quad (4.23)$$

Тоді за формулами (4.10, 4.11) σ_m, τ_m , МПа

$$\sigma_m = \sigma'_m \cdot \varepsilon_m = 800 \cdot 0,83 = 664; \quad (4.24)$$

$$\tau_m = \tau'_m \cdot \varepsilon_m = 480 \cdot 0,83 = 398; \quad (4.25)$$

де σ'_m, τ'_m – межі текучості зразка, МПа, яку визначаємо за таблицею 5.1 [13]; для сталі 40Х $\sigma'_m = 800, \tau'_m = 480$;

ε_m – масштабний фактор, який визначаємо за рис. 29 [11]; $\varepsilon_m = 0,83$.

Тоді запаси міцності за нормальними та дотичними напруженнями:

$$n_{m\sigma} = \frac{664}{96,8} = 6,9; \quad (4.26)$$

$$n_{m\tau} = \frac{398}{18,2} = 21,8. \quad (4.27)$$

Запас міцності при одночасній дії нормальних та дотичних напружень

$$n_m = \frac{6,9 \cdot 21,8}{\sqrt{6,9^2 + 21,8^2}} = 6,6 > k_m = 1,9. \quad (4.28)$$

Значення коефіцієнта k_m приймаємо за додатком XIX [11].

Приймаємо $k_m = 1,9$ при

$$\frac{\sigma_6}{\sigma_m} = \frac{1000}{664} = 1,5 > 1,4. \quad (4.29)$$

Отже умова перевірки на статичну міцність виконується.

По значенню запасу міцності робимо висновок про необхідність перевірки осі на втомленість.

Оскільки $\frac{M_{max.kp}}{M_{max.d}} = 1$, $\frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}} = \frac{664}{90} = 7,4$, то за додатком XXIV [11]

значення коефіцієнта $\nu = 4$.

Так як $n_m = 6,6 > \nu = 4$ вісь на утомленість не перевіряємо.

4.3 Розрахунок підшипників головних блоків

Найбільш навантаженим є підшипник верхнього блока вантажного візка. По цьому підшипнику і ведемо розрахунок. При підйомі вантажу підшипник блока сприймає навантаження F_r , кН, від ваги вантажу, візка, сил тертя та зусилля в канаті, тобто

$$F_r = 2 \cdot (Q + G_v + m_{tr} p) = 2 \cdot (3,2 + 3,25 + 0,26) = 13,2. \quad (4.30)$$

За діаметром осі, мм, в місці посадки підшипника $d = 40$ (п.п. 4.2) попередньо приймаємо кульковий радіальний однорядний підшипник важкої серії № 408 ГОСТ8338 – 75, для якого динамічна вантажопідйомність, Н, складає $C = 50300$, статична вантажопідйомність – $C_0 = 37000$.

Оскільки блок обертається із частотою, що перевищує 1 об/хв розрахунок ведемо за динамічною вантажопідйомністю.

Еквівалентне навантаження на підшипник P , Н, визначаємо за формулою

$$P = (XVF_r + YF_a) K_\beta K_m, \quad (4.31)$$

де F_r – радіальне навантаження, Н; $F_r = 17200$;

F_a – осьове навантаження на підшипник, Н; приймаємо $F_a = 0$, оскільки осьове навантаження при обертанні блока незначне і ним можна знехтувати;

X, Y – коефіцієнти радіального і осевого навантажень; оскільки при розрахунку підшипника осеве навантаження не враховуємо то $X=1, Y=0$;

V – коефіцієнт обертання; при обертанні зовнішнього кільця підшипника приймаємо $V = 1,2$ [13];

K_6 – коефіцієнт безпеки; $K_6 = 1$ [13];

K_m – температурний коефіцієнт, $K_m = 1,05$ так як робоча температура підшипника не перевищує 100°C [13].

Тоді еквівалентне навантаження на підшипник P , Н,

$$P = 1 \cdot 1,2 \cdot 17200 \cdot 1 \cdot 1,05 = 21627. \quad (4.32)$$

Частота обертання блока n , об/хв

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_p} = \frac{60 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,2283} = 41,8, \quad (4.33)$$

де D_p – розрахунковий діаметр блока по центру витка каната, м;

$$D_p = 0,2283.$$

При необхідній довговічності підшипника, год, $L_h = 4800$, що відповідає міжремонтному циклу для підйомника, частоті обертання, об/хв, $n = 41,8$ за табл.21 [13] знаходимо значення $C/P = 2,29$.

Тоді необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника C , Н,

$$C = P \cdot 2,29 = 21627 \cdot 2,29 = 49526, \quad (4.34)$$

що не перевищує каталожної динамічної вантажопідйомності прийнятого підшипника $C = 50300$ Н. Отже остаточно вибираємо підшипник 408.

4.4 Розрахунок підшипників ходових коліс візка

Підшипник ходового колеса візка сприймає навантаження від реакції колеса. Вважаємо навантаження на колеса візка розподіленими рівномірно.

Тоді, радіальну силу F_r , кН, що діє на підшипник ходового колеса приймаємо за рохрахунками пункту 4.1 рівною $F_r = 2,9$.

За діаметром осі в місці посадки підшипника $d = 25$ мм попередньо приймаємо кульковий радіальний однорядний підшипник легкої серії 80205 ГОСТ8338 – 75, для якого динамічна вантажопідйомність C , Н, складає 11000, статична вантажопідйомність C_0 , Н, складає 7090.

Оскільки колесо обертається із частотою, що перевищує 1 об/хв розрахунок ведемо за динамічною вантажопідйомністю.

Еквівалентне навантаження на підшипник P , Н, визначаємо за формулою

$$P = (XVF_r + YF_a) K_\phi K_m, \quad (4.35)$$

де F_r – радіальне навантаження, Н; $F_r = 2900$;

F_a – осьове навантаження на підшипник, Н; приймаємо $F_a = 0$, оскільки осьове навантаження при обертанні колеса незначне і ним можна знехтувати;

X, Y – коефіцієнти радіального і осевого навантажень; оскільки при розрахунку підшипника осьове навантаження не враховуємо то $X=1, Y=0$;

V – коефіцієнт обертання; при обертанні зовнішнього кільця підшипника приймаємо $V = 1,2$ [13];

K_ϕ – коефіцієнт безпеки, який визначаємо за таблицею 6.3 [13]; $K_\phi = 1$;

K_m – температурний коефіцієнт, який визначаємо за таблицею 6.4 [13];

$K_m = 1$ оскільки робоча температура підшипника не перевищує 100°C .

Тоді еквівалентне навантаження на підшипник P , Н,

$$P = 1 \cdot 1,2 \cdot 2900 \cdot 1 \cdot 1,05 = 3654. \quad (4.36)$$

Частота обертання колеса, n , об/хв,

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_k} = \frac{60 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,08} = 119,4, \quad (4.37)$$

де D_k – розрахунковий діаметр блока по центру витка каната, м;

$$D_k = 0,08.$$

Зм	Пис	№ покум	Піпп	Пат	ГММ.201пММ.001-00.00.000ПЗ	Пис 50
----	-----	---------	------	-----	----------------------------	-----------

При необхідній довговічності підшипника $L_h = 4800 \text{ год}$, що відповідає міжремонтному циклу для підйомника, частоті обертання $n = 119,4 \text{ об/хв}$ за табл.21 [] знаходимо значення $C/P = 3,36$.

Тоді необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника $C, \text{ Н}$,

$$C = P \cdot 3,0 = 21627 \cdot 3,0 = 10962, \quad (4.38)$$

що співпадає з каталожною динамічною вантажопідйомністю прийнятого підшипника $C = 11000$. Отже остаточно вибираємо підшипник 205.

