

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування

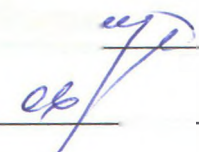
Пояснювальна записка

до бакалаврського кваліфікаційного проєкту на тему:
«РОЗРОБКА ПРИВОДУ ТРАНСПОРТЕРА ВІДВАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ
БУРТОУКЛАДАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ»

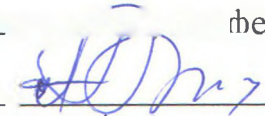
Виконав: здобувач 4 курсу, групи ІГМ-216
зі спеціальності 133«Галузеве машинобудування»
(шифр і назва напрямку підготовки)

 Василенко Є. М.
(прізвище та ініціали)
_____ 2025 р.

Керівник: д.т.н. професор, зав каф. ГМ

 Поліщук Л. К.
(прізвище та ініціали)
_____ 2025 р.

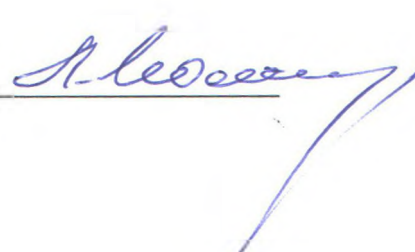
Реценз.: _____ фесор, каф. АТМ

 Кашканов А. А.
16 _____ 2025 р.

Допущено до захисту

Зав. кафедри ГМ

д.т.н, професор Поліщук Л.К.


_____ 2025 р.

Вінниця ВНТУ– 2025 р

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Напрямок підготовки 133 «Галузеве машинобудування»
Освітньо-професійна програма 133 «Галузеве машинобудування»
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

 Поліщук Л.К.
"04" березня 2025 року

З А В Д А Н Н Я НА БАКАЛАВРСЬКИЙ ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ ЗДОБУВАЧУ

Василенку Євгенію Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема бакалаврської дипломного проєкту: «Розробка приводу транспортера відвальної частини буртоукладального комплексу»

керівник проєкту Поліщук Леонід Клавдійович, д.т.н., професор

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 20.03.2025 року № 97

2. Строк подання студентом бакалаврського дипломного проєкту 10.06.2025

3. Вихідні дані до бакалаврського дипломного проєкту: потужність на тихохідному валу, кВт, 14,76; частота обертання швидкохідного валу, хв⁻¹, 1500; крутний момент на тихохідному валу, Нм, 952,3; тип приводу – гідравлічний.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Аналіз існуючих технічних рішень. Розробка конструктивної схеми гідравлічного вмонтованого приводу укладального конвеєра. Проектний розрахунок механічних передач приводу. Розробка конструкції приводу. Розділ охорони праці. Висновки по роботі.

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

5.1 Аналіз відомих технічних рішень (1 плакат формату А1).

5.2 Обґрунтування вибору типів механічних передач вмонтованого приводу (1 плакат формату А1).

5.3. Вмонтований привід Складальне креслення (1 лист формату А1).

5.4. Передавальний механізм Складальне креслення (2 листа формату А1)

6. Консультанти розділів бакалаврської дипломної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	д.т.н., професор Поліщук Л. К.	20.03.2025 <i>Л.К.Поліщук</i>	09.06.2025 <i>Л.К.Поліщук</i>
Охорона праці	Поліщук О. В.	06.05.2025 <i>О.В.Поліщук</i>	24.05.2025 <i>О.В.Поліщук</i>

7. Дата видачі завдання 20.03.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва та зміст етапу	Термін виконання		При мітка
		початок	закінчення	
1	Аналіз відомих технічних рішень	05.05.2025	20.05.2025	<i>вик</i>
2	Розробка конструктивної схеми гідравлічного приводу транспортера відвальної частини буртоукладального комплексу	06.05.2025	24.05.2025	<i>вик</i>
3	Проектування вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра	27.05.2025	05.06.2025	<i>вик</i>
4	Розробка заходів щодо забезпечення охорони праці	06.05.2025	24.05.2025	<i>вик</i>
5	Оформлення текстової та графічної частини проекту	12.05.2025	06.06.2025	<i>вик</i>
6	Перевірка на плагіат	06.06.2025	09.06.2025	<i>вик</i>
7	Нормоконтроль БКП	10.06.2025	10.06.2025	<i>вик</i>
8	Рецензування	11.06.2025	16.06.2025	<i>вик</i>
9	Попередній захист	10.06.2025		<i>вик</i>
10	Захист БКП	За графіком кафедри		

Здоб

С.М. Силенко

(підпис та ініціали)

Керівник бакалаврської дипломної р

Л.К. Поліщук

(підпис та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Бакалаврський кваліфікаційний проєкт складається з 57 сторінок формату А4, на яких є 16 рисунків, 8 таблиць, список використаних джерел містить 24 найменування.

В бакалаврській дипломній роботі виконано аналіз конструкцій приводу укладального конвеєра базової машини, кінематичних схем приводів конвеєрів, на основі яких сформовані вимоги до розробки нової конструкції вмонтованого гідравлічного приводу. На основі аналізу енергетичних, економічних та конструктивних параметрів обґрунтовано вибір редуктора зі триступеневим передавальним механізмом, що дозволяє максимально зменшити габарити розміщеного всередині барабана приводу. Виконані проєктні перевірочні розрахунки циліндричних та цівкової епіциклоїдальної передач та спроектовано вмонтований гідравлічний привід. Розроблено заходи щодо охорони праці на ділянці виготовлення обладнання.

Ключові слова: вмонтований гідропривід, експериментальні дослідження

ABSTRACT

The bachelor's qualification project consists of 57 A4 pages, including 16 figures, 8 tables, and a list of sources used containing 24 names.

In the bachelor's thesis, an analysis of the structures of the stacking conveyor drive of the base machine, kinematic diagrams of the conveyor drives, on the basis of which the requirements for the development of a new design of the mounted hydraulic drive were formed. Based on the analysis of energy, economic and design parameters, the choice of a reducer with a three-stage transmission mechanism was justified, which allows to minimize the dimensions of the drive placed inside the drum. Design verification calculations of cylindrical and spur epicycloidal gears were performed and a mounted hydraulic drive was designed. Occupational safety measures were developed at the equipment manufacturing site..

Key words: built-in hydraulic drive, experimental studies

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ.....	6
1.1 Суть технічної проблеми.....	6
1.2 Аналіз кінематичних схем приводів конвеєрів стріли буртоукладальної машини	8
1.3 Аналіз конструктивних схем вмонтованих приводів стрічкових конвеєрів	10
1.4 Висновки до розділу 1.....	17
2 РОЗРОБКА КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ТРАНСПОРТЕРА ВІДВАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ БУРТОУКЛАДАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ.....	18
2.1 Обґрунтування вибору типів механічних передач вмонтованого приводу	18
табл. Розробка конструктивної схеми гідроприводу відвального конвеєра	26
2.3 Висновки до розділу 2.....	28
3 ПРОЄКТУВАННЯ ВМОНТОВАНОВОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА.....	29
3.1 Розрахунок закритої циліндричної передачі.....	29
3.2 Розрахунок цівкової передачі.....	36
3.3 Висновки до розділу 3.....	42
4 ОХОРОНА ПРАЦІ	43
4.1 Аналіз умов роботи на ділянці виготовлення обладнання.....	43
4.2. Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта.....	44
4.3. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	45

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Василенко С.М.			РОЗРОБКА ПРИВОДУ ТРАНСПОРТЕРА ВІДВАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ БУРТОУКЛАДАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Поліщук Л.К.					2	
Реценз.						ВНТУ 1ГМ-216		
Н. Контр.		Шенфельд В.Й.						
Затверд.		Поліщук Л.К.						

4.4. Технічні рішення з пожежної безпеки.....	52
ВИСНОВКИ.....	54
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	55
ДОДАТКИ.....	
ДОДАТОК А Технічне завдання.....	
ДОДАТОК Б Ілюстративна частина.....	
ДОДАТОК В Специфікації.....	
ДОДАТОК Г Протокол перевірки на плагіат.....	

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасна промисловість та економіка потребують створення таких машин, механізмів, приладів, пристроїв, технологій, програмних продуктів тощо, які б відповідали потребам конкретних споживачів, мали вищий технічний рівень та кращі економічні характеристики.

