

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»

(назва факультету)

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

на тему: **Розробка приводу механізмів вантажного візка моделі мостового крану**

за освітньою програмою **«Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання»**

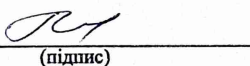
зі спеціальності: **133 Галузеве машинобудування**
(шифр і назва спеціальності)

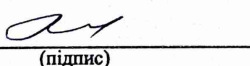
Виконав: студент групи: ПМ19130

Керівник:

Нормоконтролер:


(підпис студента)


(підпис)


(підпис)

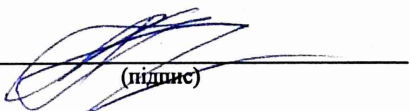
/ Олександр КОЛІСНІЧЕНКО /
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент


(підпис)

Дніпро – 2022

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering

(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science

(department)

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

on the topic:

High- Development of the drive of mechanisms of the truck of the model of
the bridge crane

according to educational curriculum «Lifting and transport, construction, road, reclamation machines and equipment»

in the Speciality: 133 Industrial Engineering

(speciality and its code)

Done by the student of the group: ПІМ19130 / Oleksandr KOLISNICHENKO /
(name, surname)

Scientific Supervisor: / Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Normative controller : / Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Транспортна інженерія

Кафедра: Прикладна механіка та матеріалознавство

Рівень вищої освіти: перший (бакалаврський)

Освітня програма: Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

Сергій РАКША
(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

(підпис)

Дата _____

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

студенту Колісніченку Олександру Олександровичу
(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: **Розробка приводу механізмів вантажного візка моделі мостового крану**

Керівник роботи: Посмітюха Олександр Петрович, старший викладач
(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від "10" листопада 2022 р. № 16ст

2. Строк подання студентом роботи: 20.06.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: Металоконструкції мостового крану;
металоконструкції

вантажного візка; швидкість руху візка 0,02..0,1 м/с; вантажопідйомність крану 500 кг; висота підйому вантажу 2,0 м.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Аналітична частина: частина: огляд варіантів конструкцій приводів мостових кранів

4.2 Основна частина: проєктування механізму переміщення вантажного візка мостового крану

4.3 Науково-дослідна частина: обґрунтування вибору матеріалу елементів відкритої ЗП

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

Загальний вигляд мостового крану; складальне креслення вантажного візка мостового крану; складальне креслення приводу механізму переміщення візка; інші графічні матеріали.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд і аналіз варіантів приводів основних механізмів мостового крану	06.03.2022	
2	Проектний розрахунок приводу механізму переміщення вантажного візка мостового крану	24.04.2022	
3	Обґрунтування вибору матеріалу коліс відкритої зубчатої передачі приводу	20.05.2022	
4	Підготовка графічної частини роботи	10.06.2022	
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	20.06.2022	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	21.06.2022	

Студент

_____ (підпис)

Олександр КОЛІСНІЧЕНКО

_____ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Олександр ПОСМІТЮХА

_____ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1
В записці всього 51 сторінок

Найменування роботи: Розробка приводу механізмів вантажного візка моделі мостового крану.

Ілюстрації: схем 20; рисунків _____;
графіків _____;
таблиць _____.

Ключові слова: мостовий кран, привідні колеса, підшипникові букси, пружна муфта, відкрита зубчата передача, колесо зубчасте, ABS пластик.

Текст реферату:

Метою кваліфікаційної роботи є виконати проєктний розрахунок механізму переміщення вантажного візка стенду мостового крану спроектованого та виготовленого крану в лабораторії кафедри прикладної механіки та матеріалознавства та комплекту креслень для його виготовлення.

Для досягнення поставленої мети у кваліфікаційній роботі вирішено ряд запитань: відновили креслення існуючих металоконструкцій, розроблено проєкт заміни підшипникових вузлів на ходових колесах моста і вантажного візка крану, проведено огляд конструкцій механізмів переміщення вантажних візків мостових кранів, виконано розрахунок механізму переміщення, визначено потужність приводу, підібрано привід з існуючих та дообладнано його для монтажу на візку крана. Виконано ряд креслень, що ілюструють огляд варіантів приводу та виконані проєктні розрахунки, що дали змогу за мінімальних вкладень коштів та дадуть змогу модернізувати кран.

ЗМІСТ	
ВСТУП.....	7
1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА: ОГЛЯД ВАРІАНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ПРИВОДІВ МОСТОВИХ КРАНІВ.....	8
1.1. Приводи механізмів підйому вантажу.....	10
1.2. Приводи механізмів переміщення вантажних візків	11
1.3. Приводи механізмів переміщення моста крану.....	13
2. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА: ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД ПРИВОДІВ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ	16
2.1. Патентний огляд механізмів вантажних візків – буксовий вузол	16
2.2. Патентний огляд механізмів вантажних візків – вузол кріплення ходового колеса до металоконструкції крана	20
2.3. Патентний огляд механізмів вантажних візків – ходове колесо.	23
3. ОСНОВНА ЧАСТИНА: ПРОЄКТУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА МОСТОВОГО КРАНУ	27
3.1. Завдання на проєктування.....	27
3.2. Визначення геометричних та вагових характеристик	28
3.3. Потужність приводу та вибір двигуна.....	29
3.4. Науково-дослідна частина: обґрунтування вибору матеріалу елементів відкритої зубчатої передачі	33
3.5. Розрахунок відкритої зубчатої передачі приводу	35
3.6. Вибір муфт механізму пересування вантажного візка	40
3.7. Перевірка на зчеплення приводних коліс з рейкою	42
3.8. Ескізне проєктування	43
ВИСНОВКИ.....	48
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	49

					ДІПТ. 48 0000. 112. ДРПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка приводу механізмів вантажного візка моделі мостового крану	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Колісніченко						
Перевір.		Посмітюха О.						
Реценз.								
Н. Контр.		Посмітюха О.				УДУНТ, гр. ПМ19130		
Затверд.		Ракша С.						

ВСТУП

Мостові крани загального та спеціального призначення використовують для підйому та переміщення різних вантажів.

Мостові крани набули широкого використання при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт при обслуговуванні складів, монтажних робіт на відкритих площадках, спеціальних робіт будівництві суден, будівництві та обслуговуванні гідротехнічних споруд та атомних електростанцій, а також в технологічному циклі на полігонах заводів будівельної індустрії. Мостовий кран являє собою рухому прольотну конструкцію, яка несе вантажний візок, спирається на візки і рухається по крановій колії, яка кріпиться на колонах. Переваги мостових кранів: простота конструкції, висока надійність у роботі, задовільна стійкість, постійність вантажопідйомності та висоти підйому вантажу, значна питома вантажопідйомність, низька вартість експлуатації, добрий огляд машиністом робочої зони.

За типом привода вантажні візки можуть бути самохідні або з канатним приводом. Вантажна лебідка, а також лебідка привода руху вантажного візка звичайно розміщуються на прольотній конструкції над жорсткою опорою. Це дозволяє зменшити масу візка і навантаження на міст. Кабіна машиніста розміщується на жорсткій опорі або на вантажному візку.

Механізм пересування сучасних мостових кранів конструюють з індивідуальним приводом, або одним на обидва візка. Синхронна робота приводів пересування крана забезпечується за рахунок електричної схеми керування.

					ДІПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА: ОГЛЯД ВАРІАНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ПРИВОДІВ МОСТОВИХ КРАНІВ

Мостові крани використовуються у цехах машинобудівних, ремонтних підприємств а також у виробничих приміщеннях підприємств різних галузей. За будовою розрізняють мостові однобалкові крани (рис. 1.1) (кран-балки) і мостові двобалкові крани (рис. 1.2) [1].

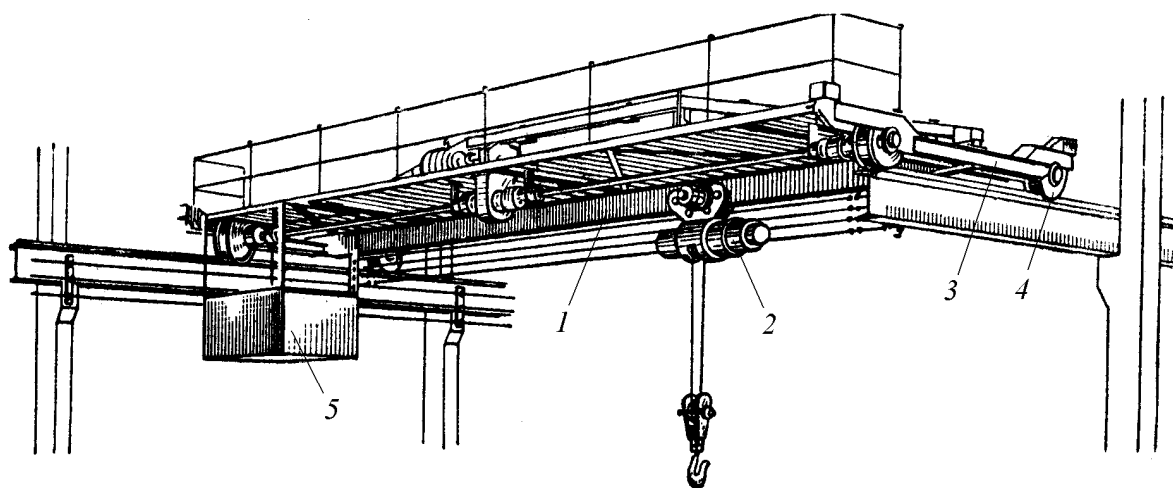


Рис. 1.1. Мостовий однобалковий кран:

1 – однобалковий міст крану; 2 – вантажопідйомна таль; 3 – кінцеві балки крану; 4 – ходові колеса; 5 – кабіна.

Міст двобалкового крана (рис. 1.2) складається з двох головних 1 та двох кінцевих 2 балок. Кінцеві балки через ходові колеса спираються на колію, яка влаштовується на колонах будівлі. По головних балках пересувається самохідний вантажний візок 3, який несе на собі піднімальний механізм. Таким чином, механізми мостового крана, які мають індивідуальний електропривід і живляться від зовнішньої електричної мережі за допомогою кабелів або тролей, забезпечують три рухи: підйом вантажу, пересування крана, пересування вантажного візка.

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

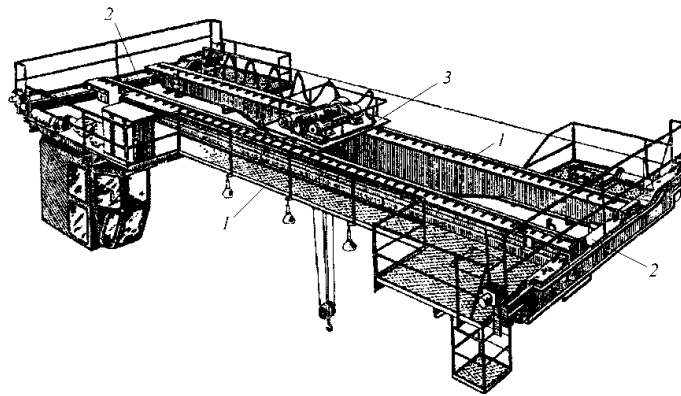


Рис. 1.2. Мостовий двобалковий кран:

1 – головні балки - дві; 2 – кінцеві балки крану; 3 – вантажний візок з вантажопідйомним обладнанням.

В умовах лабораторії кафедри «Прикладна механіка та матеріалознавство» були проведені конструкторські розробки та виготовлені металоконструкції моделі двобалкового мостового крану з вантажним візком. Моя задача спроектувати привід механізму переміщення вантажного візка та замінити опорні підшипникові букси з підшипниками ковзання на підшипники кочення, для зменшення потужності приводу (рис 1.3).

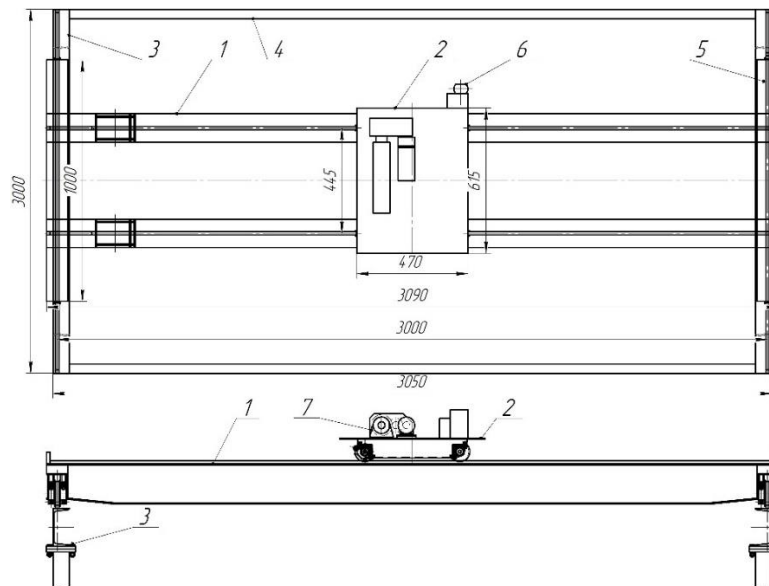


Рис. 1.3. Загальний вигляд мостового крану лабораторії кафедри прикладної механіки та матеріалознавства: 1 – двобалковий міст крану; 2 – вантажний візок; 3 – підкранова колія; 4 – металоконструкція; 5 – кінцеві балки крану; 6 – привід переміщення вантажного візка; 7 – механізм підйому вантажу (ще не спроектовано)

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

1.1. Приводи механізмів підйому вантажу

Механізми підйому використовують для вертикального переміщення вантажів. Їх встановлюють на всіх підйомних машинах. Їхня конструкція і методи розрахунку характерні не лише для кранів загального призначення, а й для будь-якого підйомного механізму, в тому числі і спеціального призначення (лебідки, талі тощо) [2].