4.5 Розрахунок гальма

Гальмівний шків у механізмі підйому виконано у вигляді півмуфти з гальмівним шківом, робоче креслення якої наведено в графічній частині дипломного проекту на листі БМіО.П4-МБ.010 – 04.00.006). Діаметр D_2 , мм, гальмівного шківів визначаємо орієнтуючись на геометричні розміри вибраної раніше муфти з гальмівним шківом та гальма за розрахунками проведеними в розділі 3. Приймаємо $D_2 = 200$. Ширину гальмівного шківів визначимо за умови виникнення допустимого тиску $[p]$, МПа, між колодкою та шківом при гальмуванні, значення якого приймаємо по [11] $[p]=0,6$.

Сила тертя F_{mp} , Н, між колодкою та гальмівним шківом

$$F_{mp} = \frac{M_2}{D_2} = \frac{23,3}{0,16} = 145,6. \quad (4.39)$$

де M_2 – розрахунковий гальмівний момент, Н·м, який визначено у розділі 3 і дорівнює 23,3.

Сила N , Н, притискання колодки до гальмівного шківів

$$N = \frac{F_{mp}}{f} = \frac{145,6}{0,35} = 416, \quad (4.40)$$

де f – коефіцієнт тертя між колодкою і гальмівним шківом [11];

					ГММ.201пММ.001-00.00.000ПЗ	Пис 51
Зм	Пис	№ поквм	Піпп	Пат		

приймаємо $f = 0,35$.

Визначимо мінімальну ширину колодки B , мм, за умови, що тиск рівномірно розподілений по всій ширині колодки

$$B_k = \frac{N}{p \cdot H_k} = \frac{416}{0,2 \cdot 75} = 26, \quad (4.41)$$

де H_k – висота колодки, мм,

$$H_k = (0,5 \dots 0,8) D_2 = (0,5 \dots 0,8) \cdot 160 \approx 80 \dots 128. \quad (4.42)$$

Приймаємо $H_k = 80$, що відповідає куту охоплення гальмівного шківа $\beta = 57,3^\circ$.

p – тиск між колодкою та гальмівним шківом, МПа, значення якого при розрахунку приймаємо рівним $p = 0,2$.

Враховуючи розраховані значення геометричних розмірів приймаємо ширину колодки, мм, $B_k = 80$. Тоді ширина гальмівного шківа $B_{ш}$, мм, складе $B_{ш} = 100$ за умови наявності зазору між краєм колодки та шківа який повинен дорівнювати 5...10 мм.

4.6 Розрахунок та вибір електромагніта гальма

Роботу A , Дж, що виконується при розмиканні гальма і відході гальмівних колодок від шківа визначаємо за формулою

$$A = \frac{2N \cdot \varepsilon}{\eta} = \frac{2 \cdot 416 \cdot 0,001}{0,95} = 0,87, \quad (4.43)$$

де ε – максимально допустимий радіальний зазор, мм, між колодкою та шківом; приймаємо $\varepsilon = 1$ [11];

η – к.к.д. важільної системи гальма; приймаємо $\eta = 0,95$ [11].

За таблицею LIII [11] вибираємо електромагніт типу МО – 100Б з робочим моментом електромагніта $M=5,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Робота, Дж, при розмиканні гальма (при ПВ = 25%) $A = 10$, плече, мм, штока $L_3 = 22$, переміщення, мм, штока $H_{ш} = 3$, момент, Н·м, від ваги якоря $M_{я}=9,2$, кут повороту $\alpha = 7,5^\circ$.

4.7 Перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань

Шпонкові з'єднання використовуємо у з'єднаннях вала електродвигуна та швидкохідного вала редуктора з напівмуфтами та з'єднанні тихохідного вала редуктора з канатоведучим шківом.

Найбільш небезпечною деформацією для шпонок і пазів є зминання, яке спричиняє крутний момент T . Перевіримо шпонкові з'єднання прийнявши за розрахункове значення крутного моменту, що дорівнює розрахунковому моменту при виборі та перевірці муфти, яка з'єднує вал електродвигуна та редуктора.

За розрахунковий крутний момент при перевірці шпонкового з'єднання тихохідного вала редуктора та гальмівного шківа приймаємо максимальний момент на тихохідному валу T , Н·м, що виникає при пуску електродвигуна.

Умова перевірки шпонкового з'єднання на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d \cdot l_p \cdot h} \leq [\sigma_{зм}] , \quad (4.44)$$

де $\sigma_{зм}$ – напруження зминання, МПа, в шпонковому з'єднанні, що виникають від дії крутного моменту;

d – діаметр вала, мм, у якому виконано шпоночний паз;

l_p – робоча довжина шпонки, мм;

h – висота шпонки, мм;

$\sigma_{зм}$ – допустимі напруження змінання, МПа, які в загальному машинобудуванні приймають рівними $\sigma_{зм} = 80...150$ [13].

Для шпонкового з'єднання вала електродвигуна з півмуфтою приймаємо: $T = 42000$; $d = 28$; $l_p = 50$; $h = 7$.

Тоді

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot 42000}{28 \cdot 50 \cdot 7} = 17,1, \quad (4.45)$$

що менше від рекомендованого значення $[\sigma_{зм}] = 80...150$.

Для шпонкового з'єднання швидкохідного вала редуктора з півмуфтою приймаємо: $T = 42000$; $d = 30$; $l_p = 45$; $h = 7$.

Тоді

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot 42000}{30 \cdot 45 \cdot 7} = 17,7, \quad (4.46)$$

що менше від рекомендованого значення $[\sigma_{зм}] = 80...150$.

Для шпонкового з'єднання тихохідного вала редуктора з півмуфтою приймаємо: $T = 684000$; $d = 65$; $l_p = 90$; $h = 11$.

Тоді

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot 684600}{65 \cdot 90 \cdot 11} = 42,6, \quad (4.47)$$

що менше від рекомендованого значення $[\sigma_{зм}] = 80...150$.

Отже умова перевірки шпонкових з'єднань на змінання виконується.

4.8 Розрахунок болтових з'єднань секцій щогли

Враховуючи умови роботи болтових з'єднань секцій щогли приймаємо схему навантаження болтового з'єднання зображену на рисунку 4.3.

Для розрахунку приймаємо, що на болтове з'єднання діє розтягуюча сила, яка дорівнює нормальній силі N , кН, у поясі щогли, яка була визначена у розділі 2 і дорівнює $N = 19$.

Внутрішній діаметр різьби болта, d_1 , мм, визначимо з умови міцності на розрив

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (4.48)$$

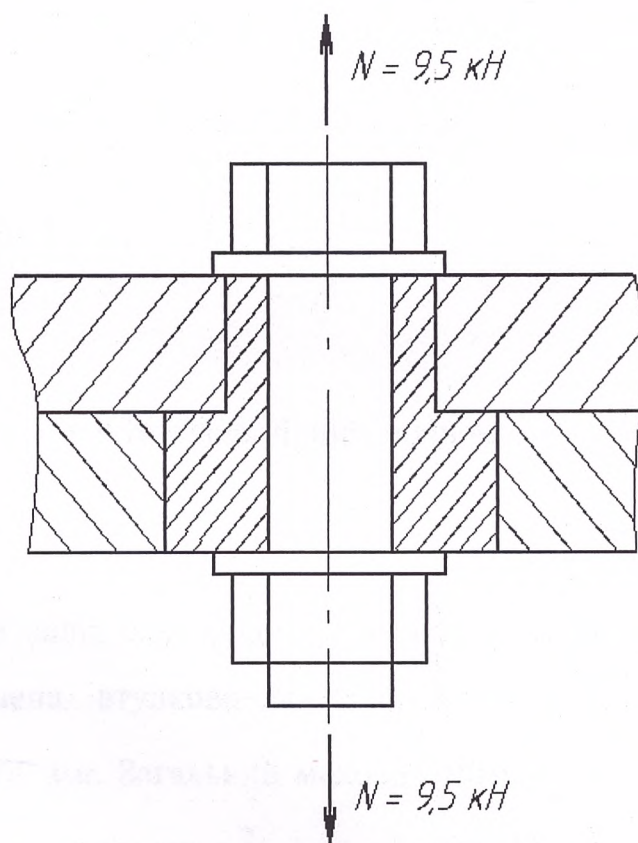


Рисунок 4.3 – Схема навантаження болтового з'єднання

Звідки внутрішній діаметр різьби болта, d_1 , мм,

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot N}{\pi \cdot [\sigma_p]}}, \quad (4.49)$$

де N – поздовжня сила, що діє на болт, кН;

$[\sigma_p]$ – допустиме напруження розтягування, МПа; при неконтрольованому затягуванні [13] приймаємо рівним

$$[\sigma_p] = (0,25 \dots 0,4) \sigma_m = (0,25 \dots 0,4) \cdot 240 \approx 60, \quad (4.50)$$

σ_m – межа міцності матеріалу болта, МПа; приймаємо матеріал з якого виготовлено болт – Сталь 20 з межею міцності $\sigma_m = 240$.