Мобільні комплекси машин, що застосовуються в різних галузях народного господарства оснащуються, як правило, транспортними засобами для забезпечення технологічних операцій. Зокрема, на підприємствах харчової та переробної промисловості, а саме на цукрових заводах, застосовуються мобільні буртоукладальні комплекси машин для формування сировини, якою є цукрові буряки, в кагати для набування ними більшої цукристості [1, 2, 3]. Мобільний комплекс буртоукладника К-65М2БЗ-К, що випускається ПрАТ “Калинівський машинобудівний завод” для виконання технологічних операцій улаштований різними конвеєрами. Для укладання сировини в кагати застосовується укладальний конвеєр, який в різних конструктивних виконаннях оснащується приводом від валу відбору потужності або з електромотором. Враховуючи, що мобільний комплекс оснащено розгалуженою мережею гідросистеми, яка застосовується для приведення в рух робочих ланок інших складових елементів комплексу, доцільним є застосувати гідропривідний пристрій для укладального конвеєра. Особливістю конструкції цього комплексу машин є наявність обмеженої монтажною зони під привід. До того ж, для підвищення ефективності застосування приводу його слід розміщувати на кінці стріли в зоні розвантаження. Традиційні приводи з розгорнутою схемою не дозволяють ефективно вирішити таку задачу. Тому виникає необхідність застосувати гідравлічний вмонтований привід в укладальному конвеєрі цього комплексу машин, що є актуальною задачею, яка розв’язана в цьому бакалаврському проєкті.

Метою бакалаврського дипломного проєкту є підвищення техніко-економічних показників укладального конвеєру мобільного комплексу

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

машин за рахунок застосування розробленої конструкції вмонтованого гідравлічного приводу який характеризується покращеними показниками металомісткості, питомої потужності та можливість регулювання силових та кінематичних параметрів.

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити наступні основні задачі:

- проаналізувати конструкцію укладального конвеєра комплексу, визначити шляхи пошуку технічного рішення і на підставі аналізу існуючих конструкцій приводів здійснити вибір конструктивної схеми, яка відповідає необхідним показникам та параметрам;

- розробити конструктивну схему вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладальної машини, що відповідає найбільш оптимальній компоновці пристрою;

- виконати кінематичний та силовий розрахунки розроблюваної конструкції приводу та розрахунки на міцність основних вузлів та з'єднань, за якими виконати проектування приводу;

- розробити складальне креслення вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладальної машини;

- розробити заходи з охорони праці.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

1.1 Суть технічної проблеми.

Буртоукладальна машина К-65М2Б3-К, яка випускається ПрАТ "Калинівський машинобудівний завод"[4], використовується для укладання буряків в бурти на цукрових заводах. Приводи транспортера видачі відходів, повороту та підйому стріли живляться від гідросистеми, якою оснащено комплекс, та приводяться в рух гідроциліндрами чи гідродвигунами обертального руху, а інші, приймальні, похилі та укладальні комплекси – від валу відбору потужності через проміжні вали, що з'єднані між собою шарнірами Гука.

З'єднання приводних валів, які розташовані в різних площинах, може призводити до виникнення вібрацій, що передаються на всю конструкцію машини та платформу, на якій встановлено кабіну оператора. Ці вібрації спричиняють динамічні навантаження на вузли та деталі, що призводить до їх передчасного зношування, знижуючи надійність і довговічність обладнання, а також погіршуючи умови праці обслуговуючого персоналу.

Знизити металомісткість, кількість вузлів та вібронавантаження на вузли та деталі можна завдяки повній гідрофікації буртоукладальної машини за допомогою застосування вмонтованого гідравлічного приводу, який розроблено колективом кафедри Галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету.

Конструкція приводу укладального конвеєра буртоукладальної машини К-65М2Б3-К наведена на рис. 1.1 [5]. Привод складається з валу відбору потужності 1, з'єданого з швидкохідним валом конічного редуктора 2 за допомогою муфти Гука. Швидкохідний вал редуктора 2 передає обертальний момент через пружну муфту 3 на швидкохідний вал наступного конічного редуктора 4, який закріплений на рамі 5. Тихохідний вал редуктора 4 через пружну муфту 6 з'єднаний з проміжним валом, що встановлений у корпусі

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підшипників. На кінці цього проміжного валу закріплена ведуча зірочка 7 ланцюгової передачі. Ведена зірочка 8 цієї передачі консольно розташована на валу приводного барабана 9, який підтримується між опорами, закріпленими на рамі 5.

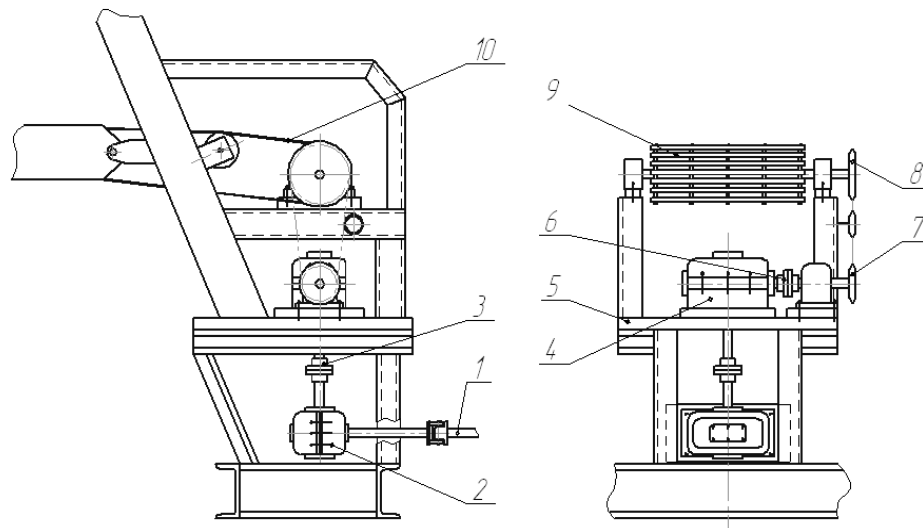


Рисунок 1.1 – Привод укладального конвєсєра буртоукладальної машини К-65М2БЗ-К

Імплементация механічного приводу вимагає додаткових конструктивних елементів, що ускладнює загальну конструкцію. Збільшення кількості вузлів та масивна рама призводять до підвищення металомісткості приводного пристрою, що негативно впливає на надійність. У разі зміни продуктивності з метою енергозбереження, ми позбавляємо себе можливості регулювати швидкість переміщення стрічки транспортера.

Розроблений привід характеризується наявністю компактного триступеневого співвісного редуктора, в якому тихохідний ступінь виконано у вигляді планетарної передачі з позацентровим циклоїдальним зачепленням. Ця конструктивна особливість дозволяє досягти високої навантажувальної здатності завдяки багатопарному зачепленню, що забезпечує рівномірний розподіл навантаження між кількома зубами, знижуючи знос і підвищуючи довговічність механізму. Крім того, така конструкція дозволяє зменшити

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

габарити приводу, що є важливим для обмежених просторів, та підвищити його надійність завдяки зменшенню кількості окремих елементів.

Змінюючи тиск і витрати робочої рідини в гідросистемі можна змінювати крутний момент та частоту обертання барабана.

1.2 Аналіз кінематичних схем приводів конвеєрів стріли буртоукладальної машини

Одним із можливих рішень проблем, властивих механічному приводу з карданными валами, є впровадження електромеханічного приводу. Цей підхід застосовано в конструкції буртоукладальної машини з електричним візком, схема якої наведена на рисунку 1.2.

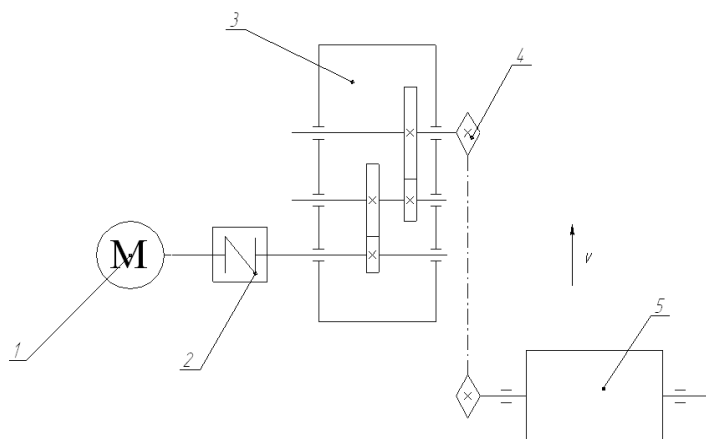


Рисунок 1.2 – Кінематична схема з електромеханічним приводом

Приводна система буртоукладальної машини з електричним візком складається з електродвигуна 1, який через пружну муфту 2 з'єднаний зі швидкохідним валом двоступінчастого циліндричного редуктора 3. На вихідному кінці тихохідного валу редуктора розташована ведуча зірочка ланцюгової передачі 4. Ведена зірочка цієї передачі консольно закріплена на валу приводного барабана 5, який встановлений між опорами на рамі стріли укладального конвеєра.

Недоліком цієї схеми є великі габарити та бокове розміщення приводу, що в разі установки такого приводу на розвантажувальній частині

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

конвеєра, спричиняє неврівноваженість цієї частини відносно осі стріли і може призвести до поперечних резонансних коливань.

Через неможливість регулювання швидкості переміщення вантажу, який нерівномірно надходить на конвеєр, знижується ККД роботи привода.

В буртокуладальній машині «Комплекс 65МВ2» [2], схема якого наведена на рис. 1.3, наведене інше вирішення проблеми, за допомогою комбінованого гідромеханічного привода.