За характером приводу механізми підйому ділять на механізми з ручним приводом і механізми з приводом від двигуна (рис. 1.4.).

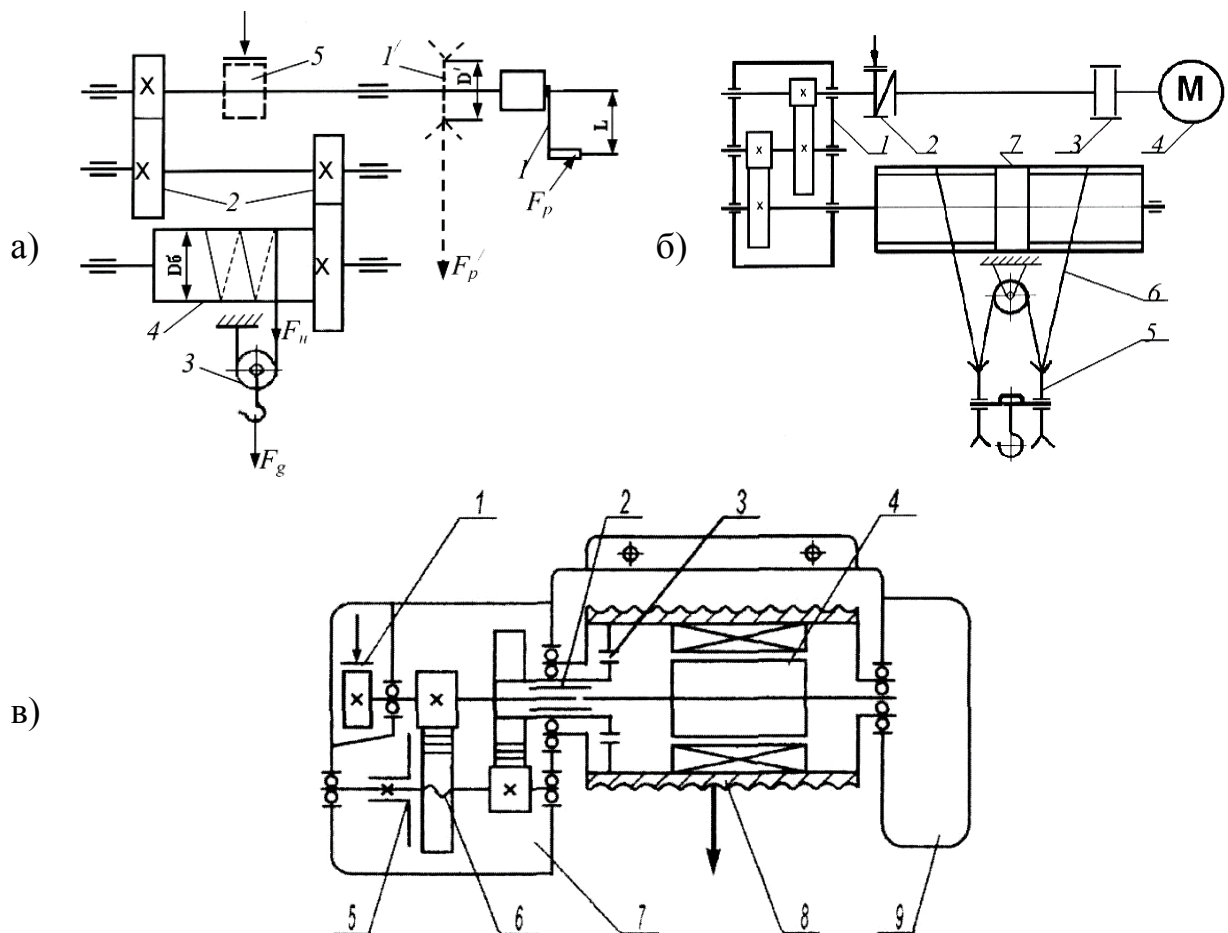


Рис. 1.4. Механізми підйому: а – з ручним приводом (1 – ручка або привідна зірочка; 2 – відкриті зубчаті передачі; 3 – гакова підвіска; 4 – канатний барабан; 5 – гальмо); б – з електроприводом (1 – редуктор приводу; 2 – гальмо; 3 – муфта; 4 – електродвигун; 5 – гакова підвіска; 6 – канат); в – електроталі (1 – гальмо; 2 – жорстка муфта; 3 – зубчата муфта; 4 – електродвигун; 5 – маточина зубчатого колеса; 6 – зубчате колесо; 7 – редуктор приводу; 8 – барабан; 9 – корпус)

1.2. Приводи механізмів переміщення вантажних візків

Вантажний візок мостового двобалкового крана (рис. 1.5) являє собою зварну раму 1, яка спирається на ходові колеса 2 і несе на собі вантажопідіймний механізм (лебідку) 3 з поліспастом 4 і гаковою підвіскою 5. На рамі 1 встановлено також привід механізму пересування 6 вантажного візка [1].

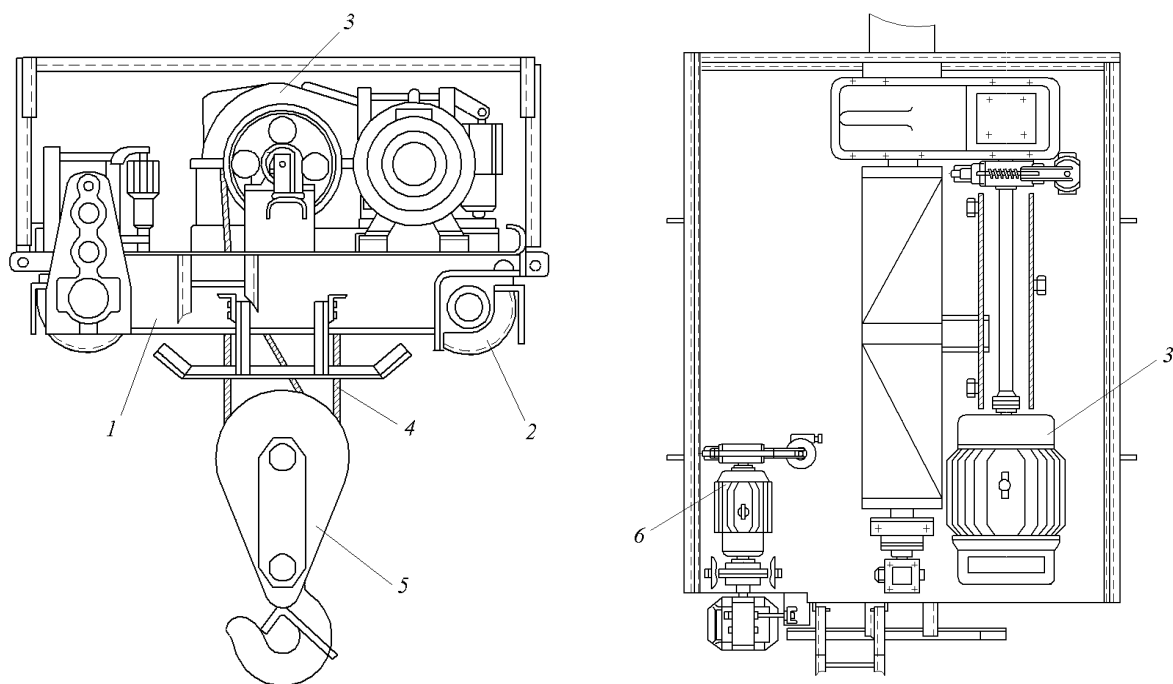


Рис. 1.5. Вантажний візок мостового двобалкового крана: 1 – зварна рама; 2 – ходові колеса; 3 – вантажопідіймний механізм; 4 – вантажний поліспаст з канатом; 5 – гакова підвіска; 6 – привід механізму пересування вантажного візка.

Механізм пересування візка (рис. 1.6). Візки мостових кранів загального призначення зазвичай мають чотири ходові колеса, з яких два приводні. Ходові колеса та букси утворюють єдиний вузол, що відповідає умовам взаємозамінності. У механізмах пересування візків застосовують триступінчасті вертикальні редуктори типу К. Швидкохідний вал редуктора пов'язують з валом двигуна нормальною зубчастою муфтою. На другий кінець валу двигуна насаджують гальмівний шків. Кінці тихохідного валу редуктора з'єднуються з зубчастими муфтами ходовими колесами з проміжними валами.

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Такі муфти навіть при великих деформаціях рами візка під час підйому вантажу забезпечують хорошу передачу моменту, що крутить, від редуктора до ходових коліс.

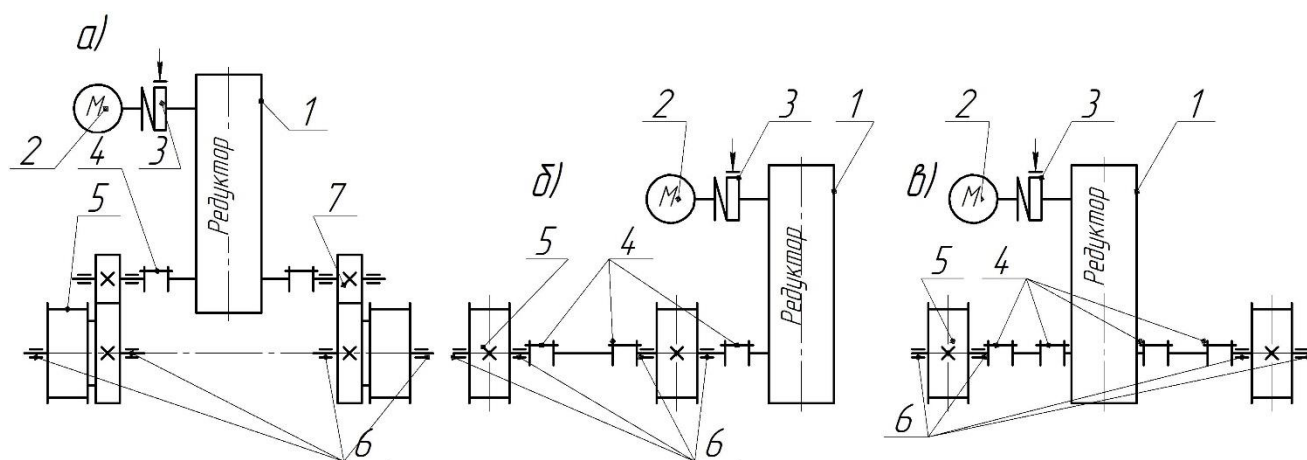


Рис. 1.6. Приводи механізму переміщення вантажних візків мостових двобалкових кранів: а) – з центральним редуктором та відкритими зубчатими передачами на привідні колеса; б) – з редуктором розташованим збоку візка; в) – з редуктором розташованим по середині візка та привідними валами на привідні колеса. 1 – редуктор; 2 – привідний двигун; 3 – гальма; 4 – зубчасті муфти; 5 – ходові колеса; 6 – підшипникові опори; 7 – відкриті зубчаті передачі.

В проектуваному нами приводі використаємо мотор-редуктор приводу механізму підйому дверного скла автомобіля (рис. 1,7), що складається з двигуна постійного струму та черв'ячного редуктора на тихохідному валу останнього напресоване зубчате колесо. Вибравши за основи схеми (див. рис. 1.6, а та б) об'єднаємо їх в один привід, що складається з двох привідних коліс на підшипникових опорах з'єднаних між собою трансмісійним валом при допомозі двох пружних муфт та бокового мотор-редуктора з'єданого з віссю колеса за допомогою відкритої зубчатої передачі. Колесо отримаємо методом 3D друку та насадимо його на вал нерухомо.

Приводи механізму переміщення вантажних візків мостових двобалкових кранів: а) – з центральним редуктором та відкритими зубчатими передачами на привідні колеса; б) – з редуктором розташованим збоку візка; в) – з редуктором розташованим по середині візка та привідними валами на привідні колеса. 1 – редуктор; 2 – привідний двигун; 3 – гальма; 4 – зубчасті муфти; 5 – ходові колеса; 6 – підшипникові опори; 7 – відкриті зубчаті передачі.



Рис. 1.7. Мотор-редуктор приводу механізму переміщення вантажного візка мостового крану лабораторії кафедри прикладної механіки та матеріалознавства

1.3. Приводи механізмів переміщення моста крану

Кінематичні схеми механізмів пересування мостового крану, які встановлюються на крані або візку залежно від типу та розміщення привода можна поділити на такі: з індивідуальним приводом (рис. 1.8, а); з центральним приводом та тихохідним трансмісійним валом (рис. 1.8, б); з центральним розміщеним двигуном та швидкохідними трансмісійними валами і кінцевими редукторами (рис. 1.8, в) [2].

Сучасні конструкції кранів обладнані, в основному, механізмами з індивідуальними (роздільними) приводами. Це відповідає сучасним принципам конструювання машин з максимальним наближенням привода до

					ДІПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виконавчого органу машини.