Тоді мінімальний діаметр різьби, d_l , мм

$$d_l = \sqrt{\frac{4 \cdot 19000}{3,14 \cdot 60}} = 20,08. \quad (4.51)$$

За довідником [14] даний діаметр відповідає внутрішньому діаметру різьби M24 x 3 ($d_l = 20,725$ мм).

Отже для з'єднання секцій металоконструкції щогли приймаємо болти M24 x 3 – 6g x 80.46 ГОСТ 7798 – 70.

4.9. Розрахунок муфти з гальмівним шківом

Для з'єднання валів електродвигуна та редуктора в механізмі підйому вантажу встановлена втулково–пальцева муфта з гальмівним шківом діаметром $D_2 = 200$ мм. Загальний маховий момент, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, муфти складає $GD_2^2 = 0,5$, махові моменти, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, лівої та правої її половин відповідно рівні $GD_{21}^2 = 0,2$, $GD_{22}^2 = 0,3$ [15].

Робочий момент, що передає муфта при підйомі номінального вантажу дорівнює статичному моменту M_c , Н·м, розрахованому в розділі 3, тобто $M_c = 13,2$. На основі даних розділу 3 найбільший пусковий момент двигуна, Н·м, $M_{n.max} = 21$.

Маховий момент GD_M^2 , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, механізмів розташованих за муфтою

$$GD_m^2 = 0,2(GD_p^2 + GD_e^2) = 0,2(0,08^2 + 0,003^2) = 0,02, \quad (4.52)$$

де GD_p^2 – маховий момент ротора електродвигуна $кг \cdot м^2$ [15];

$$GD_p^2 = 0,08;$$

GD_e^2 – маховий момент вантажу, $кг \cdot м^2$,

$$GD_e^2 = 0,1 \cdot Q \cdot \frac{v^2}{n_0^2} = 0,1 \cdot 320 \cdot \frac{30^2}{780^2} = 0,003 \quad (4.53)$$

v – швидкість підйому вантажу, м/хв; $v = 30$ м/хв;

Q – маса вантажу, що піднімається, кг; $Q = 320$.

Маховий момент мас GD_I^2 , $кг \cdot м^2$, що розташовані перед муфтою

$$GD_I^2 = GD_e^2 + GD_{22}^2 + GD_m^2 = 0,0025 + 0,3 + 0,02 = 0,323. \quad (4.54)$$

Маховий момент мас GD_2^2 , $кг \cdot м^2$, що розташовані за муфтою

$$GD_2^2 = GD_p^2 + GD_{21}^2 = 0,08 + 0,2 = 0,28. \quad (4.55)$$

Для визначення розрахункових навантажень розглянемо два основних випадки роботи муфти: при підйомі номінального вантажу та ненавантаженому підйомнику.

В першому випадку при підйомі номінального вантажу момент сил інерції M_i , Н·м, розраховуємо за формулою

$$M_i = M_{n.max} - M_c = 42 - 21,4 = 20,6. \quad (4.56)$$

Момент, що передається муфтою M_m , Н·м,

$$M_m = M_c + M_i \frac{GD_I^2}{GD_0^2} = 21,4 + 20,6 \frac{0,323}{0,58} = 32,9, \quad (4.57)$$

де – загальний маховий момент механізму та вантажу GD_0^2 , $кг \cdot м^2$,

$$GD_0^2 = 1,2(GD_p^2 + GD_e^2) = 1,2(0,08 + 0,5) = 0,7. \quad (4.58)$$

Напрямок цього моменту приймаємо за додатній.

					ГММ.201ГММ.001-00.00.000ПЗ	Пис
Зм	Пис	№ покум	Піпп	Пат		57

Момент сил інерції M_i , Н·м, при зупинці вантажу, що піднімається

$$M_i = M_c + M_z = 21,4 + 23,3 = 44,7, \quad (4.59)$$

де M_z – гальмівний момент, Н·м; $M_z = 23,3$.

Момент M_{p1} , Н·м, що передається муфтою

$$M_{p1} = M_i \frac{GD_2^2}{GD_0^2} = 44,7 \frac{0,28}{0,58} = 21,6. \quad (4.60)$$

Знак моменту у цьому випадку не змінюється.

Момент сил інерції M_i , Н·м, при гальмуванні вантажу, що опускається

$$M_i = M_z + M_c = 23,3 - 21,4 = 1,9. \quad (4.61)$$

Момент M_{p2} , Н·м, що передається муфтою

$$M_{p2} = M_i \frac{GD_2^2}{GD_0^2} = 1,9 \frac{0,28}{0,58} = -0,92. \quad (4.62)$$

Момент сил інерції при незавантаженому підйомнику M_i , Н·м,

$$M_i = M_{n.max} = 42. \quad (4.63)$$

Момент, M_m , Н·м, що передається муфтою

$$M_m = M_i \frac{GD_1^2}{GD_0^2} = 42 \frac{0,323}{0,58} = \pm 23,9. \quad (4.64)$$

Знак моменту у даному випадку буде залежати від напрямку обертання двигуна.

Наступний розрахунок муфти проводимо за моментами M'_{max1} та M'_{max2} , Н·м,

$$M'_{max1} = M_{p1} \cdot k_d = 21,6 \cdot 1,2 = 25,9; \quad (4.65)$$

$$M'_{max2} = M_{p2} \cdot k_d = -0,92 \cdot 1,2 = -1,1, \quad (4.66)$$

де k_d – коефіцієнт, що враховує ударний характер прикладання навантаження, $k_d = 1,2$.

Прийнятий термін служби, років, деталей муфти $A = 15$. Число годин роботи при цьому терміні роботи, год, визначаємо за табл. 14 [15] $T = 10840$, прийнята кількість ввімкнень $Z = 100$ за 1 год. Враховуючи, що зміна моментів у межах від M'_{max} до M'_{min} буде мати місце і при регулювальних ввімкненнях, по прийнятій величині Z визначаємо загальне число Z_0 , навантажень деталей муфти

$$Z_0 = T \cdot Z = 10840 \cdot 100 = 1,08 \cdot 10^6. \quad (4.67)$$

Прийняте розрахункове число навантажень $Z_p = 5,04 \cdot 10^5$.

Муфта має 4 пальці, що розташовані по колу діаметром 90 мм.

Найбільше розрахункове зусилля P_{max} , Н, що припадає на окремий палець

$$P_{max} = \frac{2 \cdot M'_{max} \cdot 1,2}{D \cdot z} = \frac{2 \cdot 25,9 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}}{0,09 \cdot 4} = 1,72, \quad (4.68)$$

де z – число пальців, $z = 4$.