У розробленому приводі використовується гідромотор 1, який через пружну муфту 2 з'єднаний з швидкохідним валом черв'ячного редуктора 3. Тихохідний вал редуктора через муфту 4 передає обертання на проміжний вал, на кінці якого встановлена ведуча зірочка ланцюгової передачі 5. Ведена зірочка цієї передачі консольно закріплена на валу приводного барабана 6, який розташований між опорами на рамі стріли укладального конвеєра.

Перевагою цієї схеми над попередньою є наявність регульованого гідравлічного двигуна. Однак, така конструкція передбачає значні габарити приводу, наявність великої кількості вузлів та масивну раму, що збільшує металомісткість і ускладнює обслуговування. Ці фактори можуть негативно впливати на надійність та довговічність системи.

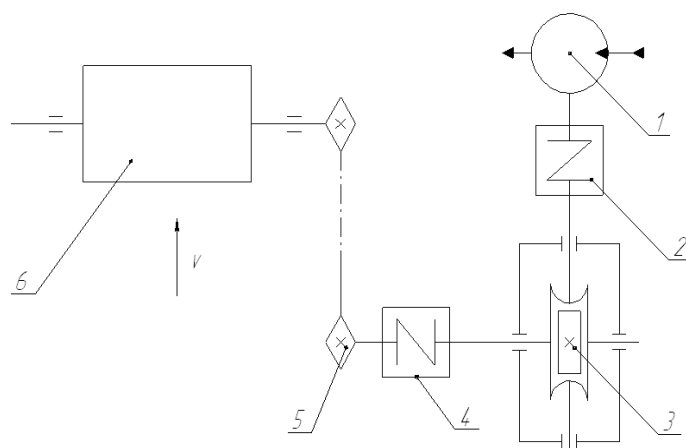


Рисунок 1.3 – Гідромеханічна схема БУМ «Комплекс 65М2В»

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Знизити металомісткість, кількість вузлів та вібронавантаження на вузли та деталі можна за умови повної гідрофікації буртоукладальної машини [1,2].

1.3 Аналіз конструктивних схем вмонтованих приводів стрічкових конвеєрів

Широкий вибір конструкцій вмонтованих приводів зумовлений прагненням розробників та дослідників створити оптимальні рішення для різних умов експлуатації транспортуючих машин. Вибір оптимальної конструкції вмонтованого приводу залежить від конкретних умов роботи конвеєра, завдань, які необхідно вирішити, та обґрунтованості використання джерела енергії.

Незважаючи на різноманіття конструкцій вмонтованих приводів, гідравлічні системи часто переважають над електричними завдяки своїм конструктивним та експлуатаційним перевагам. Використання гідравлічних приводів дозволяє зменшити кількість пасивних з'єднань між двигуном та барабаном, що робить привід більш компактним і знижує механічні втрати. Це також сприяє покращенню техніко-економічних показників, таких як зменшення маси та габаритів системи.

Головними факторами, що визначають переваги гідравлічних вмонтованих приводів, є [6]:

- простота передачі сил і крутних моментів при малих габаритних розмірах (гідромотор складає 12-13% об'єму електродвигуна) і масі (в 5-10 разів легше за електродвигун такої ж потужності) в комбінації з можливістю плавного регулювання крутного моменту і частоти обертання в широкому діапазоні;
- можливість частих і швидких змін напрямку обертання при низьких інерційних силах і моментах гідромотора (при тій же потужності механічна стала часу електродвигуна у 10–100 разів більша, ніж у гідромотора) ;
- запобіжні клапани, що забезпечують простий і надійний захист від перенавантажень;

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- легкість налаштування і регулювання таких параметрів, як швидкість, потужність і крутний момент;
- загальний ККД гідроприводу на більшій частині робочого діапазону значно вищий за ККД електроприводу з реостатним регулюванням;
- менше зношування основних робочих вузлів, що підвищує довговічність і знижує експлуатаційні витрати;
- простота включення та вимикання в автоматичних циклах роботи виконавчих механізмів.

На рис. 1.4 представлена конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу із серійними двигунами [7]. Всередині корпусу барабана 1 жорстко закріплені диски 2 і 3, до яких міцно прикріплені корпуси гідромоторів 4. Вали гідромоторів з'єднані з кронштейнами 5, які розташовані між елементами 6 рами конвеєра. Усередині валів прокладені канали для подачі та відведення робочої рідини, які через направляючий механізм 7 під'єднані до напірних і зливних трубопроводів. Подача робочої рідини під тиском спричиняє обертання корпусів гідромоторів 4 і, відповідно, корпуса барабана 1.

Головною особливістю цього приводу є відсутність редуктора та проста конструкція. Проте вихідні вали гідромоторів виконують роль опорних поверхонь для барабана, тому експлуатація такого приводу в конвеєрах обмежена несучою здатністю підшипників, розташованих всередині корпусів гідромоторів.

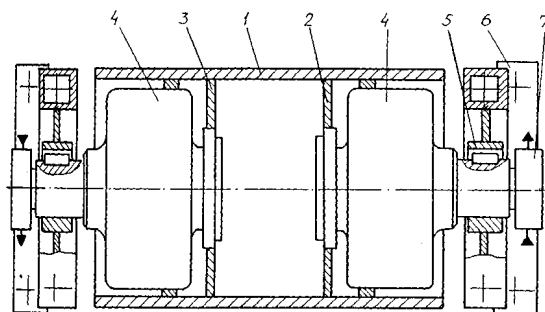


Рисунок 1.4 - Гідравлічний вмонтований привод з серійними гідромоторами

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

У вмонтованому приводі конструкції фірми "Rexroth" використовується гідравлічний двигун спеціального виконання, створений для різних типорозмірів барабана і різної потужності приводу (рис. 1.5)[8].

Приводний пристрій включає корпус барабана 1, до якого з одного боку прикріплена кришка 3, з'єднана з гальмівним пристроєм 4, що закріплений на стійці 5 станини 6. Вал 7 спеціального гідромотора 8 нерухомо зафіксований на втулці 10 за допомогою шпонки 9, а втулка, у свою чергу, кріпиться гвинтами до стійки 11 станини 6.

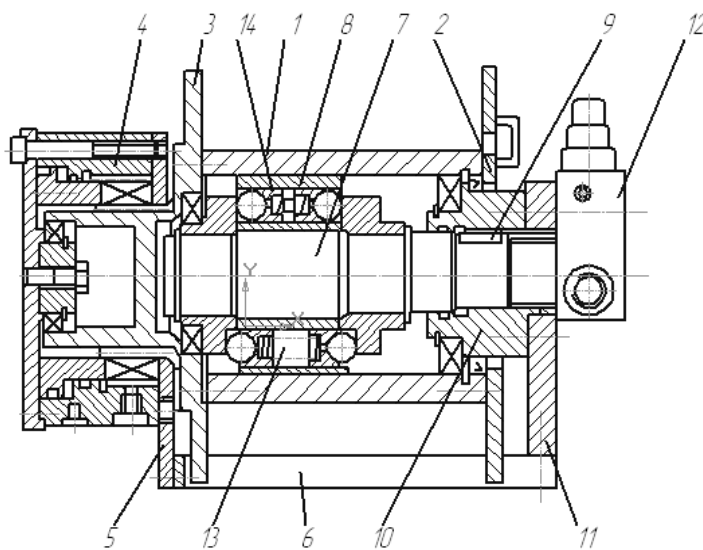


Рисунок 1.5 – Конструктивна схема вмонтованого приводу фірми "Rexroth"

Всередині валу 7 виконані канали для підведення і відведення робочої рідини до робочих порожнин гідромотора. Через направляючий пристрій 12 під тиском робоча рідина по каналу всередині валу 7 надходить до робочої порожнини 13 гідромотора, де діє на поршні, оснащені кульками на опорних частинах, які контактують з опорними поверхнями похилого диска гідромотора. При взаємодії кульки перекочуються по похилій площині, забезпечуючи обертання рухомої частини гідромотора 8, яка жорстко з'єднана з внутрішньою поверхнею барабана і передає йому обертальний рух. Порожнина 14 сполучена з відвідним каналом всередині валу 7, через який робоча рідина через направляючий пристрій 12 виводиться на злив.

08-62.БКП.08.00.000 ПЗ					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	12

Гальмівний пристрій 4 дає змогу застосовувати цей привід на похилих конвеєрах та лебідках. У цій конструкції редуктор відсутній. Крім того, цей вмонтований привод вирізняється складністю конструкції та технології виготовлення спеціального гідромотора, що також позначається на його вартості.

Конструкція гідравлічного вмонтованого приводу ГМБ-1, розроблена колективом кафедри Галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету.