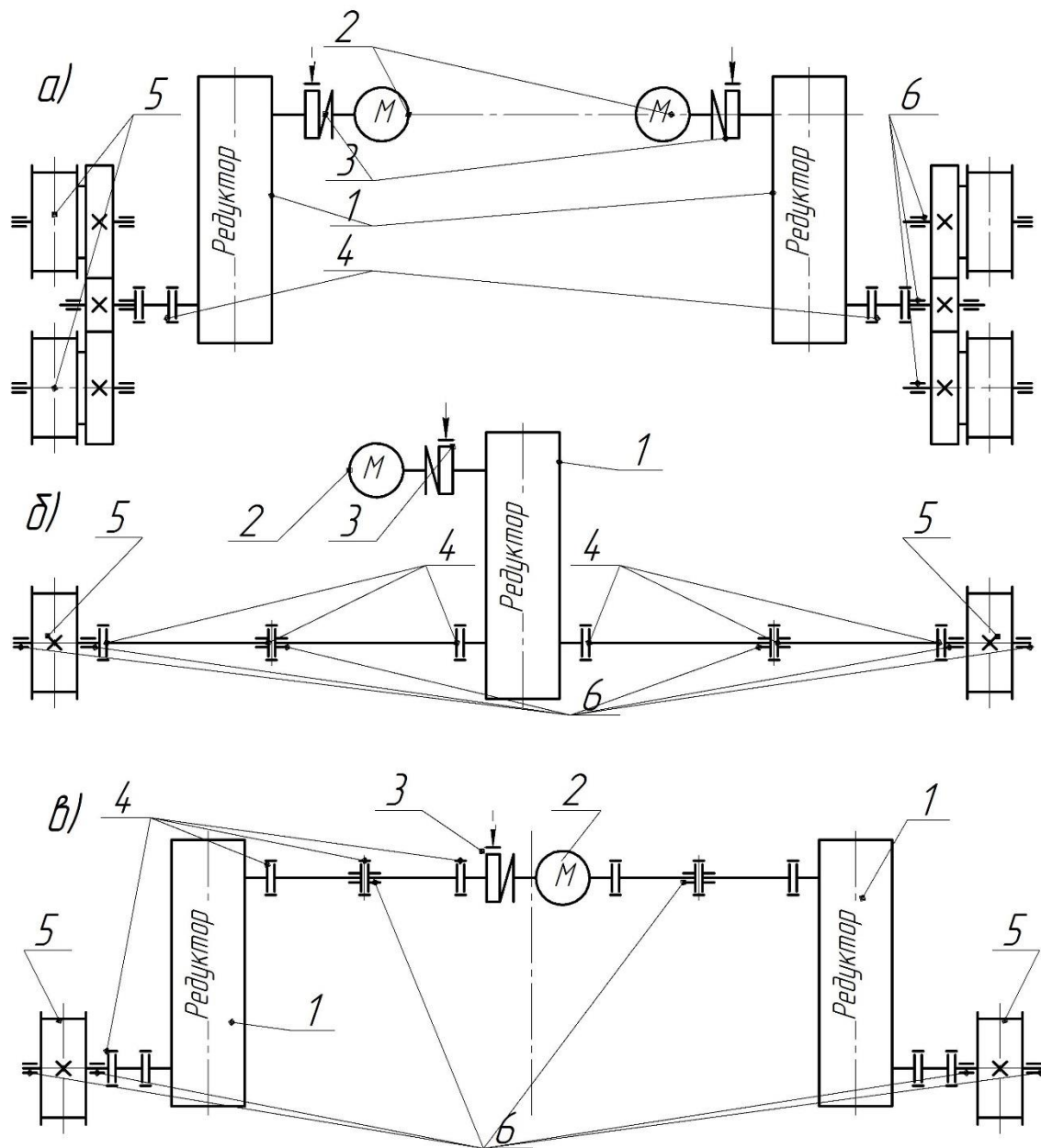


Рис. 1.8. Приводи механізму переміщення вантажних візків мостових двобалкових кранів: а) – індивідуальний привід з редуктором та відкритими зубчатими передачами на привідні колеса; б) – з редуктором розташованим по центру моста та довгими трансмісійними валами; в) – з електродвигуном та гальмом розташованими по середині швидкохідними трансмісійними валами та редукторами розташованими біля привідних коліс. 1 – редуктор; 2 – привідний двигун; 3 – гальма; 4 – зубчасті муфти; 5 – ходові колеса; 6 – підшипникові опори.

Механізм (див. рис. 1.7) складається з редуктора 1, з'єднаного зубчастими муфтами 4 з приводним колесом 5, електродвигуна 2, гальма 3. Основні переваги індивідуального привода: простота конструкції, порівняно малі металомісткість та габаритні розміри, відсутність трансмісійних довгих валів, муфт і підшипників, більш плавний рух крана. Для нормальної роботи механізмів повинна забезпечуватись синхронізація роботи окремих двигунів, щоб запобігти перекошуванню моста крана.

В період сталого руху в механізмах діють лише статичні навантаження від сил тертя. Основними навантаженнями, які визначають потужність двигуна і міцність механізму, є динамічні навантаження, що виникають у періоди пуску і гальмування привода [2].

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА: ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД ПРИВОДІВ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ

2.1. Патентний огляд механізмів вантажних візків – буксовий вузол

Опис до деклараційного патенту на корисну модель UA 15198 від 15.06.2006, бюл. № 6, 2006 р «Буксовий вузол», автори Музика О. В., Катков О. М., Сагіров Ю. Г., ВАТ "Маріупольський металургійний комбінат імені Ілліча" [4].

Буксовий вузол, що містить у собі ходове колесо з буксою, ділянку торцевої балки із привареним гнутим окантувальним елементом, у якому виконаний отвір і встановлена втулка, який відрізняється тим, що поліуретанова амортизаційна прокладка установлюється замість металевої прокладки між гнутим окантувальним елементом і буксою, поліуретанова амортизаційна втулка установлюється в металеву втулку, що уварюється в гнутий окантувальний елемент буксового вузла без його демонтажу

Корисна модель відноситься до підйомнотранспортного встаткування, зокрема, до мостових кранів і може бути використана в металургійній, машинобудівній і інших галузях промисловості.

Відомі мостові крани мають кранові двоухребордні колеса, які містять у собі буксовий вузол, постачений пружними елементами, різьбовими елементами, обідом, втулкою, маточиною.

Найбільш близьким аналогом пристрою, що заявляється, обраним як прототип, є кранове двоухребордне колесо, що має знімну буксу. Буксовий вузол містить у собі ділянку торцевої балки із привареним гнутим окантувальним елементом і ходовим колесом з буксою, між якими встановлюються металеві прокладки. [Козак С. А. Курсове проектування вантажопідйомних машин. М.: ВШ, 1989 р.].

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У кінцевих балках мостових кранів, особливо в місцях кріплення ходових коліс, з'являються утомлені тріщини. Вони виникають через динамічні ударні навантаження, що діють на кранові колеса й кінцеві балки при проходженні краном нерівностей рейкового шляху. Внаслідок цього виникає викрашування матеріалу доріжки катання ходових коліс і відбувається поломка вихідних валів начіпних редукторів механізмів пересування кранів.

Проходження ходовим колесом рейкового стику супроводжується твердим ударом. При цьому в момент зіткнення колеса із зустрічним уступом вертикальна складова швидкості змінюється від нуля до максимального значення. Якщо колесо наїжджає на попутний уступ, то спочатку вертикальна складова його швидкості змінюється від нуля до деякого кінцевого значення, а потім зменшується до нуля. Під час удару, у зоні контакту колеса з рейкою, виникає контактна сила пружної деформації системи колесо-рейка. Ударний імпульс, отриманий колесом, поширюється по всій металоконструкції крана, а також на підкранові балки. Це приводить до підвищення рівня ударного навантаження ходових коліс, кінцевих балок кранів, підкранових рейок, до зниження їхньої довговічності.

В основу корисної моделі поставлене завдання вдосконалення буксового вузла, у якому шляхом модернізації конструкції кріплення кутових букс знижується рівень ударного навантаження ходових коліс, кінцевих балок кранів, підкранових рейок. За рахунок цього підвищується їхня довговічність, зменшується контактна твердість елементів системи крановий міст-ходове колесо-рейка-підкранова балка.

Поставлене завдання вирішується тим, що в буксовому вузлі, що містить у собі ходове колесо з буксою, ділянку торцевої балки із привареним гнучим окантувальним елементом, у якому виконаний отвір і встановлена металева втулка, установлюються поліуретанова амортизаційна прокладка, і

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поліуретанова амортизаційна втулка. Поліуретанова амортизаційна прокладка, з наскрізним отвором і розточеним пазом для болта встановлюється замість металевої прокладки між гнутим окантувальним елементом і буксою, поліуретанова амортизаційна втулка, встановлюється в металеву втулку, що уварюється в гнутий окантувальний елемент буксового вузла без його демонтажу. Відповідно до корисної моделі знижується рівень динамічних ударних навантажень при проходженні краном нерівностей рейкового шляху й перекосах при русі крана.

Запропонована конструкція буксового вузла забезпечує довговічність металоконструкції крана за рахунок застосування поліуретанової амортизаційної прокладки, і поліуретанової амортизаційної втулки. Застосування поліуретанової амортизаційної прокладки, і поліуретанової амортизаційної втулки, знижує зношування ходового колеса й рейок, компенсує додаткові навантаження, що виникають при русі й підйомі вантажів краном.

Суть запропонованої корисної моделі пояснюється кресленням. На рис. 2.1 зображений буксовий вузол, що складається з ділянки торцевої балки 5 із привареним гнутим окантувальним елементом 1 і ходового колеса 6 у контакті, між якими встановлені поліуретанова амортизаційна прокладка, 2 і поліуретанова амортизаційна втулка, 4. У гнутому окантувальному елементі балки 1 виконане отвір, у якому встановлені металева втулка 3 і поліуретанова амортизаційна втулка, 4. Поліуретанова амортизаційна прокладка, 2 з наскрізним отвором і розточеним пазом для болта встановлюється замість металевої прокладки між гнутим окантувальним елементом і буксою. Поліуретанова амортизаційна втулка, 4 встановлюється в металеву втулку 3, що уварюється в гнутий окантувальний елемент буксового вузла без його демонтажу. При заміні гнутого окантувального елемента отвір у ньому

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розточується під поліуретанову амортизаційну втулку, 4, що виключає необхідність установки металевої втулки 3.

При проходженні колісьми візка 6 (рис. 2.1) місцевих нерівностей (стиків, вибоїв і ін.) установлені поліуретанова амортизаційна прокладка, 2 (рис. 2.1) і поліуретанова амортизаційна втулка, 4 (рис. 2.1) деформуються (стискаються), забезпечуючи зниження рівня динамічних ударних навантажень. Завдяки великій еластичності поліуретанової амортизаційної прокладки, 2 (рис. 2.1) і поліуретанової амортизаційної втулки, 4 (рис. 2.1) знижується рівень горизонтальних навантажень, що виникають при русі крана й спрямованих перпендикулярно шляху руху крана. Таким чином, зменшується сила тертя реборд ходових коліс об рейку, чим забезпечується довговічність металоконструкції крана.

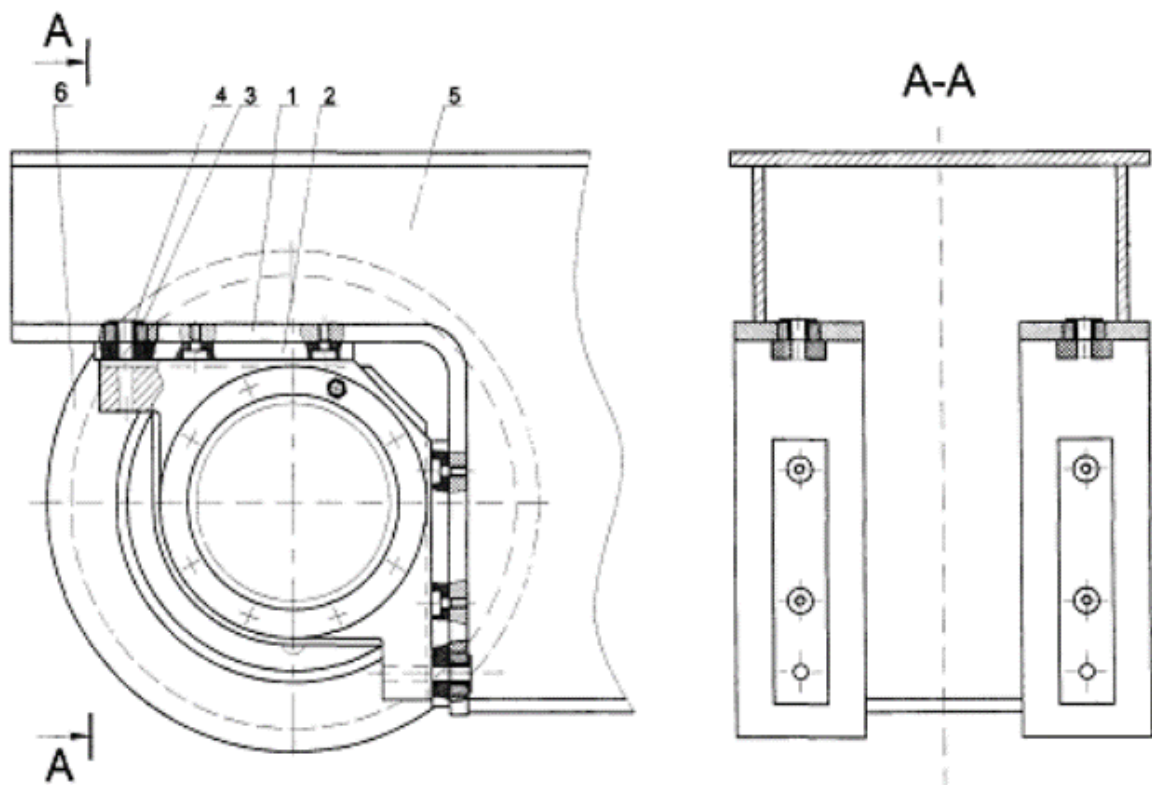


Рис. 2.1. Буксовий вузол – загальний вигляд: 1 – гнучий окантувальний елемент; 2 – поліуретанова амортизаційна прокладка; 3 – металева втулка; 4 – поліуретанова амортизаційна втулка; 5 – ділянка торцевої балки вантажного візка; 6 – ходове колесо.