Найменше зусилля P_{min} , Н,

$$P_{min} = \frac{2 \cdot M'_{max} \cdot 1,2}{D \cdot z} = \frac{2 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}}{0,09 \cdot 4} = 0,073, \quad (4.69)$$

Найбільший згинаючий момент M_{32} , Н·м, в перерізі I-I як показано на рисунку 4.4,

$$M_{32} = P_{max} \frac{l}{2} = 1,73 \frac{0,032}{2} = 0,03. \quad (4.70)$$

Прийнятий діаметр пальця, мм, $d = 10$. Найбільше напруження σ_{32} , МПа, при цьому діаметрі

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,03}{0,1 \cdot 0,01^3} = 0,3. \quad (4.71)$$

Коефіцієнт r асиметрії циклу

$$r = \frac{P_{min}}{P_{max}} = \frac{-0,073}{1,72} = -0,04. \quad (4.72)$$

У якості матеріала пальця по таблиці 6 [15] приймаємо вуглецеву сталь 20 з такими характеристиками: межа міцності, МПа, $\sigma_b = 400$, межа текучості, МПа, $\sigma_m = 240$, межа витривалості, МПа, $\sigma_{-1} = 40$. Базове число циклів $Z_6 = 5 \cdot 10^6$, показник $m = 9$.

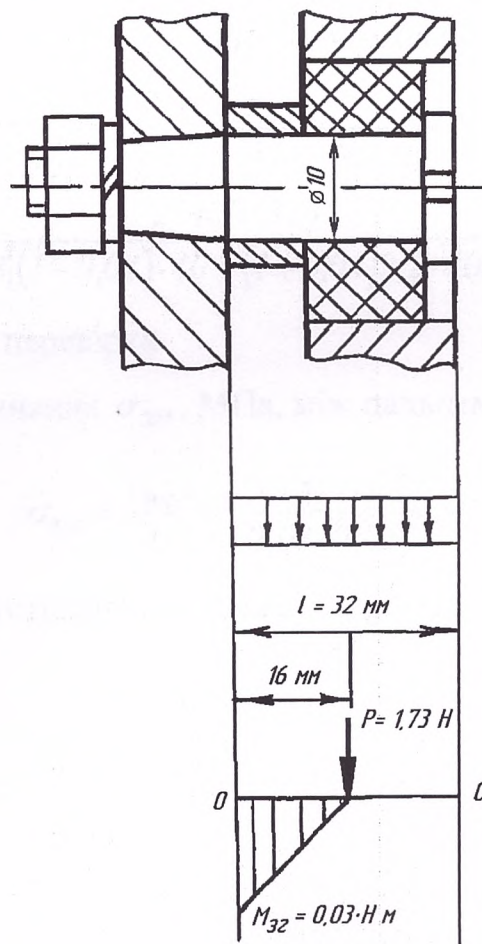


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема втулково–пальцевої муфти

Межа витривалості σ'_{-1} , МПа, при заданому циклі навантажень

$$\sigma'_{-1} = \sigma_{-1} \cdot \sqrt[9]{\frac{Z_6}{Z_p}} = 40 \cdot \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{5,04 \cdot 10^5}} = 51,6, \quad (4.73)$$

що не перевищує межу текучості $\sigma_m = 240$.

Зм	Пис	№ поквм	Піпп	Пат	ГММ.201пММ.001-00.00.000ПЗ	Пис 60
----	-----	---------	------	-----	----------------------------	-----------

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень в розрахунковому перерізі при $\frac{h}{r} = \frac{5}{1,5} = 3,3$ і $\frac{r}{d} = \frac{1,5}{10} = 0,15$ за таблицею VIII [15] $k_{\sigma} = 1,9$; з урахуванням масштабного коефіцієнта та чистоти поверхні

$$k_0 = \frac{k_{\sigma} + k_n}{\varepsilon_M} = \frac{1,9 + 0,1}{0,92} = 2,2. \quad (4.74)$$

Запас міцності n , по руйнуванню від утомленості

$$\begin{aligned} n &= \frac{2 \cdot \sigma_b \cdot \sigma_{-1}}{\sigma_{32} [(1+r) \cdot \sigma_{-1} + (1-r) k_0 \cdot \sigma_b]} = \\ &= \frac{2 \cdot 400 \cdot 310}{0,3 [(1-0,04) \cdot 40 + (1+0,04) 2,2 \cdot 400]} = 11 \end{aligned} \quad (4.75)$$

що задовольняє умові перевірки.

Напруження зминання σ_{3M} , МПа, між пальцем та втулкою

$$\sigma_{3M} = \frac{P_{max}}{d \cdot l} = \frac{1,73 \cdot 10^{-6}}{0,01 \cdot 0,032} = 0,05, \quad (4.76)$$

що не перевищує допустимого значення $[\sigma]_{3M} = 2$.

5 Розроблення технологічного процесу виготовлення осі

5.1 Вибір заготовки для виготовлення осі

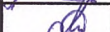
Вісь, технологічний процес виготовлення якої розробляється в даному розділі, призначена для встановлення ходового колеса та передачі навантаження від на раму вантажного візка.

Вибір заготовки для виготовлення деталі має дуже велике значення, оскільки від правильного вибору її форми, припусків на обробку, твердості матеріалу звичайно залежить число операцій, трудомісткість обробки, і, нарешті, вартість виготовлення деталі в цілому.

При виборі заготовки прагнуть її форму та розміри по можливості максимально наблизити до форми та розмірів готової деталі, оскільки механічна обробка високоточних заготовок є мінімальною за складністю та вартістю, але для їх виготовлення потрібне складне та коштовне обладнання, а більш грубі і порівняно неточні заготовки, хоча і дешевші, але мають підвищену вартість механічної обробки і потребу у більшому часі на виготовлення деталі.

5.1.1 Визначення припусків на обробку та граничних розмірів заготовки

Робоче креслення осі ходового колеса наведене на листі графічної частини кваліфікаційної роботи.

					ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Розроблення технологічного процесу виготовлення осі	Лім.	Лист	Листів	
Розроб.	Білоус		15.06	Н			62	12	
Перев.	Орисенко		16.06	Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІ ІТР 2023 р.					
Перізн.	Орисенко		16.06						
І. контр.	Васильєв		19.06						
Затв.	Орисенко		19.06						

Для розрахунку припусків на обробку та граничних розмірів заготовки використовуємо розрахунково-аналітичний метод, який полягає у тому, що визначають мінімальні (операційні) припуски по кожному переходу залежно від виду механічної обробки.

Оскільки вісь ступінчаста, розміри заготовки розраховуємо за найбільшим діаметром, тобто за $\varnothing 33-0,25$ мм.

Розрахунковий найменший граничний діаметр заготовки (прутка) D_3 , мм, визначаємо за формулою

$$D_3 = D_\partial + 2Z_{\text{заг}}, \quad (5.1)$$

де D_∂ – найменший граничний розмір деталі, мм; $D_\partial = 32,75$;

$Z_{\text{заг}}$ – загальний припуск на обробку заготовки, мм.

Розрахунковий мінімальний припуск на обробку $2z_{i\min}$, мм, визначаємо за формулою

$$2z_{i\min} = 2(R_{z_{i-1}} + h_{i-1} + \sqrt{\rho_{\Sigma_{i-1}}^2 + \varepsilon_i^2}), \quad (5.2)$$

де R_z – значення шорсткості оброблюваної поверхні, мкм;

h – висота дефектного шару, мкм;

ρ – просторове відхилення, мкм, від круглості, циліндричності, площинності;

ε_y – похибка установлення заготовки, мкм;

$i-1$ – індекс попереднього переходу;

i – індекс даного переходу.

Значення R_z і h , мкм, приймаємо за таблицею 4 [16] для заготовки і за таблицею 7 [16] – для деталі після механічної обробки.

Результати розрахунків припусків заносимо до таблиці 5.1.

Для прокату, підготовленого до обробки приймаємо $R_z=150$ мкм, $H=250$ мкм; тоді просторове відхилення, мкм,

$$\rho = \Delta k \cdot 0,5 \cdot L = 5 \cdot 0,5 \cdot 140 = 350, \quad (5.3)$$

де Δk – кривизна заготовки; мкм/мм, $\Delta k = 5$ [16];

L – довжина заготовки, мм; $L = 140$.