На рис.1.6 зображена його конструктивна схема [9]. Приводний пристрій містить корпус барабана 1, який за допомогою виступів на кришках 2 та 3 гідромотора кінематично зв'язаний з реверсивним гідро двигуном, котрий складається з розташованого між вказаними

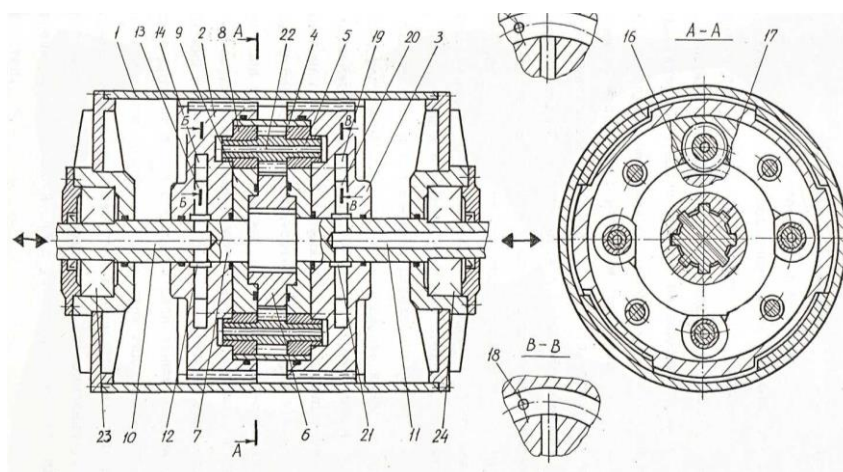


Рисунок 1.6 – Конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу із спеціальним гідромотором ГМБ-1

кришками рухомого корпусу 4, всередині якого аксіально відносно його вісі встановлено шестерні-сателіти 5, які знаходяться в зачепленні з сонячним зубчастим колесом 6, що з допомогою шліців жорстко зв'язане з опорною віссю 7 барабана, нерухомо закріпленою на станині конвеєра. Опорні шийки шестерень-сателітів 5 встановлені на підшипниках 8, які взаємодіють із підшипниками 9 корпусу 4. Цей корпус обертається навколо нерухомої

опорної осі 7, забезпечуючи обертання сателітів разом із ним. Напірний та зливний трубопроводи підводяться до внутрішніх порожнин гідромотора через канали підведення 10 і 11, виконані всередині нерухомої опорної осі 7. Канал 10, з'єднаний з напірним трубопроводом, сполучається з кільцевою розточкою 12 та каналами 13, 14 і 15, виконаними в кришці гідромотора 2. Ці канали забезпечують підведення робочої рідини до робочих камер 16, які утворюються шестернями-сателітами 5, сонячним зубчастим колесом 6 та поверхнею рухомого корпусу 4. Аналогічно протилежна робоча камера 17 з'єднана поздовжніми каналами 18, виконаними в кришці гідромотора 3, з замкненою кільцевою порожниною 19 і за допомогою радіальних каналів 20 з'єднана з кільцевою розточкою 21, до якої підведений канал 11 приєднаний до зливного трубопроводу. Такі ж під'єднання робочих камер виконані для кожної шестерні-сателіта 5, котра знаходиться в зачепленні з сонячним зубчастим колесом 6. Для врівноважування тиску під торцями підшипників 8 і шестернями-сателітами 5 всередині останніх виконано осьовий канал 22. Корпус барабана 1 і реверсивний електродвигун посаджені на нерухому опорну вісь окремо один від одного з великим радіальним зазором між виступами на корпусі барабана 1 і кришках гідромотора 2 та 3. Радіальна складова навантаження в цьому випадку сприймається підшипниками 24 і 25. Для запобігання можливих втрат передбачено систему ущільнень з врахуванням рухомості ущільнених поверхонь.

На рис. 1.7 зображена конструктивна схема вмонтованого приводу ГМБ-2 розроблена спільними зусиллями ВНТУ та ІГТМ АН України м. Дніпро, призначена для приводу конвеєра рудної шахти [10]. Вмонтований привод містить корпус барабана 1 та вбудований в ньому привод, котрий складається з гідромотора 2 лівого та правого обертання та передавального механізму, ведучі шестерні 3 і проміжні шестерні 4 якого встановлені аксіально відносно осі корпусу барабана 1 в циліндричному опорному елементі 5, жорстко зв'язаного з нерухомою віссю 6. Опорні шийки ведучих шестерень 3 встановлені в підшипниках 7, а в проміжні шестерні 4

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

впресовані підшипники 8, які посаджені на проміжній вісі 9, закріплених в циліндричному опорному елементі 5 за допомогою фіксуючих планок 10, встановлених в прорізи, виконані в торцевих поверхнях проміжної вісі 9. Напірна та зливна магістралі підводяться до гідромоторів 2 через осьові канали 12 і 13. Розподільчий пристрій 14, розташований на нерухомій вісі 6, за допомогою напірних трубопроводів 15 з'єднано з входними отворами 16 гідромоторів 2. Вихідні отвори 18 гідромоторів 2 через зливний трубопровід 19, отвори виконані в розподільчому пристрої 20 та нерухомій вісі 6, з'єднані з каналом 13, з'єднаним зі зливною магістраллю.

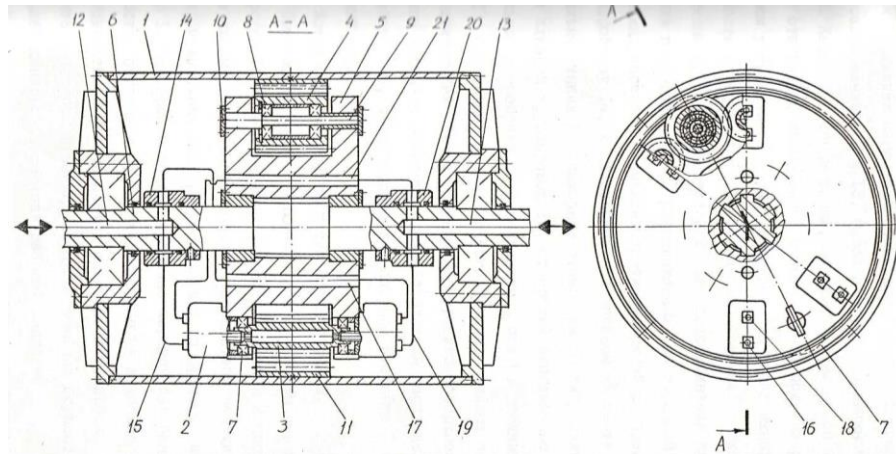


Рисунок 1.7 – Конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу із серійним гідромотором ГМБ-2

Хоча гідропривод має свої переваги, у сучасному машинобудуванні конструкціям гідравлічних вмонтованих приводів не надавали достатньої уваги через відсутність серійних компактних та спеціалізованих гідромоторів, призначених саме для таких машин.

Впровадження в серійне виробництво гідромоторів нового покоління, зокрема високомоментних і середньооборотних, які широко використовуються, створює умови для розробки конструкцій гідравлічних вмонтованих приводів та відповідних технологій їх виготовлення. При цьому важливо враховувати особливості їх застосування, експлуатаційні умови, а також здійснювати дослідження робочих характеристик цих машин.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В табл. 1.1 показано основні параметри та характеристики гідравлічних двигунів, що використовуються в приводах різних технологічних машин [13].

Таблиця 1.1 - Основні параметри високомоментних гідравлічних двигунів

Країна, фірма	Тип гідромотора	Робочий об'єм, см ³	Тиск максимальний, МПа	Частота обертання, хв ⁻¹	Максимальні витрати, л/хв.	Найбільша потужність кВт
Данія Danfos	OMT	161-410	210/260	780-305	125	33
-	OMV	314-802	210/160	200-510	200	53
Франц. Roclain	H	809-4914	301/145	80-150	90-220	57-135
- Valmet	Sisu	800-6800	30/40	75-340	240-500	55-90
Україна КТІСМ	ГПР-Ф	100-630	20	200-780	64	22

Широкий діапазон параметрів гідравлічних двигунів дозволяє проєктувати вмонтовані приводи для конвеєрів з різними вантажопідйомністю та швидкістю транспортування.

Проте, незважаючи на велику кількість існуючих конструктивних варіантів вмонтованих гідравлічних приводів, жоден з них за своїми конструктивними характеристиками, питомою потужністю та кінематичними схемами не підходить для використання у приводі укладального конвеєра буртоукладальної машини.

Тому виникає необхідність розробити конструктивну схему нового вмонтованого гідравлічного привода, який повністю відповідатиме експлуатаційним та техніко-економічним вимогам.

1.4 Висновки до розділу 1

1. Проаналізовано конструкцію приводу укладального конвеєра базової машини і відзначено, що вона характеризується значною кількістю складальних одиниць, громісткістю та великою металоємкістю, що впливає на надійність роботи конвеєра та його вартість.

2. Розглянуто кінематичні схеми приводів конвеєрів і зазначено, що для забезпечення компактності та зменшення габаритів приводу слід застосовувати вмонтований гідравлічний привід для укладального конвеєра.