2.2. Патентний огляд механізмів вантажних візків – вузол кріплення ходового колеса до металоконструкції крана

Опис до деклараційного патенту на корисну модель SU 1557075 A1 від 15.04.90. Бюл. № 14, 1990 р «Вузол кріплення ходового колеса до металоконструкції крана», автори Вишневецький Г. В., Григоров О. В., Коваленко В. А. и Петренко Н. А.»[5].

Винахід відноситься до підйомно-транспортного машинобудування, а саме до вузлів кріплення ходового колеса металоконструкції крана. Мета винаходу - підвищення довговічності за рахунок забезпечення можливості регулювання положення ходового колеса в процесі експлуатації. Вузол кріплення ходового колеса до металоконструкції крана містить ходове колесо 3 (рис. 2.2), вал 4, встановлений у буксах 1 за допомогою сферичних підшипників 2. У зовнішній буксі встановлена ексцентрикова втулка 5 з зовнішньою конічною поверхнею. На кільцевому виступі зовнішньої кінцевої частини втулки 5 виконані наскрізні пази для розміщення болтів 8, рівномірно розташовані по колу, що забезпечують можливість повороту ексцентрикової втулки 5 при ослаблених болтах 8. На зовнішньої поверхні кільцевого виступу ексцентрикової втулки 5 виконаний зубчастий вінець для взаємодії із зубами шестерного ключа, центруючий хвостовик якого встановлюється в отвір, виконаний на зовнішній торцевій поверхні букси 1.

Винахід відноситься до підйомно-транспортного машинобудування, а саме до вузлів кріплення ходових коліс до металоконструкції крана. Ціль винаходу - підвищення довговічності коліс за рахунок забезпечення можливості регулювання положення ходового колеса в процесі експлуатації.

На рис. 2.2 показаний вузол, загальний вигляд; на рис. 2.3- вигляд А.

Вузол кріплення ходового колеса до металоконструкції крана містить буксу 1, підшипниковий вузол 2, дворебордне ходове колесо 3, встановлене на осі 4, конічну втулку ексцентрикову 5, пружний упор 6, кришку 7, болти 8.

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Як внутрішній, так і зовнішній підшипниковий вузли забезпечені сферичними самоцентруючими підшипниками. На зовнішній стороні корпусу букси виконано циліндричний отвір для введення центруючого хвостовика шестерного ключа 9. На фланцевій частині ексцентрикової втулки 5 передбачені овальні пази 10 для болтів 8, що забезпечують можливість повороту ексцентрикової втулки при ослаблених болтах 8.

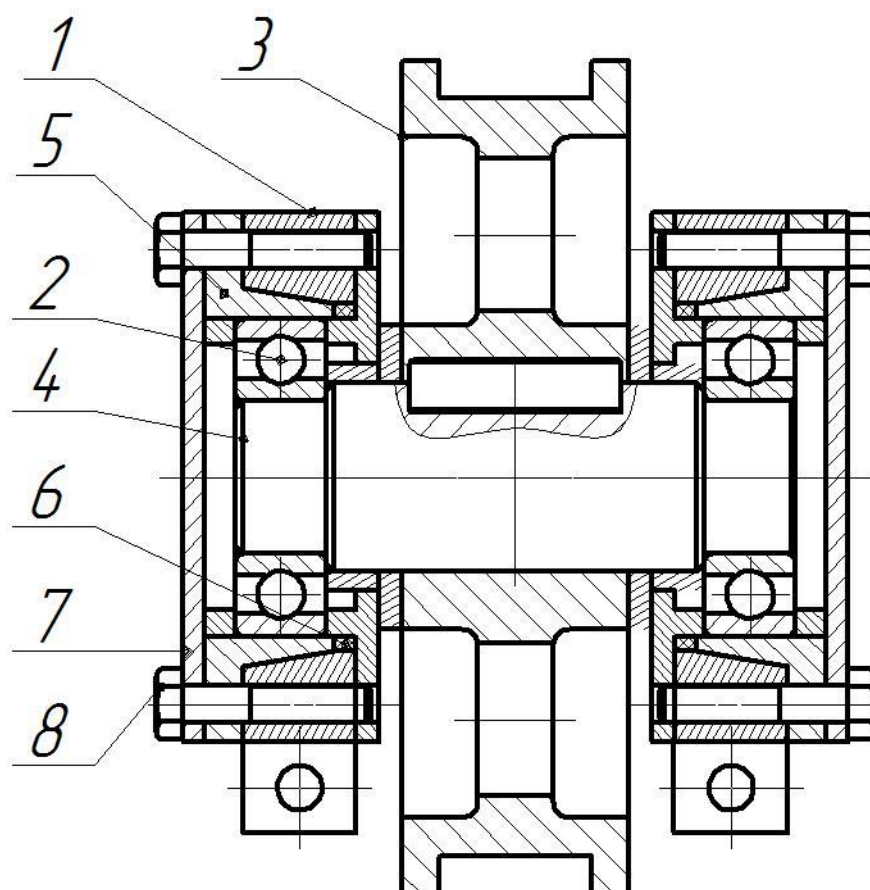


Рис. 2.2. Вузол кріплення ходового колеса до металоконструкції крана – поперечний переріз: 1 – букса; 2 – сферичні підшипники; 3 – ходове колесо; 4 – вал; 5 – втулка ексцентрикова; 6 – пружний упор ; 7 – кришка; 8 – болти кріплення втулки.

На зовнішній поверхні виступу втулки ексцентрикової 5 виконаний зубчастий вінець для взаємодії з зубами шестерного ключа 9.

Пристрій працює в такий спосіб. При необхідності скоригувати кут установки колеса в плані опору вивішують за допомогою домкрата, відпускають болти 8 і за допомогою шестерного ключа 9 повертають ексцентрикову втулку 5 щодо букси 1 в межах овальних пазів 10.

У потрібному положенні ексцентрикову втулку 5 фіксують за допомогою болтів 8.

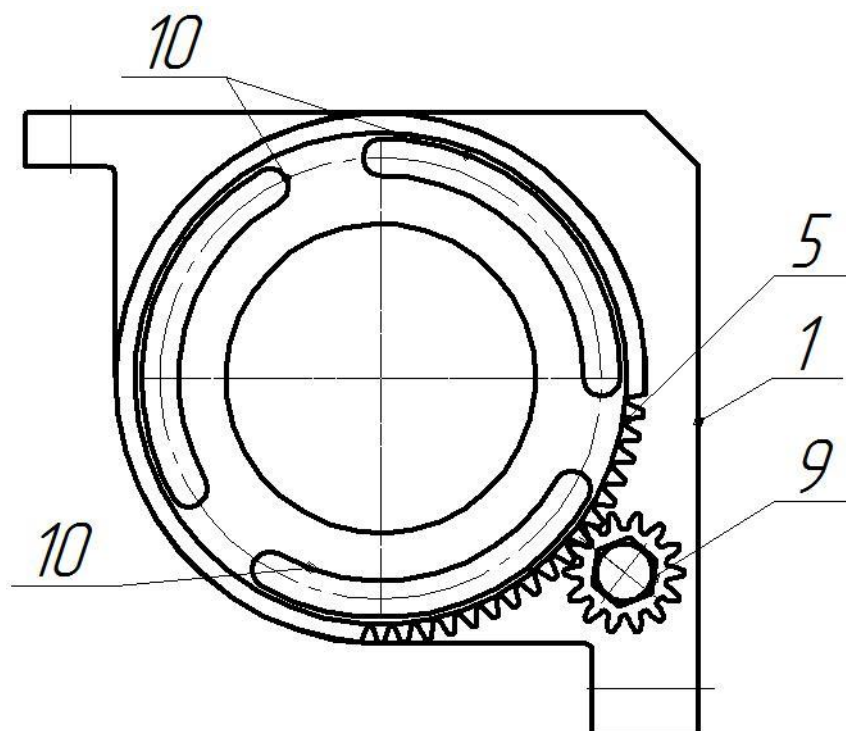


Рис. 2.3. Вузол кріплення ходового колеса до металоконструкції крана – вигляд А: 1 – букса; 5 – втулка ексцентрикова; 8 – болти кріплення втулки; 9 – шестерний ключ; 10 – овальні пази.

Формула винаходу. Вузол кріплення ходового колеса до металоконструкції крана, що містить пов'язані з останньою дві букси зі сферичними самовстановлюваними підшипниками, в яких встановлений вал ходового колеса, ексцентрикову втулку, встановлену в одній з букс між її корпусом і підшипником, і пристрій фіксації втулки, що, з метою підвищення довговічності за рахунок забезпечення можливості регулювання положення ходового колеса в процесі експлуатації, він забезпечений пружним кільцем,

встановленим між торцевою поверхнею ексцентрикової втулки і корпусом однієї букси, зовнішня частина ексцентрикової втулки і відповідна внутрішня поверхня однієї букси, що контактує з нею, виконані а пристрій фіксації втулки включає в себе виконаний на зовнішній кінцевій частині її конічної поверхні «кільцевий виступ з наскрізними пазами» рівномірно розташованими по колу, з центром на осі конічної поверхні втулки, болти, загвинчені в корпус букси і проходять через вищезгадані пази втулки.

Вузол по п. 1 відрізняється тим, що паз виконаний з довжиною, більшою відстані по колу між болтами.

Вузол за п. 1 відрізняється тим, що підшипник однієї букси встановлений на валу з можливістю переміщення вздовж нього.

Вузол по п. 1 відрізняється тим, що на зовнішній торцевій поверхні однієї букси виконано отвір для хвостовика шестерного ключа, а на виступі конічної втулки виконаний зубчастий вінець для взаємодії з шестерним ключом.

2.3. Патентний огляд механізмів вантажних візків – ходове колесо

Опис до деклараційного патенту на корисну модель UA 33470 від 25.06.2008, бюл. № 12, «Ходове колесо», автори Орлов С. О. Східноукраїнський Національний університет імені Володимира Даля [6].

Ходове колесо, що містить реборду, на якій розміщені змінні тіла обертання з елементами кріплення, маточину та обід, яке відрізняється тим, що реборда розташована на шпильках і закріплена гайками, на шпильках розміщені пружні елементи, які одним боком упираються у маточину, а іншим - у реборду рис. 2.4.

Корисна модель відноситься до підйомних пристроїв і може бути використана у підйомно-транспортних машинах.

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відомо ходові колеса підйомно-транспортних машин, що містять маточину, обід і реборди, які виконано суцільнолитими [див. Чернега В. И., Мазуренко И. Я. Краткий справочник по грузоподъемным машинам, рік 1981].

Недоліками відомих ходових коліс є відсутність можливості компенсування горизонтальних бокових навантажень.

Відомо ходове колесо [див. а.с. СРСР №583971, МПК2, опубл. в бюл. №46, 1977 – найближчий аналог], що містить маточину, обід, реборду з кільцевою проточною по її колу, в якій розташовано змінні тіла обертання, та елементи кріплення.

Недоліком найближчого аналога є складність конструкції, відсутність можливості компенсування горизонтальних бокових навантажень при перекосі колеса.

В основу запропонованої корисної моделі поставлена задача - удосконалення ходового колеса шляхом того, що пружні елементи закріплені на шпильках гайками, що приведе до зниження горизонтальних бокових навантажень на ходову частину крана, а також спрощення конструкції.

Поставлена задача вирішується тим, що у ходовому колесі, яке містить реборду, де розміщено змінні тіла обертання з елементами кріплення, маточину та обід, згідно корисної моделі, реборду розташовано на шпильках і закріплено гайками, на шпильках розміщено пружні елементи, які одним боком упираються у маточину, а іншим – у реборду.

На рис. 2.4 зображено ходове колесо в перерізі, а на рис.2.5 показано розміщення тіл обертання.

Ходове колесо містить маточину 1, тіла обертання 2 закріплені на реборді 3, пружні елементи 4 розміщені на шпильках 5, гайки 6. Поз.7 зазначено підкранову рейку.