Таблиця 5.1 – Результати визначення припусків і граничних розмірів заготовки

Технологічна операція (перехід)	Елементи припуску, мкм				Z_{min} , мкм	Розрахунковий розмір заготовки, d_{min} , мм	d , мкм	Граничні розміри заготовки, мм		Граничні значення припуску, мм	
	Z							max	min	Z_{max}	Z_{min}
Заготовка - прокат	50	50	50			34,5 38	000	4,538	4,538		
Чорнове точіння	3	0	1		500	33,0 38	50	3,038	3,038	,250	,50
Чистове точіння	2	0	8		88	32,7 50	60	2,750	2,750	,378	,288

Для наступних видів обробки просторове відхилення ρ , мкм:

при чорновому точінні

$$\rho_{i-1} = 0,06 \cdot \rho_i = 0,06 \cdot 350 = 21; \quad (5.4)$$

при чистовому точінні

$$\rho_{i-2} = 0,05 \cdot \rho_i = 0,05 \cdot 350 = 18. \quad (5.5)$$

Приймаємо значення похибки встановлення заготовки при точінні

$\varepsilon_y = 0$ мкм, оскільки обробка проводиться в плаваючому передньому та обертовому задньому центрах.

За формулою 5.2 визначаємо мінімальні операційні припуски z_{min} ,

МКМ:

при чорновому точінні

$$2z_{min} = 2(150 + 250 + 350) = 1500; \quad (5.6)$$

при чистовому точінні

$$2z_{min} = 2(63 + 60 + 21) = 288 \text{ мкм.} \quad (5.7)$$

За формулою 5.1 визначаємо розрахункові мінімальні розміри, D , мм, для кожної операції:

після чистового точіння $D = 32,75$;

після чорнового точіння

$$D = 32,75 + 0,0288 = 33,038; \quad (5.8)$$

розмір заготовки

$$D = 33,038 + 1,5 = 34,538. \quad (5.9)$$

За нормаллю 0300-02 вибираємо допуски на міжопераційні припуски й заносимо їх до таблиці 5.1. Знаючи ці припуски, знаходимо граничні розміри виробу для кожної операції, округлюючи їх до того самого знаку десятичного дробу, з яким заданий допуск на розмір.

Визначаємо граничні значення припусків $2z_{i \min}$, $2z_{i \max}$ мм, для кожної операції за формулами

$$2z_{i \min} = d_{i-1 \min} - d_{i \min}; \quad (5.10)$$

$$2z_{i \max} = d_{i-1 \max} - d_{i \max}. \quad (5.11)$$

де $d_{i-1 \min}$, $d_{i \min}$, $d_{i-1 \max}$, $d_{i \max}$ – граничні розміри заготовки, мм, після кожного технологічного переходу.

При чистовому точінні

$$2z_{\max} = 32,288 - 32,91 = 0,378; \quad (5.12)$$

$$2z_{\min} = 33,038 - 32,75 = 0,288. \quad (5.13)$$

При чорновому точінні

$$2z_{\max} = 35,538 - 32,88 = 2,25; \quad (5.14)$$

$$2z_{\min} = 34,538 - 33,038 = 1,5. \quad (5.15)$$

Загальні припуски на обробку заготовки $Z_{\text{заг max}}$, $Z_{\text{заг min}}$, мм, знаходимо за формулами

$$Z_{\text{заг max}} = \sum_{i=1}^n Z_{\text{max}}; \quad (5.16)$$

$$Z_{\text{заг min}} = \sum_{i=1}^n Z_{\text{min}} \quad (5.17)$$

Підставляємо отримані значення у формулу 5.16, 5.17:

$$Z_{\text{заг max}} = 2,25 + 0,378 = 2,628; \quad (5.18)$$

$$Z_{\text{заг min}} = 1,5 + 0,288 = 1,788. \quad (5.19)$$

Розрахований найменший граничний діаметр заготовки $D_{\text{з min}}$, мм визначаємо за формулою 5.1:

$$D_{\text{з min}} = 32,75 + 2,628 = 35,378. \quad (5.20)$$

За сортаментом на прокат [17] вибираємо найближчий діаметр прутка, мм; $D_3 = 36$.

Визначаємо дійсний загальний припуск, $Z_{\text{заг}}$, мм, на обробку:

$$Z_{\text{заг}} = 36 - 32,75 = 3,25. \quad (5.21)$$

Довжину заготовки L_3 , мм, знаходимо за формулою:

$$L_3 = L_0 + 2 \cdot z + \rho = 135 + 2 \cdot 1,5 + 0,6 = 138,6, \quad (5.22)$$

де z – припуск на підрізання одного торця, мм; приймаємо за таблицею 3.67 [17] $z = 1,5$;

ρ – допуск на розмір підрізання, мм. Приймаємо $\rho = 0,6$ [17].

L_0 – довжина деталі за кресленням, мм; $L_0 = 135$.

5.1.2 Вибір типу заготовки

Згідно з конструктивними особливостями та розрахунками приймаємо матеріал для виготовлення вісі *Пруток* $\frac{36-4 \text{ ГОСТ } 8560-78}{\text{Сталь } 45 \text{ ГОСТ } 1050-74}$, що дозволить максимально наблизити форму заготовки до форми деталі та суттєво знизити затрати металу при її виготовленні.

Ефективність використання матеріалу заготовки k_m , характеризується коефіцієнтом використання металу k_m , який визначаємо за формулою:

$$k_m = \frac{G_d}{G_z}, \quad (5.23)$$

де G_d – маса деталі згідно кресленням, кг; $G_d = 0,46$;

G_z – маса заготовки, кг, яку на основі ескізу зображеного на рисунку 5.1 визначаємо за формулою

$$G_z = \rho_c \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L_z = 7800 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,036^2}{4} \cdot 0,1395 = 1,1, \quad (5.24)$$

де ρ_c – густина сталі, кг/м³; $\rho_c = 7800$;

D – діаметр заготовки, м; $D = 0,036$;

L_z – довжина заготовки, м; $L_z = 0,1395$.

Тоді коефіцієнт використання металу

$$k_m = \frac{0,46}{1,1} = 0,42 \quad (5.25)$$

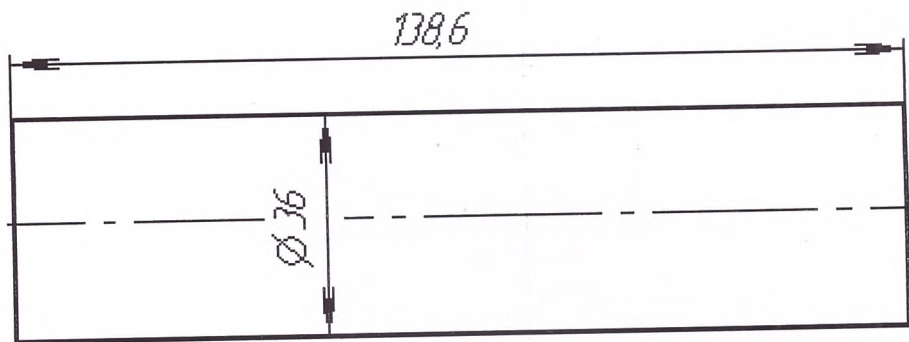


Рисунок 5.1 – Ескіз заготовки для виготовлення осі

5.2 Розроблення плану операцій, опис технологічного процесу виготовлення осі, вибір базових поверхонь

Основними положеннями технології машинобудування для деталей високої точності та високої якості, якою є розглядувана деталь – вісь, встановлено чорновий, чистовий та заключний етапи обробки.

При чорновій обробці знімають максимальну кількість металу, залишаючи тільки припуск на чистову обробку.

При чистовій обробці робочим поверхням надаємо 6–9 квалітети точності та шорсткість $R_a = 2,5 \dots 1,25$. Щоб досягти 6-го квалітету точності розмірів поверхні $\varnothing 25$ та вказаної шорсткості, застосовуємо шліфування.