3. Проаналізовано конструктивні схеми вмонтованих гідравлічних приводів конвеєрів і зроблено висновок про необхідність розробки нового приводу з максимально зменшеними габаритами розміщеного всередині барабана приводу.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРОБКА КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ТРАНСПОРТЕРА ВІДВАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ БУРТОУКЛАДАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ

2.1 Обґрунтування вибору типів механічних передач вмонтованого приводу

ККД механічної передачі є одним з основних показників, який визначає економічність приводу.

На рис.2.1 зображена залежність ККД від передавального числа для планетарної, рядової, черв'ячних архімедової і глобоїдної, хвильової і циліндричної передач [11].

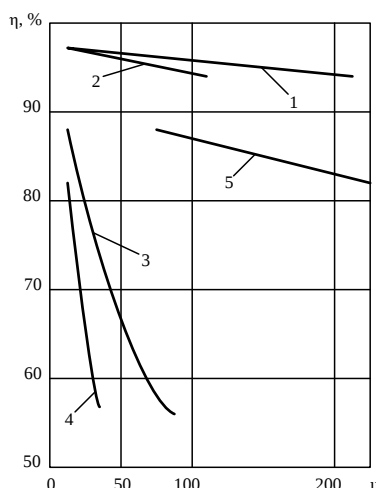


Рисунок 2.1 – Залежність ККД основних типів передач від передавальних чисел: 1 – планетарних; 2 – рядових; 3 – черв'ячної архімедової і глобоїдної; 4 – черв'ячних циліндричних; 5 – хвильових.

Найвищі значення ККД мають планетарна і рядова передачі. Як показано на графіку, для значень $u \leq 20$ їх величина приблизно однакова.

Для визначення оптимальної області застосування рядової, планетарної, хвильової, черв'ячної, двоступінчастої співвісної та цівкової

передач з урахуванням умови однакової несучої здатності найбільш навантажених зачеплень проведено порівняльний аналіз їх геометричних розмірів. Для визначення області застосування цих передач було проаналізовано діапазони передавальних відношень, котрі ними можуть бути забезпечені:

- для планетарної передачі типу І $u=3...10$;
- для хвильової передачі $u=50...300$;
- для цівкової передачі $u=7...65$;
- для черв'ячної передачі $u=7...100$;
- для циліндричної одноступінчастої передачі $u=3...10$;
- для двохступінчастої співвісної $u=8...50$.

Співставний аналіз геометричних розмірів цих передач проводився в наступних межах забезпечення передавального відношення: $u=3...10$ - для планетарної типу І та циліндричної одноступінчастої передач; $u=8...10$ – для планетарної типу І, циліндричної одноступінчастої, черв'ячної та цівкової передач; $u=10...50$ – для цівкової, черв'ячної та двохступінчастої співвісної передач; $u=50...65$ – для хвильової, цівкової та черв'ячної передач; $u=50...100$ – для хвильової та черв'ячної передач.

Порівняння передач здійснювалося за умови однакової несучої здатності найбільш навантажених зачеплень. Проте такі розрахунки мають оцінний характер, оскільки не враховують конкретних вимог до параметрів приводів, експлуатаційних умов та особливостей конструкції привода.

В результаті отримано аналітичні залежності, що визначають співвідношення геометричних розмірів відповідних передач при однакових параметрах:

- для планетарної типу І та циліндричної одноступінчастої передач

$$\beta=h/d_k=\frac{u+1}{u-1}\sqrt[3]{\frac{(u+1)(u-2)n_c}{2K_H(u-1)\sqrt{u^2n_c(u-1)}}}, \quad (2.1)$$

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

- для циліндричної одноступінчастої та черв'ячної передач

$$\beta_1 = \frac{d_o}{d_x} = \frac{1,61}{(0,176u+1)u} \sqrt[3]{\frac{(u+1)[\sigma]_H^2}{[\sigma]_p^2}}, \quad (2.2)$$

- для цівкової та планетарної типу І передач

$$\beta_2 = \frac{d_A}{d_o} = 4,13 \sqrt[3]{\frac{[\sigma]_H^2}{u \times [\sigma]_p^2}}, \quad (2.3)$$

- для черв'ячної та двохступінчастої співвісної

$$\beta_1 = \frac{h}{d} = \frac{d_{\div} + d_{\div e}}{d_1 + d_2} = \frac{0,176u+1}{0,67 \sqrt[3]{(u+1)[\sigma]_H^2 / (u^2 [\sigma]_{H\div}^2)}} \quad (2.4)$$

- для двохступінчастої співвісної та цівкової передач

$$\beta_2 = \frac{d}{d_1} = \frac{d_1 + d_2}{d_o} = 4,8 \sqrt[3]{\frac{[\sigma]_H^2}{u}} \quad (2.5)$$

- для черв'ячної та хвильової передач

$$\beta_1 = \frac{h}{d} = \frac{d_x + d_{x\hat{e}}}{d_{\hat{e}}} = 43,9(0,176u+1) \sqrt[3]{\frac{u[\sigma]_{\hat{d}}^2}{[\sigma]_H^2}}, \quad (2.6)$$

- для черв'ячної та цівкової передач

$$\beta_2 = \frac{h}{d_1} = \frac{d_x + d_{x\hat{e}}}{d_o} = 7,3(0,176u+1) \sqrt[3]{\frac{u[\sigma]_H^2}{(u+1)[\sigma]_{H\div}^2}}. \quad (2.7)$$

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $d_{\text{ж}}$, $d_{\text{ч}}$, $d_{\text{чк}}$, $d_{\text{ц}}$ – відповідно діаметри жорсткого колеса хвильової передачі, черв'яка, черв'ячного колеса, цівкового колеса цівкової передачі; $d_{\text{ш}}$, $d_{\text{а}}$, $d_{\text{к}}$ – відповідно діаметри шестерні, сонячної шестерні та коронного колеса; u – передавальне відношення однакове для кожної з передач; $[\sigma]_{\text{зм}}$ – допустимі напруження зминання, МПа; $[\sigma]_{\text{н}}$ – допустиме напруження, МПа.

На рис.2.6 – 2.7 представлені графіки залежності співвідношення геометричних розмірів відповідних передач від передавального числа, які побудовані у відповідності до формул (2.1) – (2.7).

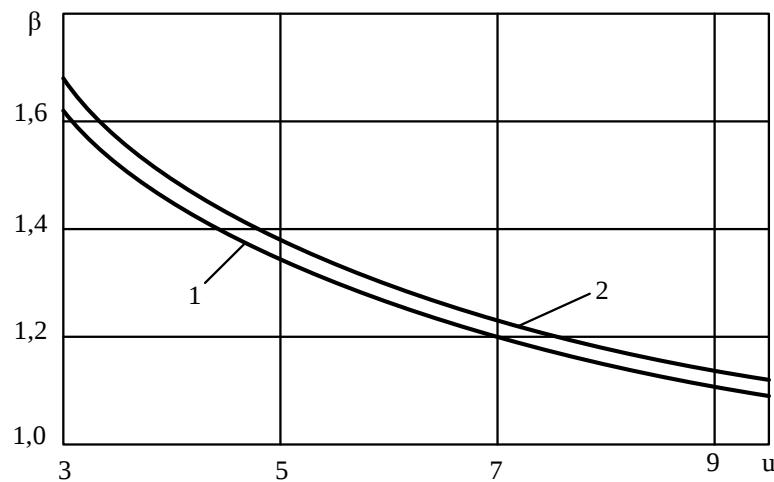


Рисунок 2.2 - Відношення габаритних розмірів одноступінчатої рядової і планетарної типу 1 передач однакової несучої здатності в залежності від передавального числа: 1- при коефіцієнті нерівномірності навантаження $K_{H1}=1,5$; 2- при $K_{H1}=1,35$.

Аналіз графіка рис 2.2 свідчить, що при однаковій несучій здатності геометричні розміри одноступінчатої циліндричної та планетарної передачі типу I у межах невеликих значень передаточного відношення відрізняються несуттєво.

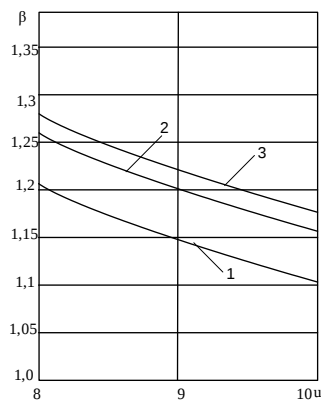


Рисунок 2.3 - Відношення габаритних розмірів циліндричної одноступінчастої та черв'ячної передач (: 1- при матеріалі черв'яка – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза) однакової несучої здатності в залежності від передавального відношення.

Аналіз графіка рис. 2.3 показує, що при передаточному відношенні близькому до 8 геометричні розміри одноступінчастої циліндричної передачі приблизно на 27% перевищують розміри черв'ячної передачі, а при передаточному відношенні близько 10 — на 16%. Тому для отримання більших значень передаточного відношення доцільніше вибрати черв'ячну передачу.