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

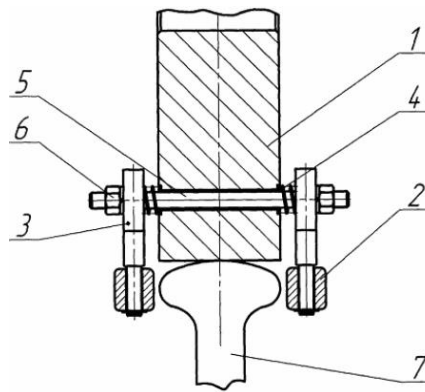


Рис. 2.4 Ходове колесо в перерізі: 1 – маточина; 2 – тіла обертання; 3 – реборда; 4 – пружні елементи; 5 – шпильки; 6 – гайки; 7 – підкранову рейку

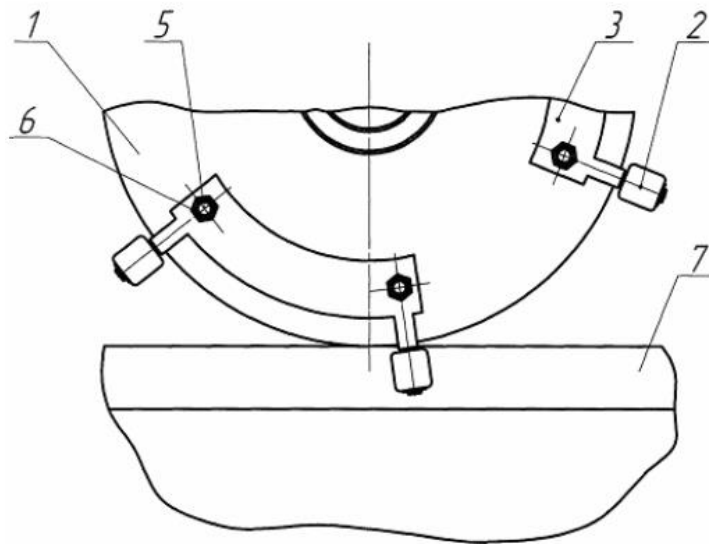


Рис. 2.5 Ходове колесо в перерізі – розміщення тіл обертання: 1 – маточина; 2 – тіла обертання; 3 – реборда; 5 – шпильки; 6 – гайки; 7 – підкранову рейку

Ходове колесо працює таким чином. Під час руху крана, при виникненні перекосу, тіла обертання 2, контактуючи з бічною поверхнею підкранової рейки 7, перекочуються по ній і відхиляються разом з ребордою 3 від маточини 1 у бік дії сили перекосу, тим самим знижуючи навантаження на ходову частину крана. При зникненні перекосу тіла обертання 2 завдяки пружним елементам 4 повертаються в вихідне положення відносно маточини 1.

Регулювання сили пружних елементів 4 і зазору між підкрановою рейкою 7 та тілами обертання 2 проводиться за допомогою гайок 6, які розташовано на шпильках 5.

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. ОСНОВНА ЧАСТИНА: ПРОЄКТУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА МОСТОВОГО КРАНУ

3.1. Завдання на проєктування

Основні геометричні параметри моделі мостового крана лабораторії кафедри «Прикладна механіка та матеріалознавство» (рис. 3.1) призначаються за аналогами в залежності від заданих параметрів лабораторних робіт, що проводитимуться на ньому [1].

Вантажопідйомність,	$Q, \text{ т}$	– 0,5
Ширина крана,	$B, \text{ мм}$	– 2500
База крана,	$A, \text{ мм}$	– 800

Параметри вантажного візка:

колія,	$K_B, \text{ мм}$	– 455
база,	$A_B, \text{ мм}$	– 400.
база,	$a_{\min}, \text{ мм}$	– 200.

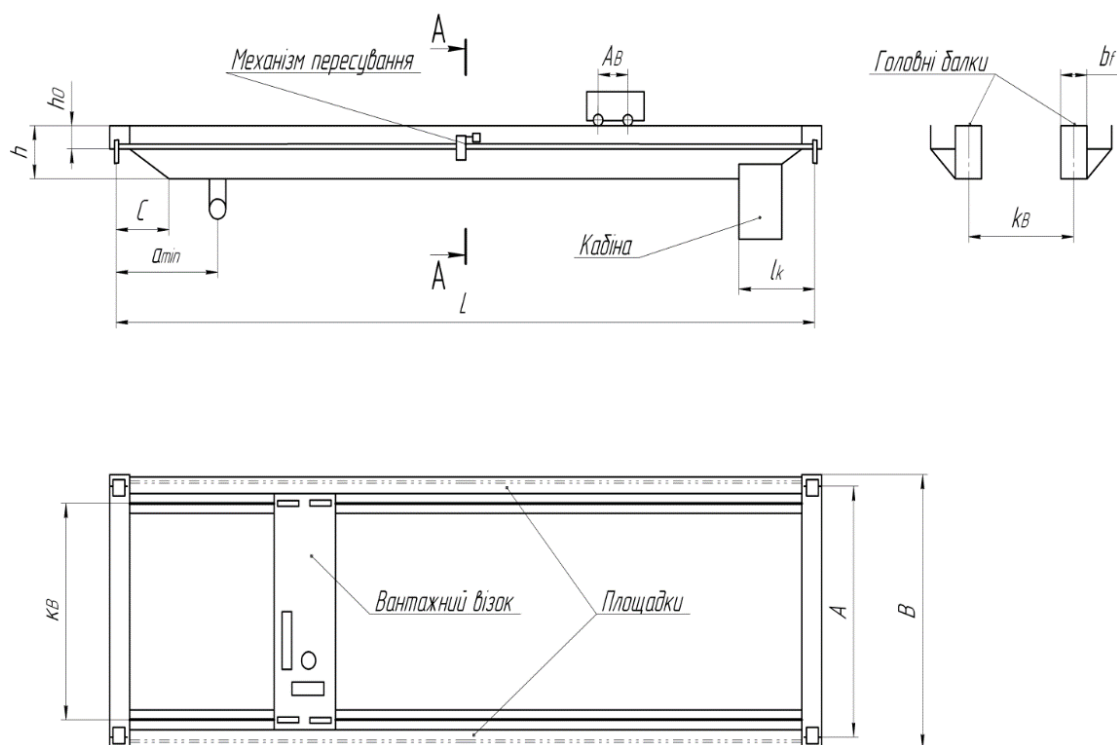


Рис. 3.1. Основні геометричні характеристики моделі мостового крана лабораторії кафедри

Металоконструкції крану були виготовленні по проєкту перших випускників кафедри на підприємствах міста, що були базами практики, та з'єднані у виріб співробітниками та студентами під час виробничої практики. На сьогоднішній день виникла потреба в завершенні проєкту «Модель мостового крану для проведення лабораторних робіт».

3.2. Визначення геометричних та вагових характеристик

Висота головної балки в середній частині прольоту визначається з умови

$$h = \frac{L}{14} \div \frac{L}{18} = \frac{2500}{14} \div \frac{2500}{18} = 178,6 \div 138,8, \text{ мм.} \quad (3.1)$$

Приймаю: $h = 200$ мм.

Ширина перерізу головної балки визначається з урахуванням двох умов:

$$b_f = (0,3 \dots 0,4)h, \quad (3.2)$$

$$b_f \geq \frac{L}{50}, \quad (3.3)$$

$$b_f = 0,3 \cdot 200 = 60 \text{ мм, } b_f \geq \frac{2500}{50}, \quad b_f \geq 50 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b_f = 100$ мм, [1].

Висота опорної частини головної балки:

$$h_o = (0,45 \dots 0,55)h = 90 \dots 110. \quad (3.4)$$

Приймаю h_o кратною 50: $h_o = 100$ мм.

Довжина скосу головної балки:

$$c = 2h = 2 \cdot 200 = 400 \text{ мм.} \quad (3.5)$$

Вага половини зварного мосту (вага головної балки і площадок)

$$G_{ПМ} = 1000 \text{ Н.}$$

Вага кінцевої балки призначається в межах $G_{КБ} = 100$ Н.

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3. Потужність приводу та вибір двигуна

Розрахунок робочих швидкостей, при різних варіантах вмикання приводу

Механізм пересування вантажного візка крана (рис. 3.2) складається з мотор-редуктора 1, відкритої зубчатої пари 2, привідних ходових коліс 3, пружних з'єднувальних муфт 4, трансмісійного валу 5, підшипникових опор 6.

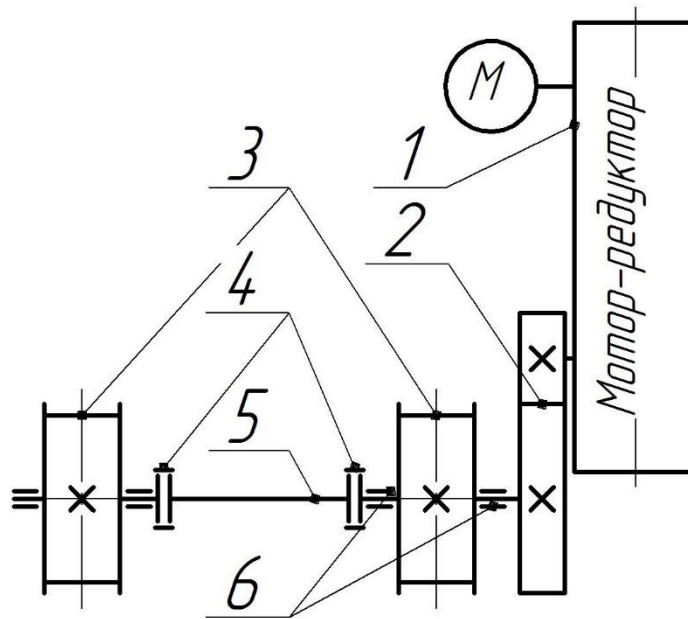


Рис. 3.2. Схема механізму пересування вантажного візка мостового крана лабораторії кафедри прикладної механіки та матеріалознавства

Розрахунок ходових коліс вантажного візка

Навантаження на ходове колесо, Н

$$P_k = \frac{G_{BB} + G_{вж}}{n_k} = \frac{5000 + 600}{4} = 1400, \quad (3.6)$$

де G_{BB} – вага вантажного візка, приймаємо $G_{BB} = 600$ Н;

$G_{ВЖ}$ – вага вантажного візка, приймаємо $G_{ВЖ} = 5000$ Н;

n_k – кількість ходових коліс вантажного візка, $n_k = 4$.

Розрахункове навантаження на ходове колесо

$$P_p = k_1 \gamma P_k = 1,1 \cdot 0,8 \cdot 1400 = 1232 H, \quad (3.7)$$

де $k_1 = 1,1$ – коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму [8, табл. 102];

$\gamma = 0,8$ – коефіцієнт, який враховує змінність навантаження [8, табл. 103].

В залежності від конструктивної схеми крана приймають тип ходових коліс і тип рейки для пересування вантажного візка. З каталогу [8, табл. 104] за розрахунковим навантаженням вибираю ходові колеса і виписую характеристики. Оскільки таких коліс такого малого навантаження немає тоді напишемо характеристики коліс, що вже виготовлені діаметр $D_k = 72$ мм, ширину бігової доріжки $b_k = 15$ мм, діаметр цапфи $b_{\text{ц}} = 20$ мм для встановлення ходового колеса.

За шириною бігової доріжки вибираю з каталогу квадратну рейку [8] вибираю квадратну рейку з $a = 12$ мм.

Перевірка напружень зминання в зоні контакту колеса з рейкою виконується виходячи з умови

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (3.8)$$

де $[\sigma_H] = 400$ МПа – допустимі напруження зминання, які можна прийняти згідно з [3] для сталі 20.

Контактні напруження при лінійному контакті колеса з рейкою

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{P_p E_{\text{ПП}}}{b R_k}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1232}{0,015 \cdot 0,036}} = 289,3 \text{ МПа}, \quad (3.9)$$

де $b = 12$ – робоча ширина рейки або довжина лінії контакту;

$R_k = 36$ – радіус обода ходового колеса, мм;

$E_{\text{пр}} = 2,1 \times 10^5$ – приведений модуль пружності при різних модулях пружності колеса E_1 і рейки E_2 , МПа [8],

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E_{III} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,1 \times 10^5 \cdot 2,1 \times 10^5}{2,1 \times 10^5 + 2,1 \times 10^5} = 2,1 \times 10^5 \text{ МПа}. \quad (3.10)$$

Визначення опору пересуванню вантажного візка. Статичний опір пересуванню візка в сталому режимі роботи визначається як опір сил тертя, від ухилу колії, вітрового навантаження, Н:

$$W_{CT} = W_{TP} + W_{VX} + W_{BH} = 189 + 11,2 + 0 = 200,2. \quad (3.11)$$

Опір сил тертя

$$\begin{aligned} W_{TP} &= (G_{BJ} + G_{BB}) \frac{fd + 2\mu}{D_k} k_p = \\ &= (600 + 5000) \frac{0,015 \cdot 0,02 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,032} 1,2 = 189 \text{ Н}, \end{aligned} \quad (3.12)$$

де $d = 0,02$ – діаметр цапфи для встановлення ходового колеса;

$f = 0,015$ – коефіцієнт тертя в підшипниках коліс [8];

$\mu = 3 \cdot 10^{-4}$ – коефіцієнт тертя кочення колеса по рейці [8];

$k_p = 1,2$ – коефіцієнт, який враховує опір від тертя реборд коліс по рейці [8];

W_{VX} – опір пересуванню вантажного візка від ухилу колії;

$$W_{VX} = (G_{BJ} + G_{BB}) \cdot \alpha = (600 + 5000) \cdot 0,002 = 11,2 \text{ Н}, \quad (3.13)$$

де α – ухил колії [2].

Розрахунок потужності і вибір двигуна, вибір редуктора. При пересуванні вантажного візка з номінальним вантажем.

Потужність двигуна, Вт

$$N_p = \frac{W_{CT} V_{BB}}{\eta_M} = \frac{200,2 \cdot 0,1}{0,8} = 20,02, \quad (3.14)$$

де W_{CT} – опір пересуванню візка, Н;

V_{BB} – швидкість пересування вантажного візка, $V_{BB} = 0,1 \dots 0,02$ м/с;

$\eta_M = 0,8$ – ККД механізму, [8].