Обробку відрізаної заготовки починаємо з підрізання країв та свердління центрових отворів, які потім стануть допоміжними базами.

На підставі викладеного запропоновано такий план операцій:

005 – відрізна: відрізання заготовки в розмір 139,5 мм.

010 – токарно - револьверна: а) підрізання торців заготовки у розмір 135 мм; б) свердління двох центрових отворів.

015 – токарна: а) чорнове обточування ступенів осі; б) обточування фасок.

020 – різьбонарізна: нарізання різьби М18 на довжині 34 мм

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ

Лист

68

- 025 – шліфувальна: шліфування поверхні $\varnothing 25$.
- 030 – слюсарна: зачищення задирок та гострих кромок.
- 035 – контрольна: контроль якості геометричних параметрів виготовлення деталі.

5.3 Вибір обладнання, пристроїв та інструментів

Для обробки зовнішніх діаметрів осі вибираємо токарно-гвинторізний верстат 16K20, назначений для виконання різних токарних робіт. Завдяки своїй швидкохідності (до 1600 об/хв) та потужності (10 кВт), верстат дає можливість виконувати токарні роботи з повним використанням можливостей твердосплавних інструментів.

Установлення заготовки в центрах відрізняється високою точністю: радіальні биття не перевищують 0,007...0,015 мм, що менше умов робочого креслення. Приймаємо самоцентруючий патрон з плаваючим переднім центром та жорстким обертальним заднім центром А-1-4-Н ДСТУ ГОСТ 8742:2008, що забезпечує нульову похибку базування.

В якості різального інструмента вибираємо різці: прохідний (2102 - 0055 Т15К6 ДСТУ, ГОСТ 18877:2008) підрізний (2174 - 0507 ДСТУ, ГОСТ 18877:2008) та різьбовий (2660 - 0501 - 2,5 Т15К6 ДСТУ, ГОСТ 18877:2008) з пластинками Т15К6, що дають можливість дістати потрібну шорсткість та забезпечити необхідну точність обробки.

Застосовуємо вимірювальний інструмент: штангенциркуль ШЦ-1-125-0,1 ДСТУ ГОСТ 166:2009 та лінійку 0 - 250 ДСТУ ГОСТ 427:2009. Для контролю циліндричних поверхонь використовуємо скоби на різні розміри.

Для відрізання заготовки використовуємо автомат відрізний круглопильний 8Г642. Для шліфування вибираємо верстат універсальний круглошліфувальний 3К12.

Вибір інструменту наведений на листі графічної частини дипломного проекту ГММ.201пММ.001-00.00.000ТП, а також у маршрутній карті технологічного процесу виготовлення осі.

5.4 Розрахунок режимів різання та нормування технологічних операцій

Визначення величин режимів різання при виготовленні осі проводимо за таблицями, що наведені в [18] приймаючи до уваги, що ці роботи виконуються на токарно-гвинторізному верстаті 16К20.

При визначенні режимів різання визначальну роль відіграє чорнова операція.

Враховуючи, що поверхня $\varnothing 33$ не є спряженою з іншими деталями і не потребує високої точності виготовлення назначаємо її оброблення – чорнове точіння. Враховуючи діаметр заготовки 36 мм, та найбільший діаметр осі 33 мм, визначаємо загальний припуск на оброблення поверхні – 3 мм. Тоді припуск на сторону під чорнове проточування складе 1,5 мм.

Для виконання чорнового проточування приймаємо різець прохідний Т15К6 з кутом $\varphi = 45^\circ$. Стійкість різця приймаємо $T = 90$ хв. Глибину різання t , мм, приймаємо рівною 1,5. За таблицями [18] знаходимо що значення подачі S , мм/об, за даних умов знаходиться в межах 0,6...0,7. Відповідно до паспортних даних верстата [18] 16К20 приймаємо $S = 0,57$.

Визначаємо необхідне значення сили подачі P_x , Н, при визначеній глибині різання $t = 1,5$ та подачі $S = 0,57$. Знаходимо $P_x = 1560$, що значно менше даного показника за паспортом верстата ($P_x = 5600$).

					ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ	Лист
м.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		70

Визначаємо табличне значення швидкості різання v , м/хв [18]; $v = 65$.

Визначаємо частоту обертання шпинделя n , об/хв, за формулою

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 65}{3,14 \cdot 36} = 575, \quad (5.26)$$

де v – швидкість різання, м/хв; $v = 65$;

D – максимальний діаметр проточуваної поверхні, мм; $D = 36$.

Відповідно до паспортних даних верстата приймаємо $n = 500$.

Тоді фактична швидкість різання v_{ϕ} , м/хв, буде

$$v_{\phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 36 \cdot 500}{1000} = 56,5. \quad (5.27)$$

За визначеними значеннями режимів різання за [18] знаходимо необхідну потужність, що витрачається на різання $N_{\text{різ}}$, кВт; у нашому випадку $N_{\text{різ}} = 1,4$, що менше за паспортну потужність на шпинделі верстата 16К20, яка дорівнює 7,6...8,5 кВт. Отже визначені режими різання є допустимими.

На основі визначених величин режимів різання визначаємо основний (машинний) час t_{od33} , хв, на виконання чорнового проточування діаметра 33 мм за формулою

$$t_{od33} = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{1000 \cdot v \cdot S} = \frac{3,14 \cdot 36 \cdot 135}{1000 \cdot 56,5 \cdot 0,57} = 0,47, \quad (5.28)$$

де L – довжина ходу різця, мм.

При визначених режимах різання виконуємо проточування всіх поверхонь від більшого діаметра до меншого. Визначаємо основний час t_o , хв, для кожної поверхні за формулою

$$t_o = \frac{L \cdot i}{n \cdot S}, \quad (5.29)$$

де L – довжина ходу різця, мм, яку приймаємо за кресленням деталі;

i – кількість проходів ріжучого інструменту;

n – частота обертання шпинделя верстата, об/хв; $n = 500$;

S – подача, мм/об.

Для поверхні $\varnothing 25$ чорнове проточування здійснюємо за два проходи;

$i=2$. Тоді основний час t_{od25} , хв,

$$t_{od25} = \frac{L \cdot i}{n \cdot S} = \frac{130 \cdot 2}{500 \cdot 0,57} = 0,91. \quad (5.30)$$

Для поверхні $\varnothing 20$ чорнове проточування здійснюємо за один прохід;

$i=1$. Тоді основний час t_{od20} , хв,

$$t_{od20} = \frac{L \cdot i}{n \cdot S} = \frac{40 \cdot 1}{500 \cdot 0,57} = 0,14. \quad (5.31)$$

Основний час t_{od} , хв, на виконання чистового проходу виконуємо по даним, що наведені в таблиці 3.154 [18] за формулою

$$t_{od} = 0,000175 \cdot D \cdot L, \quad (5.32)$$

де D , L – відповідно діаметр проточування, та довжина ходу різця, мм, які приймаємо за кресленням деталі.