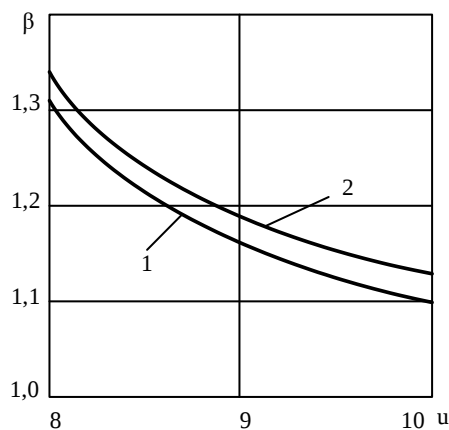


Рисунок 2.4 - Відношення габаритних розмірів цівкової і планетарної типу 1 передач однакової несучої здатності в залежності від передавального числа: 1- при коефіцієнті нерівномірності навантаження $K_{H1}=1,5$; 2- при $K_{H1}=1,35$.

З графіка рис 2.4 видно, що при однаковій несучій здатності геометричні розміри цівкової передачі та планетарної передачі типу І у діапазоні невеликих значень передаточного відношення відрізняються несуттєво.

Оскільки кількість циклів навантаження сонячного колеса планетарної передачі перевищує кількість циклів навантаження шестерень рядової передачі, для нього обирають матеріал з підвищеними міцнісними характеристиками, через що коефіцієнт β буде дещо більшим. Водночас використання таких матеріалів збільшує вартість передачі.

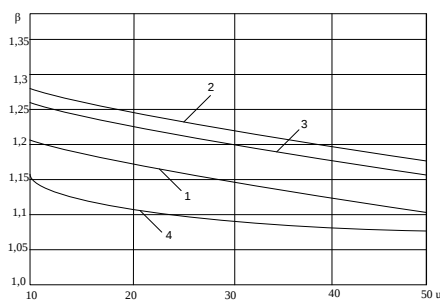


Рисунок 2.5 - Відношення габаритних розмірів двохступінчастої співвісної та черв'ячної передач (: 1- при матеріалі черв'яка – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза) та двохступінчастої співвісної і цівкової передач (крива – 4) однакової несучої здатності в залежності від передавального відношення.

З графіка рис. 2.5 видно, що при передаточному відношенні близько 10 геометричні розміри двоступінчастої співвісної передачі приблизно на 25% менші, ніж у черв'ячної, але на 15% більші, ніж у цівкової передачі при однаковій несучій здатності. При передаточному відношенні близько 50 її габарити вже на 10% менші за розміри черв'ячної передачі й лише на 2,5% перевищують габарити цівкової. Таким чином, для досягнення високих передаточних відношень доцільно обирати двоступінчасту співвісну або цівкову передачу.

На графіку рис. 2.6 зображено, що при передаточному відношенні близько 50 геометричні розміри черв'ячної передачі на 60% більші за

габарити хвильової передачі та майже вдвічі перевищують розміри цівкової передачі за однакової несучої здатності. Тому серед розглянутих варіантів у випадках потреби у великих передаточних відношеннях доцільніше застосовувати хвильову або цівкову передачу.

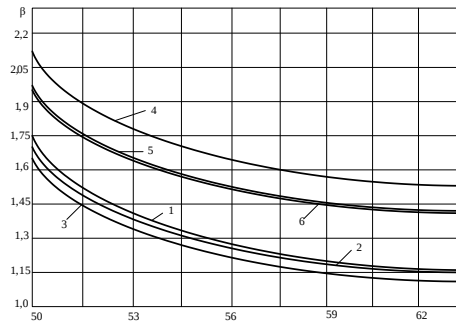


Рисунок 2.6 - Відношення габаритних розмірів хвильової і черв'ячної передач: 1- при матеріалі черв'яка – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза, та цівкової і черв'ячної передач: 4- при матеріалі черв'яка – чавун; 5 – олов'яниста бронза; 6 – безолов'яниста бронза, за умов однакової несучої здатності в залежності від передавального відношення

Із графіка рис. 2.7 видно, що при передаточному відношенні близько 65 геометричні розміри черв'ячної передачі приблизно на 20% перевищують габарити хвильової передачі. При передаточних відношеннях, близьких до 100, розміри обох передач при однаковій несучій здатності практично збігаються. Отже, серед розглянутих варіантів для досягнення високих передаточних відношень доцільніше обрати хвильову передачу.

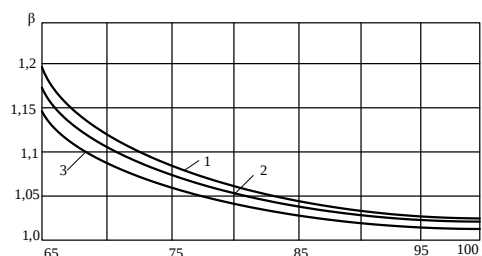


Рисунок 2.7 - Відношення габаритних розмірів хвильової і черв'ячної передач: 1- при матеріалі черв'яка – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза за умов однакової несучої здатності в залежності від передавального відношення

Аналіз наведених графіків дозволяє зробити висновок щодо доцільності використання різних типів передач. Дослідження показало, що застосування лише одного з розглянутих варіантів не забезпечує ефективного вирішення задачі — позитивного результату можна досягти лише шляхом комбінування кількох типів передач. З огляду на обмежені габарити монтажної зони для привода, у конструкції передбачено триступеневу схему передавального механізму, що включає дві циліндричні та одну цівкову передачу. Для досягнення необхідного передаточного відношення редуктора пропонується наступна принципова кінематична схема..

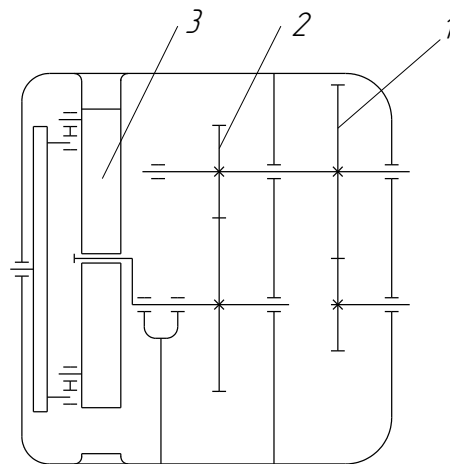


Рисунок 2.8 – Кінематичного схема редуктора

1. Циліндрична передача,
2. Циліндрична передача,
3. Цівкова передача

Потрібне передаточне відношення реалізується за допомогою трьох передач: двох циліндричних прямозубих і однієї цівкової. Розміщені ці передачі наступним чином:

- перша циліндрична передача встановлена між вхідним валом і першим валом редуктора, який розміщується в корпусі 1.
- на першому валу також знаходиться шестерня другої передачі, що розташована в корпусі 2 та передає крутний момент на зубчасте колесо, закріплене на другому валу.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

– 3 другого валу момент передається на цівкову передачу, ротор якої з'єднаний із вихідним валом, завдяки плоско-паралельному руху.

2.2 Розробка конструктивної схеми гідроприводу відвального конвеєра

На рис 2.9 представлено конструкцію гідравлічного вмонтованого привода з триступеневим редуктором, призначеного для укладального конвеєра буртоукладальної машини, розробленої на кафедрі Галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету[12]. У корпусі барабана 1 розміщено привід, до складу якого входять гідромотор 2 і передавальний механізм, виконаний у вигляді триступеневого редуктора.

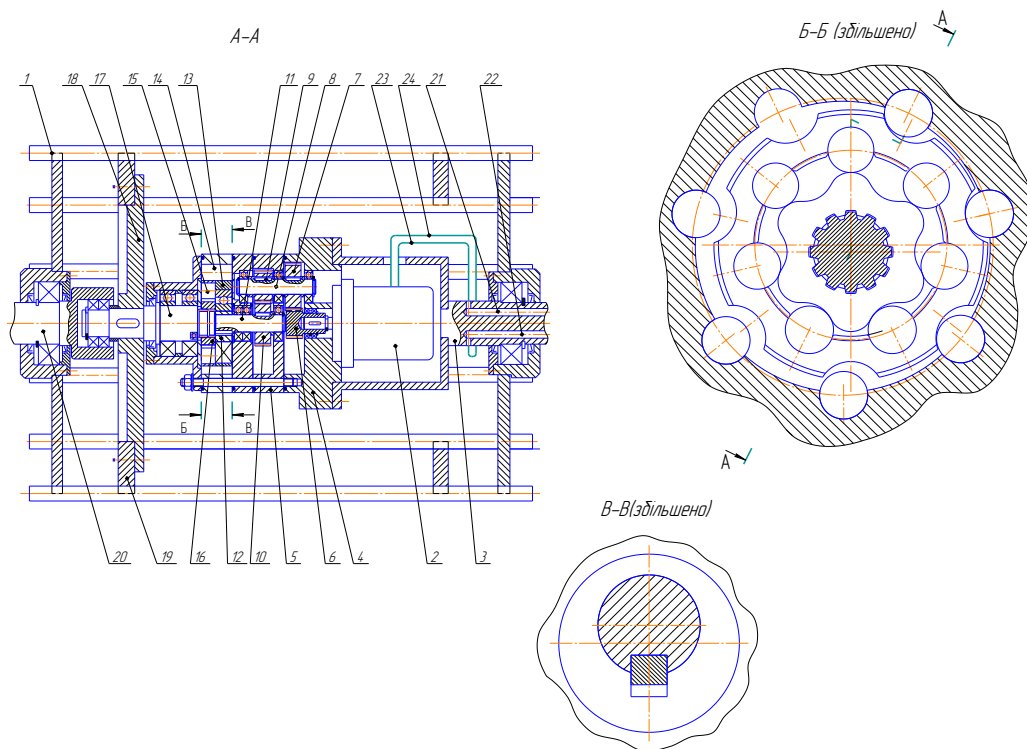


Рисунок 2.9 - Конструкція гідравлічного вмонтованого привода з триступеневим редуктором укладального конвеєра