Для приводу механізму переміщення лабораторного крану вибираю двигун постійного струму з редуктором з живленням від джерела напруги 12 В, та можливістю регулювання, для отримання широкого діапазону швидкостей при виконання лабораторних робіт. В якості привідного двигуна використаю мотор редуктор приводу опускання скла автомобіля. Для з'єднання приводу з привідним валом коліс візка використаємо відкриту зубчасту передачу, яку виготовимо шляхом 3D-друком. Для передавання моменту на вал використаємо шпонку та штифт в осьовому напрямку.

Для з'єднання валу з колесами надрукуємо елементи втулично-пальцевої муфти МУВП габарити якої вирахуємо.

Вибираємо електродвигун постійного струму з черв'ячним редуктором і виписую: потужність $N = 60$ Вт, частоту обертання $n_{max} = 100$ об/хв, максимальний момент $M_{max} = 2,5$ Нм.

Частота обертання ходового колеса, об/хв,

$$n_k = \frac{60V_{BB}}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 0,072} = 26,54. \quad (3.15)$$

Розрахункове передаточне число відкритої зубчастої передачі

$$u_{взн} = \frac{n_{пр}}{n_k} = \frac{100}{26,54} = 3,77. \quad (3.16)$$

де n_k – частота обертання ходового колеса, вантажного візка, об/хв.

Приймаю $u_{взн} = 4$

Обертальний момент на привідному колесі вантажного візка, Нм

$$M_T = \frac{W_{CT} D_k}{2\eta_p} = \frac{200,2 \cdot 0,072}{2 \cdot 0,96} = 7,51, \quad (3.17)$$

де $\eta_{взн} = 0,96$ – ККД відкритої зубчастої передачі [8].

Фактична швидкість пересування візка, м/с

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{BB}^{\Phi} = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_k^{\Phi}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,072 \cdot 25}{60} = 0,094, \quad (3.18)$$

і фактична частота обертання колеса

$$n_k^{\Phi} = \frac{n}{u_{\text{взн}}} = \frac{100}{4} = 25 \text{ об / хв.} \quad (3.19)$$

3.4. Науково-дослідна частина: обґрунтування вибору матеріалу елементів відкритої зубчастої передачі

Відкрита зубчата передача ВЗП складається зі сталюї шестерні та полімерного зубчатого колеса. Колесо отримаємо методом 3D друку з АБС (ABS) – акрилонітрил-бутадієн-стирольний кополімер, який має перевагу – ударостійкість і в'язкість. Використовують в діапазоні температур від -20°C до +80°C. ABS є стійким до дії водних розчинів кислот, лугів, концентрованих соляної та фосфорної кислот, спиртів, тваринних, рослинних та мінеральних олій, але взаємодіє з концентрованими сірчаною та азотною кислотами [9].

Органічні гетероланцюгові полімери з азотом в головному ланцюзі поліамід. Інша назва ABS полімер.

Структура: лінійний, термопластичний, ступінь кристалізації 40-70%.

Спосіб отримання – поліконденсація амідів кислот з альдегідами; поліконденсація амінокислот та ін.

Хімічна будова: містить в головному ланцюзі макромолекули амідних груп

Способи переробки і обробки:

- лиття під тиском, екструзія, точіння, фрезерування, шліфування,
- свердління, інші способи обробки.

Основні характеристики ABS пластику:

- міцність при розтязі $\sigma_p = 50$, МПа;
- при стиску ост $\sigma_{ст} = 75$, МПа;

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- при згині $\sigma_{зг} = 120$, МПа;
- границя текучості $\sigma_T = 50$, МПа;
- при стиску $E_{cm} = 2660$, МПа;
- при згині $E_{зг} = 2800$, МПа.

ABS-пластик - найдоступніший за ціною матеріал.

Переваги в порівнянні з іншими полімерами:

- висока механічна міцність, жорсткість, твердість і пружність;
- висока втомна міцність;
- низький коефіцієнт тертя;
- стійкість до стирання;
- абразивостійкість;
- висока демпфуюча здатність;
- стійкий до багатьох масел, жирів, дизельного і бензинового палива, лугів;
- висока стійкість до випромінювання (гамма - та рентгенівські промені)

Основні недоліки:

- не стійкий до кислот;
- чутливий до вологості повітря (у варіанті сировини).

Властивості

- міцний, ударостійкий, довговічний полімер;
- пластичний, витримує багаторазові деформації на вигин;
- розчиняється в ацетоні або етилацетаті, що дозволяє проводити обробку поверхні моделі;
- стійкий до дій лугів, кислот;
- стійкий до дії температури, з широким діапазоном експлуатаційних температур готової продукції (від -40°C до $+85^{\circ}\text{C}$);
- добре піддається механічній обробці;

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- стійкий до впливу вологи (надрукований виріб);
- не має токсичної дії при експлуатації готових виробів.

3.5. Розрахунок відкритої зубчастої передачі приводу

Сили, що діють у зачепленні.

Приймаємо $\eta_{озп} = 0,96$ – для циліндричних зубчастих передач.

Частоти обертання:

Вихідний вал редуктора $n_2 = 100$ об/хв, рад/с;

Привідний вал колеса $n_k = 25$ об/хв; про/хв;

$u_{озп} = 2.8$ – передавальне число редуктора;

$t_{\Sigma} = 100$ год – термін служби редуктора;

Кутова швидкість вихідного валу редуктора (зубчастої шестерні)

$$\omega_2 = \frac{2n_2\pi}{60} = \frac{2 \cdot 100 \cdot \pi}{60} = 10,47, \quad (3.20)$$

Кутова швидкість вихідного валу редуктора (зубчастої шестерні)

$$\omega_k = \frac{2n_k\pi}{60} = \frac{2 \cdot 25 \cdot \pi}{60} = 2,62. \quad (3.21)$$

Матеріал колеса ВЗП – ABS пластик.

Число циклів зміни напруги [10]:

для шестерні $N_2 = N = 573\omega_2 L_h = 573 \cdot 10,47 \cdot 100 = 0,6 \cdot 10^6$;

для колеса $N_3 = \frac{N_2}{u_{озп}} = 0,15 \cdot 10^6$.

Коефіцієнти довговічності при розрахунку за контактною напругою та при розрахунку на вигин, відповідно приймаємо для відкритої зубчастої передачі, згідно з рекомендаціями [9, 10]:

– для колеса - $K_{HLk} = 0,68$, $K_{FLk} = 0,6$.

Допустима контактна напруга і напруга вигину з урахуванням часу роботи передачі визначаємо за формулами.

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

для колеса – $\sigma_{32} = 120$ МПа, стиску $\sigma_{cm} = 75$, МПа при $N_3 = 0,15 \cdot 10^6$ циклів.

для шестерні:

$$[\sigma]_{H3} = K_{HL2} [\sigma]_{H03} = 1,0 \cdot 580 = 580 \text{ МПа}, \quad (3.22)$$

$$[\sigma]_{F3} = K_{FL2} [\sigma]_{F03} = 1 \cdot 293 = 293 \text{ МПа}, \quad (3.23)$$

для колеса

$$[\sigma]_{H2} = K_{HL2} [\sigma]_{H02} = 0,68 \cdot 120 = 81,6 \text{ МПа}, \quad (3.24)$$

$$[\sigma]_{F2} = K_{FL2} [\sigma]_{F02} = 0,6 \cdot 75 = 45 \text{ МПа}. \quad (3.25)$$

Для подальших розрахунків використовуємо фізико-механічні характеристики пластику. Остаточню приймаємо, для відкритих зубчастих передач, (Па): $[\sigma]_H = 81,6 \cdot 10^6$ Па, $[\sigma]_F = 45 \cdot 10^6$ Па.

Маючи передаточне число, габаритні розміри та кількість зубів шестерні знайдемо число зубів колеса, міжосьову відстань та модуль передачі.

Число зубів шестерні та колеса z_k :

$$z_k = z_u u_{взн} = 8 \cdot 4 = 32. \quad (3.26)$$

Приймаємо $z_k = 32$.

Міжосьова відстань. Згідно з даними [3 с.107] приймаємо

$$\psi_a = 0,2, \quad \psi_d = 0,5\psi_a (u \pm 1) = 0,5 \cdot 0,2 (4 + 1) = 0,5.$$

По таблиці 2.3 [10] коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta} = 1,17$.

Тоді міжосьову відстань знаходимо за формулою:

$$\begin{aligned} a_w &\geq K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_k}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2}} = \\ &= 4950 (4 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,17 \cdot 7,51}{0,2 \cdot 4^2 (81,6 \cdot 10^6)^2}} = 0,0184 \end{aligned} \quad (3.27)$$

Модуль передачі знаходимо за формулою:

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$m \geq \frac{2K_m T_\kappa}{d_\kappa b_\kappa [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 6.8 \cdot 7,51}{0.064 \cdot 0.008 \cdot 45 \cdot 10^6} = 0.0014 \text{ м}, \quad (3.28)$$

де $K_m = 6.8$ – коефіцієнт, що приймається за даними [10].

Приймаємо стандартний модуль – $m = 2$ мм.

Округлюючи до стандартного значення, приймаємо $a_w = 40$ мм.

Ділильний діаметр і ширину визначимо за формулами:

$$d_\kappa = 2a_w u / (u \pm 1) = 2 \cdot 40 \cdot 4 / (4 + 1) = 64 \text{ мм}, \quad (3.29)$$

$$b_\kappa = \psi_a a_w = 0.2 \cdot 40 = 8 \text{ мм}. \quad (3.30)$$

Діаметри коліс (рис. 3.3) . Ділильні діаметри:

шестерні

$$d_{uu} = zm = 8 \cdot 2 = 16 \text{ мм}, \quad (3.31)$$

колеса

$$d_\kappa = 2a_w - d = 2 \cdot 40 - 16 = 64 \text{ мм}. \quad (3.32)$$

Діаметри кіл вершин і западин:

шестерні

$$d_{auu} = d_{uu} + 2m = 16 + 2 \cdot 4 = 22 \text{ мм}, \quad (3.33)$$

колеса

$$d_{f\kappa} = d_\kappa - 2.5m = 64 - 2.5 \cdot 2 = 59 \text{ мм}, \quad (3.34)$$

Сили у зачепленні. Окружна сила на середньому діаметрі колеса:

$$F_t = \frac{2T_\kappa}{d_\kappa} = \frac{2 \cdot 7,51}{0.064} = 234,7 \text{ Н}. \quad (3.35)$$

Осьова сила на шестірні:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 234,7 \cdot 0 = 0 \text{ Н}. \quad (3.36)$$

Радіальна сила на шестірні:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 234,6 \cdot 0.364 / 1 = 85,4 \text{ Н}. \quad (3.37)$$

Перевірка зубів колеса за напругою вигину.

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При перевірці зубів на міцність зменшимо допустиму напругу вигину вдвічі для забезпечення міцності при інтенсивному зношуванні зубів коліс у відкритій передачі.

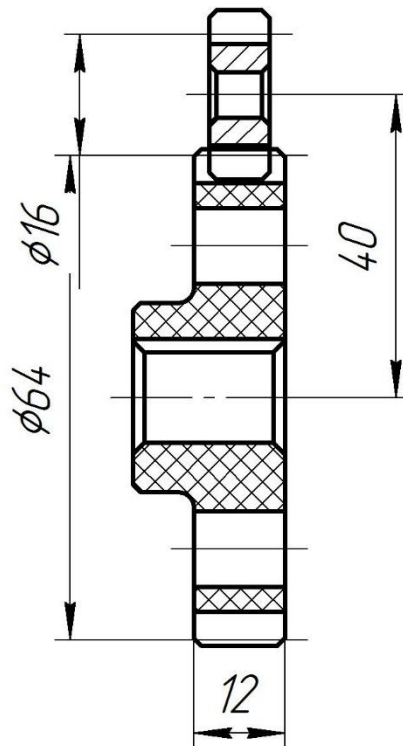


Рис. 3.3. Відкрита зубчаста передача приводу механізму переміщення вантажного візка мостового крану

Коефіцієнт

$$\psi_d = b_2/d_1 = 0,008/0,016 = 0,5. \quad (3.38)$$

Окружна швидкість колеса:

$$v_3 = 0,5\omega_3d_3 = 0,5 \cdot 2,62 \cdot 0,064 = 0,084 \text{ м/с}. \quad (3.39)$$

По таблиці 2.4 [10] ступінь точності передачі 9 тому коефіцієнт $K_{F\alpha} = 1$.

Коефіцієнт $Y_\beta = 1 - \beta/140 = 1 - 0/140 = 1,0$.

По таблиці 2.5 [10 с.16] коефіцієнти $K_{F\beta} = 1,37$, $K_{FV} = 1,4$.. Коефіцієнт Y_{F2} за таблицею 2.6 [10 с.16]. Коефіцієнт Y_{F2} за таблицею 2.6 [10 с.16] для $z_V = z_2/\cos^3 \beta = 32/1,0^3 = 32$.

Розрахункова напруга вигину в зубах колеса та шестерні визначимо за формулою

$$\sigma_{F2} = K_{F\alpha} Y_{\beta} K_{F\beta} K_{FV} F_t / (bm), \quad (3.40)$$

$$\sigma_{F2} = 1 \cdot 1,0 \cdot 1,37 \cdot 1,4 \cdot 3,61 \frac{234,6}{0,008 \cdot 0,002} = 41,5 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

що менше $[\sigma]_{F2} = 45 \cdot 10^6 \text{ Па}$,

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2}, \quad (3.41)$$

$$z_{V1} = z_1 / \cos^3 \beta = 8 / 1,0^3 = 8.$$

По таблиці 2.6 [2 с.16]. $Y_{F1} = 3.8$.