Тоді для поверхні $\varnothing 25$

$$t_{od25} = 0,000175 \cdot 27 \cdot 90 = 0,42; \quad (5.33)$$

для поверхні $\varnothing 20$

$$t_{od20} = 0,000175 \cdot 22 \cdot 40 = 0,16. \quad (5.34)$$

Визначаємо загальний основний час $t_{заг.чорн}$, хв, на виконання токарних робіт при чорновому проточуванні

$$t_{заг.чорн} = t_{od33} + t_{od25} + t_{od20} = 0,47 + 0,91 + 0,14 = 1,52. \quad (5.35)$$

Визначаємо операційний час $t_{оп.чорн}$, хв, при чорновому проточуванні

$$t_{оп.чорн} = t_{заг.чорн} + 0,5 \cdot t_{заг.чорн} = 1,52 + 0,5 \cdot 1,52 = 2,28. \quad (5.36)$$

Загальний основний час $t_{заг.чист}$, хв, на виконання токарних робіт при чистовому проточуванні

$$t_{заг.чист} = t_{od25} + t_{od20} = 0,42 + 0,16 = 0,58. \quad (5.37)$$

Операційний час $t_{оп.чист}$, хв, при чистовому проточуванні

$$t_{оп.чист} = t_{заг.чист} + 0,5 \cdot t_{заг.чист} = 0,58 + 0,5 \cdot 0,58 = 1,74. \quad (5.38)$$

Основний час $t_{о.р}$, хв, на нарізання різьби М20

$$t_{o.p} = 0,000278 \cdot 20 \cdot 37 = 0,21. \quad (5.39)$$

Операційний час $t_{on.p}$, хв, на нарізання різьби

$$t_{on.p} = t_{o.p} + 0,5 \cdot t_{o.p} = 0,21 + 0,5 \cdot 0,21 = 0,32. \quad (5.40)$$

Визначаємо основний час $t_{o.ш}$, хв, на виконання шліфувальних робіт поверхні $\varnothing 25$

$$t_{o.ш} = 0,0001848 \cdot 25 \cdot 90 = 0,41. \quad (5.41)$$

Операційний час $t_{on.ш}$, хв, на шліфування

$$t_{on.ш} = t_{o.ш} + 0,5 \cdot t_{o.ш} = 0,41 + 0,5 \cdot 0,41 = 0,62. \quad (5.42)$$

Визначаємо загальний операційний час t_{on} , хв, на виготовлення осі

$$\begin{aligned} t_{on} &= t_{on.чорн} + t_{on.чист} + t_{on.p} + t_{on.ш} = \\ &= 2,28 + 1,74 + 0,32 + 0,62 = 4,98 \end{aligned} \quad (5.43)$$

Визначаємо штучний час, $t_{шт}$, хв,

$$T_{шт} = t_{on} + 0,05 \cdot t_{on} = 4,98 + 0,05 \cdot 4,98 = 5,2 \quad (5.44)$$

6 Техніка безпеки при експлуатації підйомника

Правила безпечної експлуатації підйомника, що проектується, розробимо на основі "Правил будови та безпечної експлуатації ліфтів" [21], у яких викладено основні положення будови та експлуатації підйомників, які забезпечують їх безпечну роботу.

1 Правила безпечного користування повинні бути вивішені на площадках, з яких проводиться завантаження чи розвантаження кліті або платформи.

2 Використовувати вантажний підйомник для підйому людей забороняється.

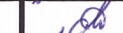
3 Допуск людей в шахту, а також в кліть чи на платформу, якщо останні не облаштовані уловлювачами забороняється.

4 Завантаження чи розвантаження платформи повинно проводитись після її повної зупинки.

5 При розвантаженні платформи кліть повинна бути викочена у віконний проєм і зафіксована від самовільного пересування.

6 У всіх місцях завантаження і розвантаження кліті чи платформи повинні бути зроблені написи, що вказують вагу максимального вантажу, який дозволяється до підйому чи опускання.

7 Керування підйомником може бути доручене тільки спеціальній особі – мотористу – що пройшла навчання за спеціальними програмами в порядку, встановленому діючими правилами для ліфтерів.

					ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Техніка безпеки при експлуатації підйомника	Лім.	Лист	Листів
Розроб.	Білоус			15.06		Н		
Перев.	Орисенко			16.06			79	2
Керівн.	Орисенко			16.06		Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІ ІТР 2023 р.		
Н. контр.	Васильєв			19.06				
Затв.	Орисенко			19.06				

8 Робітники можуть бути допущеними до роботи із підйомником тільки після проходження ними ввідного (загального) інструктажу з техніки безпеки та інструктажу з техніки безпеки безпосередньо на робочому місці.

9 До будівельно – монтажних робіт допускаються особи віком не менше 18 років.

10.Будівельні підйомники підлягають реєстрації в органах нагляду, а їх технічний огляд проводиться інженером – контролером (інженером – інспектором) у порядку встановленому Правилами.

11 Щоглові, пересувні підйомники, а також підйомники, що встановлені в трубчастих будівельних риштуваннях фіксуються у журналі обліку вантажопідйомних машин підприємства за присвоєним їм номером.

12 Технічний огляд цих підйомників повинен бути покладений їх користувачем на представника технічної адміністрації, який здійснює нагляд за вантажопідйомними машинами підприємства і повинен проводитись відповідно з чинними Правилами.

				ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ	Лист
м.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	75

Висновок

В кваліфікаційній роботі розроблено будівельний підйомник, вантажопідйомністю 3,2 кН, який призначений для підйому вантажів на завершальному етапі будівництва при виконанні опоряджувальних робіт.

В об'ємі проекту, на основі аналізу існуючих конструкцій підйомників, з метою виявлення їх переваг та недоліків, обгрунтовано прийняті конструктивні рішення, виконано розрахунок металоконструкції щогли, загальний розрахунок лебідки з канатоведучим шківом, розрахунки найбільш відповідальних деталей та розроблено технологічний процес виготовлення осі ходового колеса. Також розроблено креслення вигляду загального підйомника, складальні креслення його вузлів та робочі креслення найбільш відповідальних деталей.

Доцільність прийнятих конструктивних рішень підтверджена розрахунком економічної ефективності на стадії проектування.

Основні заходи з безпечної експлуатації підйомника висвітлено в розділі з охорони праці.

У розділі з охорони навколишнього середовища проаналізовано шкідливі та небезпечні фактори, які виникають при експлуатації будівельного підйомника, а також наведено заходи, що дозволяють зменшити негативний вплив цих факторів на навколишнє середовище.

Підйомник, розроблений у кваліфікаційній роботі має ряд переваг у порівнянні з існуючими конструкціями машин подібного типу. Зручність у роботі забезпечується рядом конструктивних рішень, а саме:

– використання лебідки з канатоведучим шківом дозволяє урівноважити половину ваги вантажу, що підіймається. Отже для підйому вантажу

					ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Висновок	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Білоус			16.06		Н		
Перев.	Орисенко			16.06			76	2
Перізн.	Орисенко			16.06		Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІ ІТР 2023 р.		
Н. контр.	Васильєв			19.06				
Затв.	Орисенко			15.06				

використовується лише половина необхідної потужності, іншу частину виконують гравітаційні сили. Це дозволяє у якості приводного двигуна використовувати електродвигун меншої потужності, що в свою чергу веде до зменшення використання електроенергії;

– такі конструктивні рішення як встановлення на рамі ходових коліс та монтаж щогли за допомогою ручної лебідки, дають можливість швидко перебазувати і встановити підйомник на новому об'єкті, що, на наш погляд, є досить зручним при виконанні робіт невеликих об'ємів з частим перебазуванням;

– для перебазування підйомника не потрібно використовувати спеціальні транспортні засоби, його можна перевозити звичайним вантажним автомобілем.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата	

ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ

Лист

77

Література

- 1 Онищенко О.Г., Помазан В.М. Будівельна техніка. – К.: Урожай, 1999. – 304 с.
- 2 Козуб Ю.Г., Маслійов С.В. Підйомно-транспортні машини: Підручник / Ю.Г. Козуб, С.В. Маслійов – Старобільськ: вид-во ДЗ „ЛНУ імені Тараса Шевченка”, 2018. – 277с.
- 3 Григоров О.В. Ліфти : навч. посібник / О.В. Григоров, В.В. Стрижак, С.О. Губський, та ін. – Х.: НТУ«ХП», 2016. – 172 с
- 4 Малащенко В.О., Стрілець В.М., Новіцький Я.М., Стрілець О.Р. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання. Навч. посібник. – Рівне : НУВГП, 2017. – 335 с.
- 5 Вікович І.А. Транспортні навантажувально-розвантажувальні засоби : підручник / І. А. Вікович ; Нац. ун-т "Львів. політехніка". – Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2018. – 678 с.
- 6 Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: Підручник / Ф.К. Іванченко. – К., 1993. – 414 с.
- 7 Семко О.В., Пенц В.Ф. Методичні вказівки до виконання курсового проекту "Металеві конструкції баштового крана". – Полтава ПДТУ імені Юрія Кондратюка, 1998. – 32 с.
- 8 Пермяков В.О., Нілов О.О., Шимановський О.В., Белов І.Д., Лавріненко Л.І., Володимирський В.О. Металеві конструкції: Підручник / Під загальною редакцією В.О. Пермякова та О.В. Шимановського. – К.: Видавництво «Сталь», 2008. – 812 с.,
- 9 Писаренко Г.С. та ін. Опір матеріалів. – К.: Вища шк., 1993. – 655 с.

					ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Вступ		
Розроб.	Білоус			19.06			
Перев.	Орисенко			16.06			
Керівн.	Орисенко			16.06			
Н. контр.	Васильєв			19.06			
Затв.	Орисенко			19.06	Лім. Лист Листів		
					Н 78 3		
					Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІ ІТР 2023 р.		

10 Поліщук, Л. К. Підйомно-транспортні машини та механізми : лабораторний практикум / Л. К. Поліщук, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 74 с.м

11 Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин [Електронний ресурс] : підручник для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. – Київ : Вища школа, 2009. Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/494>

12 Колосов Д.Л. Машини та обладнання для вантажопідйомних операцій: Методичні вказівки щодо виконання розрахунково-графічного завдання. – Дніпро: НТУ «ДП», 2019. – 38 с.

13 Іванчук, А. В. Деталі машин: навч. посібник. / А. В. Іванчук. – Вінниця: ТОВ фірма «Планер», 2010. – 336 с.

14 Гайдамака А. В. Г14 Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХП», 2020. – 275 с.

15 Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. – Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.

16 Токаренко В.М. Технологія автодорожнього машинобудування і ремонт машин: Курсове проектування: Навч посібник. – К.: Вища шк., 1992. – 127 с.

17 Добрянський, С. С. Технологічні основи машинобудування [Електронний ресурс] : підручник для студентів спеціальностей 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / С. С. Добрянський, Ю. М. Малафеев ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 13,4 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 379 с. Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/32136>

18 Мазур М.П. Основи теорії різання матеріалів : підручник [для вищ. навч. закладів] / М.П. Мазур, Ю.М. Внуков, В.Л. Доброскок, В.О. Залога, Ю.К.

Новосьолов, Ф.Я. Якубов ; під заг. ред. М.П. Мазура. – 2-е вид. перероб. і доп. – Львів : Новий світ-2000, 2011. – 422 с.

19 Теорія різання: Підручник для студентів спеціальності 131 – Прикладна механіка / О. В. Глоба, В. В. Вовк, Д. А. Красновид, В. І. Солодкий. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 248 с.

21 Паливода Ю. Є. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки : навчально-методичний посібник / Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. – 240 с.

22 НПАОП 0.00-1.01-07 Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. Режим доступу: https://dnaop.com/html/1673/doc-%D0%9D%D0%9F%D0%90%D0%9E%D0%9F_0.00-1.01-07

23 Правила будови і безпечної експлуатації ліфтів ДНАОП 0.00-1.02-99. Режим доступу: <http://consultant.parus.ua/?doc=0562JFCSE2м>

24 Батлук В.А., Гогіташвілі Г.Г. Охорона праці в будівельній галузі: Навч. посіб. – К.: Знання, 2006. – 50 с.

ГММ.201пММ.001 – 00.00.000ПЗ

м.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Лист

80

Формат	Зона	Лист	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A2			ГММ.201пММ.001-06.00.000СК	Складальне креслення	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	ГММ.201пММ.001-06.01.000	Рама		
				<u>Деталі</u>		
A3		3	ГММ.201пММ.001-06.00.003	Шків	1	
A3		4	ГММ.201пММ.001-06.00.004	Вісь	1	
A4		5	ГММ.201пММ.001-06.00.005	Втулка	3	
A4		6	ГММ.201пММ.001-06.00.006	Кришка	2	
A4		7	ГММ.201пММ.001-06.00.007	Ригель	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		11		Підшипник 208	2	
				ДСТУ ГОСТ 8338:2008		
		12		Манжета 1 - 50x70 - 3	2	
				ДСТУ ГОСТ 8752-79		
		13		Болт М8-6пх1558 ДСТУ ГОСТ 7805:2008	10	
		14		Шайба 865-Г ДСТУ ГОСТ 6402:2008	10	

ГММ.201пММ.001-06.00.000

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
Розроб.	Білоус			16.06
Перев.	Орисенко			16.06
Н.контр.	Васильєв			16.06
Затв.	Орисенко			16.06

Шків натяжний

Літ.	Лист	Листів
н		1
Національний університет імені Юрія Кондратюка 2023		

Формат А4

1. Перелік примірників

2. Сторінка 11

3. Назва документа

4. Дата складання

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1			ГММ.201пММ.001-04.00.000СК	Складальне креслення	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
A1	1		ГММ.201пММ.001-04.01.000	Рама	1	Зварна
				<u>Деталі</u>		
A3	4		ГММ.201пММ.001-04.00.004	Кожух	1	
A3	5		ГММ.201пММ.001-04.00.005	Шків канатоведучий	1	
A3	6		ГММ.201пММ.001-04.00.006	Шків гальмівний	1	
A3	7		БГММ.201пММ.001-04.00.007	Півмуфта	1	
A3	8		ГММ.201пММ.001-04.00.008	Палець	4	
A3	9		ГММ.201пММ.001-04.00.009	Втулка пружна	4	
A3	10		ГММ.201пММ.001-04.00.010	Втулка дистанційна	4	
				<u>Стандартні вироби</u>		
	14			Болти ДСТУ ГОСТ 7805:2008	4	
				M18-6gx65.58		

ГММ.201пММ.001-04.00.000

Зм.	Лист	№ докум.	Відп.	Дата
Розроб.	Білоц			16.06
Перев.	Орисенко			16.06
Н.контр.	Васильєв			19.06
Затв.	Орисенко			19.06

Лебідка вантажна

Літ.	Лист	Листів
Н	1	2
Національний університет імені Юрія Кондратюка 2023		

Формат А4

Зона	Пол	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
	15		M10-6gx35.58	4	
	16		M10-6gx30.58	4	
	17		M8-6gx15.58	4	
			Гайки ГОСТ2524-70:		
	19		M18-6H.5	4	
	20		M10-6H.5	8	
	21		M8-6H.5	4	
			Шайби ГОСТ6402-70:		
	23		18.65 Г	4	
	24		10.65 Г	8	
	25		8.65 Г	4	
			Інші вироби		
	28		Електродвигун 4A90LB8Y3 ТУ 16-510.781-81	1	
	29		Редуктор Ц2-250-12,41-4К ТУ 23-635.791-85	1	
	30		Гальмо ТКТ 200/100 ТУ 12-452.218-84	1	

Зм	Лист	№ докум	Підп	Дата
----	------	---------	------	------

ГММ.201пММ.001-04.00.000

Лист
2

Формат А4

[illegible]

A	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Под. найменування операції
B					Под. найменування обладнання
K/M					Найменування деталі сб. одиниці или матер.
A 01					Патрон трьоохкулачковий, центр обертовий, різець прохідний Т15К6, штангенциркуль ІШЦ-1-125-0,1
B 02	020				Різбонарізна
03					Верстат токарно-гвинторізний 16K20
04					Нарізати різьбу M20x2
05					Патрон трьоохкулачковий, центр обертовий, різець різбовий, штангенциркуль ІШЦ-1-125-01
06	025				Шліфувальна
07					Верстат універсальний круглошліфувальний 3K12
08					Шліфувати поверхню Ø25
09					Круг шліфувальний ПВ 100х50 С-4К, мікрометр МК 0-50
10	030				Слюсарна
11					Верстат слюсарний
12					Зачистити гострі кромки, задири
13					Напилок
14	035				Контрольна
15					Стіл контрольний
16					Перевірити основні геометричні розміри осі
17					Контрольні скоби
18					
19					
					МК