Вал гідромотора 2, розташований всередині напіввісі 3 і закріплений на торцевій поверхні кришки 4 редуктора, через яку напіввісь з'єднана з корпусом редуктора 5, жорстко зв'язаний із валом-шестернею 6 швидкохідного ступеня. Цей вал-шестерня кінематично взаємодіє із

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

зубчастим колесом 7, встановленим на проміжному валу 8, де також змонтована шестерня 9, яка разом із зубчастим колесом 10 формує проміжний ступінь редуктора. Зубчасте колесо 10 розташоване на іншому проміжному валу 11, кінець якого оснащений опорною втулкою 12, зміщеною ексцентрично відносно осі валу. На втулці 12 встановлено підшипник, на який насаджене перше зубчасте колесо 13 тихохідного ступеня редуктора. Зовнішня поверхня цього колеса має зубці, западини яких поперемінно контактують із цівками 14, закріпленими в корпусі 5 редуктора. На внутрішній стороні зубчастого колеса 13, ближче до торцевої частини, розташовані цівки 15, що взаємодіють із циклоїдальними зубцями другого зубчастого колеса 16 тихохідного ступеня. Друге колесо встановлене через шліцеве з'єднання на вихідному валу 17 редуктора, між опорами якого змонтовано приводний диск 18. Диск нерухомо з'єднаний із кільцем 19, яке жорстко закріплене на корпусі барабана 1.

Ліва опора вихідного валу редуктора за допомогою підшипників закріплена на внутрішній поверхні другої напіввісі барабана, яка разом із першою напіввіссю та корпусом редуктора 5 формує зіставну вісь барабана.

Для подачі та відведення робочої рідини до гідравлічного двигуна 2 в першій напіввісі зроблено осьові канали 21 і 22, які через трубопроводи 23 і 24 з'єднані з робочими камерами гідромотора 2.

ГМБ працює таким чином:

Під тиском робоча рідина через осьовий канал 21 подається до робочої камери гідромотора 2. Взаємодія робочої рідини з роторними елементами гідромотора 2 спричиняє обертання його вихідного валу, який через швидкохідну та проміжну ступені редуктора передає рух другому проміжному валу II..

Ексцентрично зміщена опорна поверхня втулки 12 через підшипник забезпечує плоско-паралельне переміщення першого зубчастого колеса 13 тихохідного ступеня редуктора. Западини його зубців поперемінно контактують із цівками 14, розміщеними в корпусі редуктора 5, а цівки 15,

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

встановлені на внутрішній поверхні першого зубчастого колеса 13, взаємодіють із циклоїдальними зубцями другого зубчастого колеса 16. Це зубчасте колесо тихохідного ступеня отримує обертальний рух і через шліцеве з'єднання передає його на вихідний вал 17 редуктора, який через приводний диск 18 та кільце 19 передає обертання корпусу 1 барабана. Робоча рідина, втративши енергію через трубопровід 24 і осьовий клапан 22, надходить на злив.

Крутний момент і частота обертання барабана змінюються залежно від зміни тиску та витрат робочої рідини в гідросистемі. Запропонована конструкція привода разом із гідрофікацією похилого та приймального транспортера значно зменшує кількість вузлів машини та її металомісткість, а також усуває наявні вібрації в конструкції буртоукладальної машини.

2.3 Висновки до розділу 2

1. Обґрунтовано вибір типу передач розроблюваного приводу на основі порівняльного аналізу передач, що використовуються в вмонтованих та інших типах приводів.

2. На підставі аналізу енергетичних, економічних та конструктивних параметрів передач зроблено висновок про доцільність застосування гідравлічного вмонтованого приводу з триступеневим передавальним механізмом, що дозволяє максимально зменшити габарити розміщеного всередині барабана привода.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ПРОЄКТУВАННЯ ВМОНТОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА

3.1 Розрахунок закритої циліндричної передачі

Розрахунок виконується за методикою, викладеною в [13].

Визначення навантажень, діючих на ланки кінематичних ланцюгів приводу

Вихідні дані:

ω_1 – частота обертання валу двигуна, об/хв:157

К.К.Д. пари підшипників $\eta_{п.}$:0,99

К.К.Д. закритої циліндричної передачі $\eta_{ц.п.}$:0,98

К.К.Д. передачі $\eta_{цв.}$:0,99

Потужність 16 кВт

Визначаємо вихідну потужність P_3 :

$$P_3 = P_1 \cdot \eta_{ц.п.1} \cdot \eta_{ц.п.2} \cdot \eta_{цв.} \cdot \eta_{п.}^3 \quad (3.1)$$

$$P_3 = 16 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99^3 = 14,8 \text{ кВт}$$

Розрахунок загального передаточного числа та розподіл його по передачах приводу.

Необхідно забезпечити передаточне відношення редуктора в межах 10 за такою формулою:

$$i_{заг} = i_{ц.п.1} \cdot i_{ц.п.2} \cdot i_{цв.} \quad (3.2)$$

Задаємо передаточне число всіх передач:

$i_{ц.п.1} = 1,5$ – передаточне відношення першої циліндричної передачі;

$i_{ц.п.2} = 1,5$ – передаточне відношення другої циліндричної передачі;

$i_{п.н.} = 4,45$ – передаточне відношення цівкової передачі.

Визначаємо загальне передаточне число приводу:

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$i_{\text{заг}} = 1,5 \cdot 1,5 \cdot 4,45 = 10,01$$

Визначаємо числа обертів валів за формулою:

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{i_i} \cdot \text{хв}^{-1} \quad (3.3)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{у.п.}}} = \frac{1500}{1,5} = 1000 \text{хв}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{у.п.}}} = \frac{1000}{1,5} = 666,67 \text{хв}^{-1}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{\text{цв}}} = \frac{666,67}{4,45} = 150 \text{хв}^{-1}$$

n_1 – число обертів вала двигуна,

n_2 – число обертів вала 1,

n_3 – число обертів вала 2,

n_4 – число обертів вихідного валу.

Визначаємо кутові швидкості всіх валів:

$$\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30} \quad (3.4)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157 \text{с}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{с}^{-1}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot 666,67}{30} = 69,81 \text{с}^{-1}$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot 150}{30} = 15,7 \text{с}^{-1}$$

ω_1 – кутова швидкість вала двигуна,

ω_2 – кутова швидкість вала 1,

ω_3 – кутова швидкість вала 2,

ω_4 – кутова швидкість вихідного валу.

Розрахунок потужностей та обертальних моментів на всіх валах:

$$P_i = P_{i-1} \cdot \eta_i \cdot \eta_i \quad (3.5)$$

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_1 = 16 \text{ кВт}$$

$$P_2 = 16 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 15,52 \text{ кВт}$$

$$P_3 = 15,52 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 15,06 \text{ кВт}$$

$$P_4 = 15,06 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 14,76 \text{ кВт}$$

P_1 – потужність на валу двигуна,

P_2 – потужність на валу 1,

P_3 – потужність на валу 2,

P_4 – потужність на вихідного валу.

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_{ii}} \quad (3.6)$$

$$T_1 = \frac{16 \cdot 10^3}{157} = 101,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = \frac{15,52 \cdot 10^3}{104,7} = 148,23 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = \frac{15,06 \cdot 10^3}{69,81} = 215,73 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_4 = \frac{14,76 \cdot 10^3}{15,7} = 940 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

T_1 – крутний момент на валу двигуна,

P_2 – крутний момент на валу 1,

P_3 – крутний момент на валу 2,

P_4 – крутний момент на вихідного валу.

Задаємось строком служби редуктора 8000 год.

Розрахунок циліндричної передачі виконується для більш навантаженої пари, а менш навантажену передачу з конструктивних міркувань проєктуємо за аналогією з більш навантаженою.

Вибиремо матеріали зубчастих коліс.

Шестерня – Сталь 35ХМ; термічна обробка – покращення + загартування в ТВЧ (48...53 HRC).

Колесо – Сталь 40Х; термічна обробка – покращення + загартування в ТВЧ (45 – 50 HRC).