Тоді розрахункова напруга вигину в зубах шестірни

$$\sigma_{F2} = 41,5 \cdot 10^6 \cdot 3.8 / 3.61 = 43,7 \cdot 10^6,$$

що менше $[\sigma]_F = 45 \cdot 10^6$.

Отже, міцність зубів коліс забезпечена.

Перевірка зубів за контактною напругою:

Значення коефіцієнтів $K_{H\alpha} = 1$, $K_{H\beta} = 1.1$, $K_{HV} = 1.4$. Передавальне число $u = 4$.

Розрахункова контактна напруга

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^6 \sqrt{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \frac{u \pm 1}{u} \frac{F_t}{d_1 b_2}}, \quad (3.42)$$

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \sqrt{1 \cdot 1.1 \cdot 1.4 \cdot \frac{4+1}{4} \cdot \frac{234,6}{0.016 \cdot 0.008}} = 57 \cdot 10^6 \text{ Н},$$

що менше за $[\sigma]_H = 81,6 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Умова виконується.

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

3.6. Вибір муфт механізму пересування вантажного візка

Муфта між колесом та трансмісійним валом буде втулочно пальцева (рис. 3.4). Складові муфти надрукуємо з пластику (розділ 3.4) методом 3D друку з АБС (ABS) – акрилонітрил-бутадієн-стирольний кополімер, що має перевагу – ударостійкість і в'язкість. Використовують в діапазоні температур від -20°C до $+80^{\circ}\text{C}$. ABS є стійким до дії водних розчинів кислот, лугів, концентрованих соляної та фосфорної кислот, спиртів, тваринних, рослинних та мінеральних олій, але взаємодіє з концентрованими сірчаною та азотною кислотами [9]. Основні характеристики ABS пластику:

- міцність при розтязі $\sigma_p = 50$, МПа;
- при стиску ост $\sigma_{cm} = 75$, МПа;
- при згині $\sigma_{зг} = 120$, МПа;
- границя текучості $\sigma_T = 50$, МПа;
- при стиску $E_{cm} = 2660$, МПа;
- при згині $E_{зг} = 2800$, МПа.

Розміри елементів муфт, визначені при досить великому запасі міцності, тому перевіірочний розрахунок зазвичай виконують у разі потреби лише для пальців та втулок.

Пальці втулково-пальцевої муфти перевіряють на згинання:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W} \leq [\sigma_{зг}], \quad (3.43)$$

де $M_{зг}$ – згинальний момент, що діє на консольно закріплений палець, Нм;

W – момент опору, мм^3 ;

$[\sigma_{зг}]$ – допустима напруга вигину для матеріалу, з якого виготовлені пальці, Н/мм^2 .

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

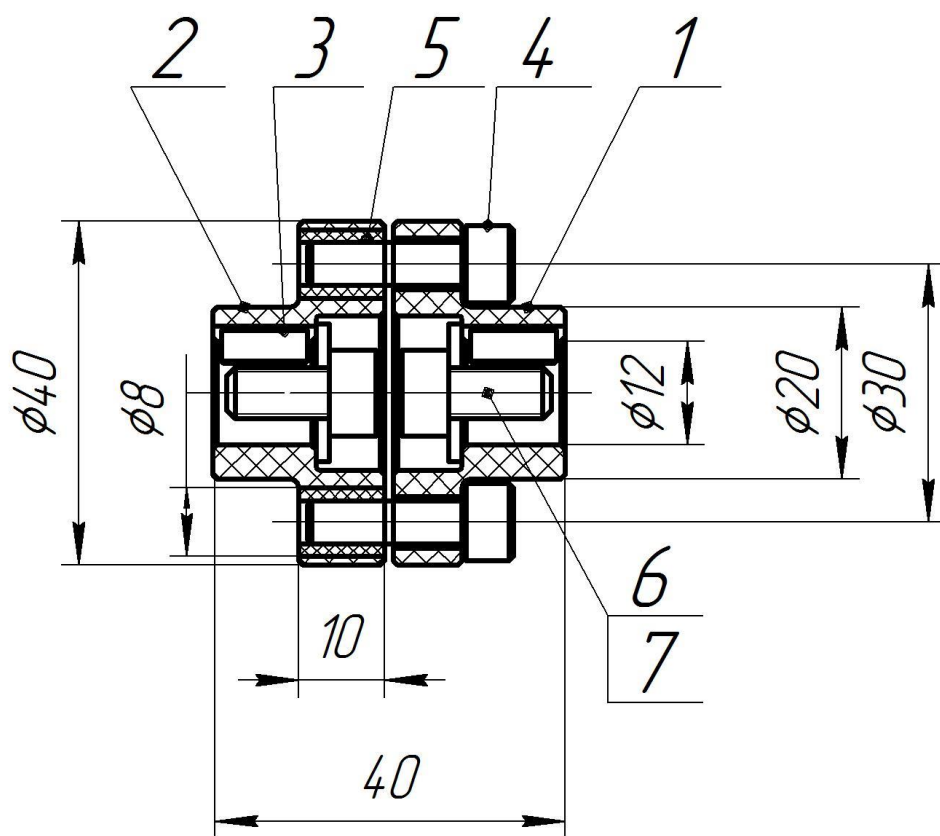


Рис. 3.4. Пружна втулочно-пальцева муфта МУВП:

1 – Жорстка півмуфта; 2 – пружна півмуфта; 3 – шпонка; 4 – палець;
5 – пружна втулка; 6 – гвинт; 7 – шайба.

Між приводом і валом привідного колеса муфта на яку діє розрахунковий момент Нм.

$$M_p = \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot M_{cm} = 1,2 \cdot 1,1 \cdot 7,51 = 9,91, \quad (3.44)$$

де, $\kappa_1 = 1,2$, $\kappa_2 = 1,1$ – коефіцієнти які враховують, відповідно, ступінь відповідності та умови роботи муфти [3].

Втулки перевіряють на тиск, МПа

$$p = \frac{F_t}{d_n l_n} \leq [p], \quad (3.45)$$

де F_t – окружна сила, що діє на діаметр D розташування осей пальців;
 $D = (2,5 \dots 3)d$;

d – діаметр отвору;

d_n – діаметр пальця; $d_n = (0,3...0,5)d$;

l_n – довжина втулки, чисельно рівна довжині пальця: $l_n = (0,8...0,85)l_2$.

$$p = \frac{F_t}{d_n l_n} = \frac{242}{5 \cdot 10} = 4,8 \leq [p] = 25.$$

3.7. Перевірка на зчеплення приводних коліс з рейкою

Фактичний коефіцієнт запасу зчеплення приводних коліс:

$$K_{зч} = \frac{\varphi}{\left(\frac{V_{\text{вв}}^{\phi}}{t_{\Pi}^0 \cdot g} + \frac{2\mu \cdot f \cdot d}{D_K} \kappa_p + \alpha \right) \cdot \frac{\Pi}{\Pi_{np}} - \frac{fd}{D_k}}, \quad (3.46)$$

$$K_{зч} = \frac{0,2}{\left(\frac{0,094}{9,81 \cdot 0,856} + \frac{2 \cdot 0,015 \cdot 0,05 \cdot 0,012}{0,072} \cdot 2 + 0,003 \right) \cdot \frac{4}{2} - \frac{0,015 \cdot 0,012}{0,072}} = 1,57.$$

де $W_{cm.x}$ – опір пересуванню без вантажу:

$$W_{cm}^0 = G_{BB} \left(\frac{fd + 2\mu}{D_K} \kappa_p + \alpha \right) = 400 \left(\frac{0,015 \cdot 0,015 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,072} \cdot 2 + 0,002 \right) = 6,2 H.$$

Статичний момент на валу двигуна:

$$M_{cm}^0 = \frac{W_{cm}^0 \cdot D_k}{2 \cdot U_p \cdot \eta_0} = \frac{7,51 \cdot 0,072}{2 \cdot 4 \cdot 0,65} = 4,77 Hm, \quad (3.47)$$

де $\eta_0 = 0,65$ ККД механізму пересування візка при відповідному навантаженні.

Момент інерції рухомих мас механізму, приведений до вала двигуна

$$\begin{aligned} I_{np}^0 &= \delta(I_p + I_n) + I_{вв} = \\ &= 1,1(0,0216 + 0,01274) + 0,0127 = 0,029_{кг} \cdot м^2, \end{aligned} \quad (3.48)$$

					ДІПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$\text{де } I_{\text{вв}} = \frac{G_{\text{вв}} \cdot D_{\text{к}}^2}{4 \cdot U p^2 \cdot g \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{400 \cdot 0,072^2}{4 \cdot 4^2 \cdot 9,81 \cdot 0,8} = 0,0127 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 - \text{момент інерції}$$

маси вантажного візка.

$$t_n^0 = \frac{I_{\text{нр}}^0 \cdot \omega}{M_{\text{н.сер}} - M_{\text{см}}^0} = \frac{0,29 \cdot 2,62}{33,13 - 4,77} = 0,085, \quad (3.49)$$

$M_{\text{н.сер}}$ – середній момент електродвигуна в період пуску,

$$M_{\text{П.СР}} = \frac{M_{\text{max}} + 1,1 M_H}{2} = \frac{3,5 + 1,1 \cdot 3,0}{2} = 3,4 \text{ Нм};$$

Умова виконується, $K_{\text{зч}} > [K_{\text{зч}}] = 1,2$, а отже зчеплення коліс з рейкою забезпечується.

3.8. Ескізне проєктування

Спроекуємо підшипникову буксу (рис. 3.5.) ходових коліс вантажного візка мостового крана на підшипниках кочення для заміни існуючих на підшипниках ковзання. Заміна підшипників дасть можливість зменшити потужність приводу та збільшить довговічність вузла.

Діаметр вихідного (хвостового) кінця валу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7,51}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,009812 \text{ м}, \quad (3.50)$$

де $T = 7,51 \text{ Н м}$ – крутний момент на швидкохідному валу, - для розрахунків приймаємо рівним 20 МПа ,

Приймаємо найближче стандартне значення $d = 10 \text{ мм}$.

Діаметр валу під підшипник:

$$d_n = d + 2t = 10 + 1,2 \cdot 2 = 12,5 \text{ мм}, \quad (3.51)$$

де $t = 1,2 \text{ мм}$ (по таблиці 3.2 [10, с.37]).

Приймаємо $d_n = 12 \text{ мм}$.

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

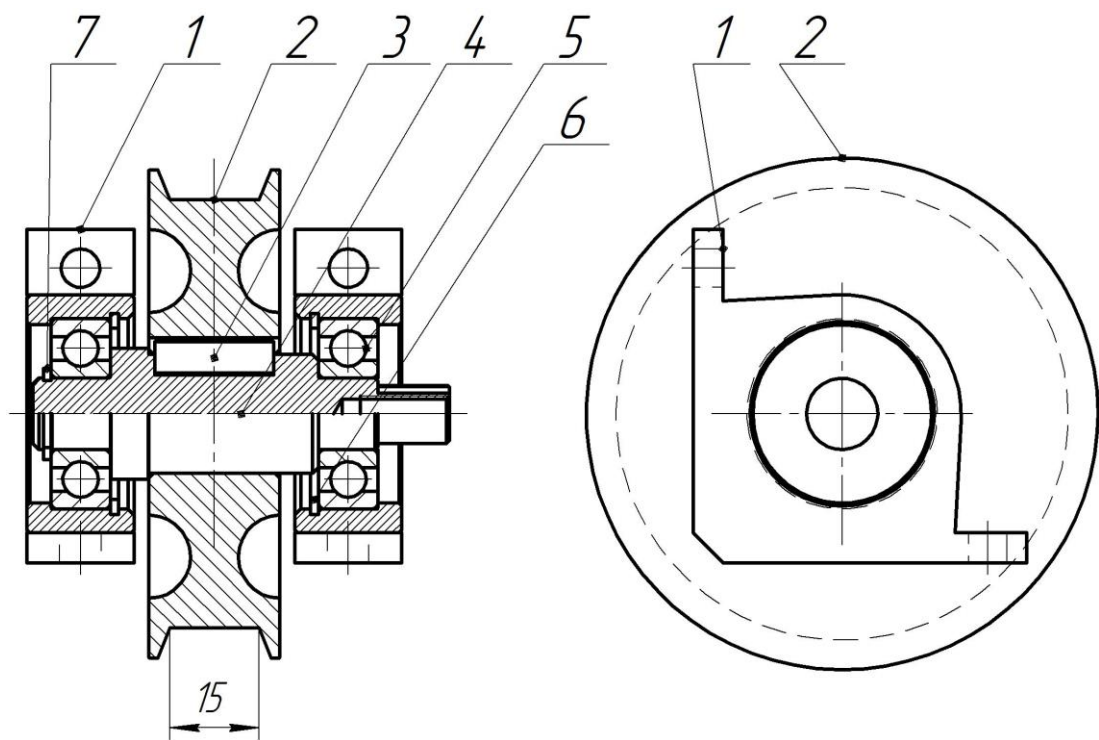


Рис. 3.5. Опорне колесо вантажного візка з привідним валом та буксами: 1 – букса – підшипникова опора; 2 – ходове колесо; 3 – шпонка; 4 – вал привідний; 5 – підшипник; 6, 7 – кільце стопорне.

Приймаємо різьблення для фіксації півмуфти на привідному валу під стандартний гвинт $M6$.

Довжина різьблення $l_p = 0,4d_n = 0,4 \cdot 12 = 4,8$ мм. Приймаємо $l_p = 15$ мм.

Довжина хвостової ділянки для посадки півмуфти:

$$l_{xв} = 0,6d_n = 0,6 \cdot 12 = 7,2 \text{ мм.} \quad (3.52)$$

$b_2 = 3$ мм – ширина шпонкового паза для шпонки, що фіксує обертання півмуфти на валу.

Вибір та розрахунок міцності підшипників.

Для забезпечення точності та жорсткості установки ходового колеса в опорах і зменшення опору переміщення коліс застосовуємо радіальні кулькові підшипники. Попередньо приймаємо підшипник №201 – кульковий радіальний середньої серії [10].

Для подальших розрахунків приймаю дані, отримані в розділах попередніх розділах:

$$\omega_1 = 2,61, T_K = 7,51 \text{ Нм}, P_{\text{мувн}} = 10 \text{ Н}, P_{a.\text{мувн}} = 100 \text{ Н}$$

$$F_{tK} = 234,7 \text{ Н}, F_{aK} = 0 \text{ Н}, F_{rK} = 85,4 \text{ Н}.$$

По робочому кресленню приймаю, для підшипника №201 $d = 12$ мм, $D = 32$ мм, $B = 10$ мм внутрішній, зовнішній діаметри та ширина підшипника. $C_0 = 2700$ Н, $C = 4780$ Н динамічна та статична вантажопідйомності підшипника. $l_1 = 11$ мм відстань від осі до точки застосування окружної сили. $l_2 = 45$ мм відстань між двома підшипниками. $l_3 = 15$ мм відстань від середини підшипника до середини півмуфти – визначаємо по кресленні. $l_4 = 15$ мм відстань від середини підшипника до середини зубчатого колеса відкритої зубчастої передачі – визначаємо по кресленні.

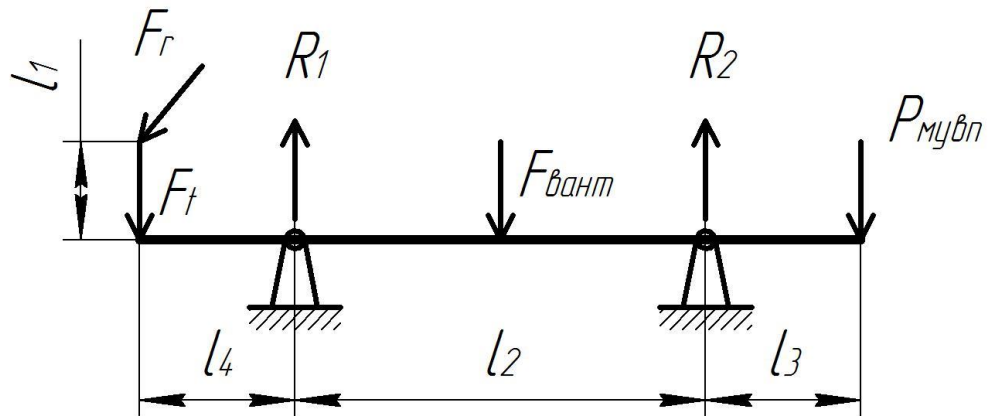


Рис. 3.6. Схема навантаження приводного валу

Складаємо рівняння згідно з рис. 3.6. Вирішуючи їх, отримаємо шукані величини:

$$\begin{cases} \Sigma M_1^x = 0 = F_t \cdot 0,5l_4 - F_{\text{вант}} \cdot 0,5l_2 + R_2 \cdot l_2 - P_{\text{мувн}} \cdot (l_2 + l_3) \\ \Sigma M_2^x = 0 = F_t(l_4 + l_2) - R_1 \cdot l_2 + F_{\text{вант}} \cdot 0,5l_2 - P_{\text{мувн}} \cdot l_3 \\ \Sigma Y = 0 = F_a - R_1^y + R_2^y \end{cases} \quad (3.53)$$

Підставляючи значення формулу (3.53) отримуємо при :

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\begin{cases} R_2 = \frac{F_{вант} \cdot 0,5l_2 - F_t \cdot 0,5l_4 + P_{мувн} \cdot (l_2 + l_3)}{l_2} = 816,7 \approx 820; \\ R_1 = \frac{F_t(l_4 + l_2) + F_{вант} \cdot 0,5l_2 - P_{мувн} \cdot l_3}{l_2} = 997,1 \approx 1000; \\ R_{Ax} = F_a + F_{амувн} - R_1^y + R_2^y = 0 - R_1^y + R_2^y \Rightarrow R_1^y = 100, R_2^y = 0. \end{cases}, \text{ Н.}$$

Остаточно приймаємо: $R_2 = 820 \text{ Н}$, $R_1 = 1000 \text{ Н}$, $R_1^y = 100 \text{ Н}$, $R_2^y = 0 \text{ Н}$.

Оскільки привідна опора 1 навантажена більше опори 2, то подальші розрахунки проводимо для підшипника опори 1.

Осьові складові від радіальних навантажень для радіального підшипника дорівнюють $R_r = R_1 = 1000 \text{ Н}$, $R_a = F_{a..мувн} = R_1^y = 100 \text{ Н}$.

$$\text{Визначимо відношення } \frac{R_a}{C_0} = \frac{1000}{2700} = 0,37.$$

По таблиці 6.1 [10 с.85] приймаємо $e = 0,35$.

Значення $\frac{R_a}{C_0} = \frac{1000}{2700} = 0,37$ є меншим за $e = 0,35$. По таблиці 6.1 [10 с.85] приймаємо $X = 0,56$, $Y = 1,14$.

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$R_e = (V \cdot X \cdot R_r + Y R_a) K_\sigma \cdot K_T, \quad (3.54)$$

де $K_\sigma = 1,25$ – Коефіцієнт безпеки, по табл. 6.3 [10 с.85];

$K_T = 1,0$ – температурний коефіцієнт, за табл. 6.4 [10 с.85].

Отримаємо

$$R_{E2} = (1,0 \cdot 0,56 \cdot 1000 + 1,14 \cdot 100) \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 842,5 \text{ Н.}$$

Необхідна вантажопідйомність

$$C_{тр} = R_E \cdot P \sqrt{\frac{573 \cdot \omega \cdot L_{10h}}{10^6}} \text{ кН.} \quad (3.55)$$

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $p = 3$ – для кулькових підшипників;

L_{10h} – Необхідна довговічність приводу, год.

Отримаємо

$$C_{mp} = 842,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{573 \cdot 2,61 \cdot 100}{10^6}} = 447,2 \text{ кН.}$$

Оскільки $C_{mp} < C_0$, то попередньо прийнятий підшипник підходить.

Остаточно приймаємо підшипник №201

Складальне креслення вантажного візка (рис. 3.7), що складається з двох поздовжніх та трьох поперечних зварних балок з'єднаних площиною з листа сталі товщиною близько 5 мм.

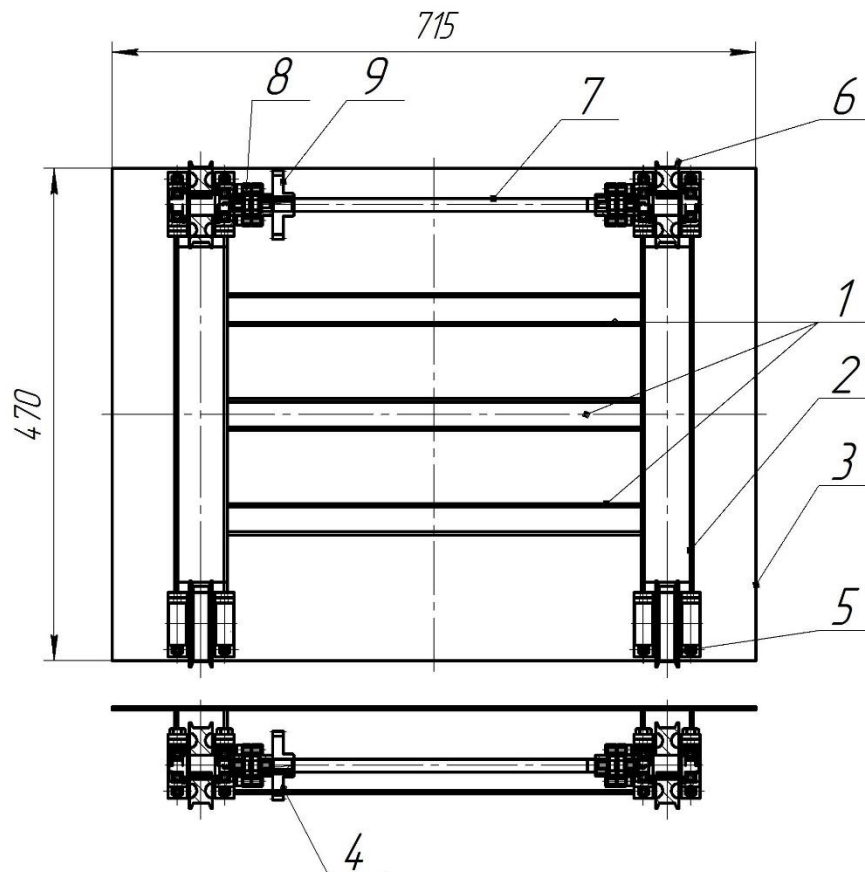


Рис. 3.7. Вантажний візок мостового крану: 1 – поперечні зварні балки; 2 – поздовжні зварні балки; 3 – лист; 4 – привід переміщення візка; 5 – непривідне колесо; 6 – привідне колесо; 7 – трансмісійний вал; 8 – Муфта МУВП; 98 – зубчате колесо.

ВИСНОВКИ

При обговорення ідеї проектування та створення деталей приводів механізмів переміщення вантажопідйомного візка мостового крану була висунута гіпотеза про можливість використання для цього сучасних технологій – 3D друку твердими зносостійкими пластиками типу ABS пластики. Проведені пошукові роботи та розрахунки показали, що припущення було вірним.

Можливість застосування новітніх технологій в поєднанні з традиційними дасть нам змогу добудувати лабораторну кранову установку та в подальшому виконувати на ній дослідження динамічних навантажень та коливань механізму підйому крану, переміщення візка, переміщення крану.

В роботі проведені пошукові дослідження по вибору типу пластику для друку деталей і вибрали дешевий і доволі міцний та довговічний ABS акрилонітрил-бутадієн-стирольний кополімер, що дозволить суттєво зекономити на виробництві.

Запропонована та проведена заміна підшипників ковзання на підшипники кочення була підтверджена відповідними розрахунками які показали можливість даного типу модернізації та великого запасу міцності по часу експлуатації.

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка: Методичні вказівки до курсового проектування «Вантажний візок мостового крана» / Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна; Уклад.: С. В. Ракша. – Д., 2008.– 31 с.
2. Червоний Б.І., Похильчук І.О. Основи проектування та експлуатації технологічного обладнання. Інтер-активний комплекс навчально-методичного забезпечення. – Рівне: НУВГП, 2007. – 194 с.
3. Иванченко Ф.К. и др. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. К.: Высшая школа, 1978, 573 с.
4. Пат. UA 15198 Україна, МПК B66C 17/00, B66C 9/00 (2006). Вузол буксовий / Музика О. В., Катков О. М., Сагіров Ю. Г. (Україна). Опубл. 5.06.2006. Бюл. № 6.
5. Пат. SU 1557075 A1, Україна, МПК B66 C 9/08, (1990). Вузол кріплення ходового колеса до металоконструкції крана / Вишневецький Г. В., Григоров О. Б., Коваленко В. А. и Петренко Н. А. (Україна). Опубл. 15.04.90. Бюл. № 14.
6. Пат. UA 33470 Україна, МПК B66C 9/00 (2006). Ходове колесо / Орлов С. О. (Україна). Опубл. 25.06.2008. Бюл. № 12.
7. 1--Розрахунки механізмів кранів мостового типу / Укл. С.В. Ракша, В.В. Мелашич, М.П. Колісник. Дніпропетровськ, 2006 р, 148с.
8. 2--Довідник до розрахунків механізмів вантажопідйомних кранів: Навчальний посібник / Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, Укл. С. В. Ракша.– 2005.– 132 с.
9. Шидловський М.С. Нові матеріали: частина 1 - Структура і механічні властивості конструкційних полімерів та пластмас. [Текст]: Навчальний посібник для студентів спеціальності «Прикладна механіка»

					ДПТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

спеціалізації «Динаміка і міцність машин» – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 192 с.

10. Дунаев П.В., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебник для вузов, М.: Высшая школа, 1984 г., 330 с.

11. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ. М.: Машиностроение, 1971. 496 с.

12. Колесник Н.П. Расчеты строительных кранов. К.: Высшая школа, 1985. 240 с.

13. Крюковые подвески. Учебн. пособие/ Сост. П.М. Пузырьков. Днепропетровск. ДМетИ, 1993. 76 с.

14. Мягков В.Д. Справочник. Допуски и посадки. в 2-х т. Т1 и Т2. Ленинград.: Машиностроение, 1982 г., 1850 с.

15. Анурьев В.М. «Справочник конструктора-машиностроителя» в 3-х т., Т1 М.: Машиностроение. 1982 г., 584 с.

					ДІТ. 48 0000. 120. ДРПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		