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Допустимі напруження

Попередньо визначаємо середню твердість зубчастих колес.

$$\begin{aligned}HRC_{\text{серед}} &= 0,5(HRC_{\min} + HRC_{\max}) \\HRC_{\text{серед}1} &= 0,5(48 + 53) = 50,5 HRC = 490 HB \\HRC_{\text{серед}2} &= 0,5(45 + 50) = 47,5 HRC = 450 HB\end{aligned}\quad (3.7)$$

Базове число циклів навантажень при розрахунку на контактну міцність.

$$\begin{aligned}N_{HO} &= (HB_{\text{серед}})^3 \\N_{HO1} &= (490)^3 = 1,18 \cdot 10^8 \\N_{HO2} &= (450)^3 = 9,1 \cdot 10^7\end{aligned}\quad (3.8)$$

При розрахунку на згин $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$

Дійсне число циклів зміни напружень:

$$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 305,8 \cdot 10000 = 1,83 \cdot 10^8$$

$$N_1 = N_2 \cdot U = 1,83 \cdot 10^8 \cdot 1,75 = 3,2 \cdot 10^8$$

Коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}} \leq K_{HL \max} \quad (3.9)$$

При термічній обробці – покращення $K_{HL \max} = 2,6$. Так як, $N > N_{HO}$, то приймаємо $K_{HL} = 1$.

Коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин.

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N}} \leq K_{FL \max} \quad (3.10)$$

m – показник степені в рівнянні кривої втомленості, при термічній обробці – покращення $m=6$, загартування – $m=9$, а $K_{FL \max} = 2,08$. Оскільки, $N_{1,2} > 4 \cdot 10^6$, то $K_{FL} = 1$.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\begin{aligned}
[\sigma]_{HO} &= 14HRC_{\text{H08}} + 170 \\
[\sigma]_{HO1} &= 14 \cdot 50,5 + 170 = 877 \text{ H} / \text{mm}^2 \\
[\sigma]_{HO2} &= 14 \cdot 47,5 + 170 = 835 \text{ H} / \text{mm}^2
\end{aligned}
\tag{3.11}$$

$$\begin{aligned}
[\sigma]_{FO} &= 1,03HB_{\text{H08}} \\
[\sigma]_{FO1} &= 310 \text{ H} / \text{mm}^2 \\
[\sigma]_{FO2} &= 310 \text{ H} / \text{mm}^2
\end{aligned}$$

Допустиме контактне напруження визначається за формулою:

$$\begin{aligned}
[\sigma]_H &= K_{HL} \cdot [\sigma]_{HO} \\
[\sigma]_{H1} &= 1 \cdot 877 = 877 \text{ H} / \text{mm}^2 \\
[\sigma]_{H2} &= 1 \cdot 835 = 835 \text{ H} / \text{mm}^2
\end{aligned}
\tag{3.12}$$

Допустимі напруження при згині

$$\begin{aligned}
[\sigma]_F &= K_{FL} [\sigma]_{FO} \\
[\sigma]_{F1} &= 1 \cdot 310 = 310 \text{ H} / \text{mm}^2 \\
[\sigma]_{F2} &= 1 \cdot 310 = 310 \text{ H} / \text{mm}^2
\end{aligned}
\tag{3.13}$$

$$\begin{aligned}
[\sigma]_H &= K_{HL} [\sigma]_{HO} \\
[\sigma]_H &= 1 \cdot 835 = 835 \text{ H} / \text{mm}^2
\end{aligned}$$

При цьому повинна виконуватися умова – $[\sigma]_H \leq 1,23[\sigma]_{H2}$

$$[\sigma]_H = 835 \leq 1,23[\sigma]_{H2} = 1,23 \cdot 835 = 1027,05$$

Міжосьова відстань

Попередньо визначаємо коефіцієнт міжосьової відстані $K_a=49,5$.

Коефіцієнт ширини $\psi_a=0,4$, оскільки колеса розміщені симетрично відносно опор.

Коефіцієнт ширини зубчастого колеса визначається за формулою:

$$\begin{aligned}
\psi_d &= 0,5\psi_a(U+1) \\
\psi_d &= 0,5 \cdot 0,4 \cdot (1,5+1) = 0,5
\end{aligned}
\tag{3.14}$$

$K_{H\beta}=1$ – коефіцієнт концентрації навантаження.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a_w \geq K_a (U+1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_2}{\psi_a U^2 [\sigma]_H^2}} \quad (3.15)$$

$$a_w \geq 49,5(1,5+1) \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 215,73 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 1,5^2 \cdot 835^2}} \approx 86,7 \text{ мм}$$

Приймаємо $a_w=90$ мм.

Попередні основні розміри колеса

Ділильний діаметр

$$d_2 = \frac{2a_w U}{U+1} = \frac{2 \cdot 90 \cdot 1,5}{1,5+1} = 108 \text{ мм} \quad (3.16)$$

Ширина

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w = 0,4 \cdot 90 = 36 \text{ мм}$$

Модуль передачі

$K_m=5,8$ – модульний коефіцієнт

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 215,73 \cdot 10^3}{108 \cdot 36 \cdot 310} = 2,4 \quad (3.17)$$

З стандартного ряду модулів вибираємо модуль – $m=3$.

Сумарна кількість зубців

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 90}{3} \approx 60 \quad (3.18)$$

Знаходимо число зубців шестерні і колеса

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{U+1} = \frac{60}{1,5+1} = 24$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 60 - 24 = 36$$

Фактичне передаточне число

$$U_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{24} = 1,5 \quad (3.19)$$

Обчислимо відхилення від заданого передаточного відношення

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta U = \frac{|U_{\phi} - U|}{U} \cdot 100\% = \frac{|1,5 - 1,5|}{1,5} \cdot 100\% = 0\% < 4\% \quad (3.20)$$

Умова виконується, відхилення не перевищує 4%.

Розміри коліс

$$\begin{aligned} d_1 &= z_1 \cdot m = 24 \cdot 3 = 72 \text{ мм} \\ d_2 &= 2a_w - d_1 = 2 \cdot 90 - 72 = 108 \text{ мм} \end{aligned} \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2m = 72 + 2 \cdot 3 = 78 \text{ мм} \\ d_{f1} &= d_1 - 2,5m = 72 - 2,5 \cdot 3 = 64,5 \text{ мм} \\ d_{a2} &= d_2 + 2m = 108 + 2 \cdot 3 = 114 \text{ мм} \\ d_{f2} &= d_2 - 2,5m = 108 - 2,5 \cdot 3 = 100,5 \text{ мм} \\ b_1 &= 1,05 \cdot b_2 = 1,05 \cdot 36 = 37,8 \approx 38 \text{ мм} \end{aligned} \quad (3.22)$$

Перевірка зубів колеса за напруженням згину

Знаходимо ступінь точності і значення коефіцієнтів

$$V = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{3,14 \cdot 108 \cdot 666,67}{60000} = 3,77 \text{ м/с} \quad (3.23)$$

За таблицю 2.4 [1], визначаємо ступінь точності – 8.

$$K_{F\alpha} = 0,91 \quad K_{F\beta} = 1 \quad K_{FV} = 1,2$$

$$Y_{F1} = 3,92 \quad Y_{F2} = 3,75$$

Коефіцієнт ширини

$$\Psi_d = \frac{b_2}{d_1} = \frac{36}{72} = 0,5 \quad (3.24)$$

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 215,73 \cdot 10^3}{108} = 3995 \text{ Н} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_{F\beta} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F2} \cdot F_t}{b_2 \cdot m} = \frac{0,91 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 3,75 \cdot 3995}{36 \cdot 3} = \\ &= 151,5 < 1,1[\sigma]_F = 1,1 \cdot 310 = 341 \end{aligned} \quad (3.26)$$

Перевірка зубців на контактні напруження

$$\begin{aligned} K_{H\alpha} &= 1 \quad K_{HV} = 1,1 \\ K_{H\beta} &= 1 + \frac{2\Psi_d}{S} = 1 + \frac{2 \cdot 0,5}{8} = 1,125 \end{aligned} \quad (3.27)$$

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_H = 376 \sqrt{K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \frac{(U+1) \cdot F_t}{d_2 b_2}} \quad (3.28)$$

$$\sigma_H = 436 \sqrt{1 \cdot 1,125 \cdot 1,1 \frac{(1,5+1) \cdot 3995}{108 \cdot 36}} = 777,36$$

Дане значення знаходиться в межах $(0,9..1,05)[\sigma]_H$, тобто в межах від 751,5 до 876,75.

3.2 Розрахунок цівкової передачі

Розрахунок виконується за методикою, викладеною в [14].

Вихідні дані:

$h = 8 \text{ мм}$ – значення ексцентриситету

$R_{\psi} = 10 \text{ мм}$ – радіус цівки

Визначимо число зубців сателіта:

$$z_1 = U_{\text{ред}} = 5 \quad (3.29)$$

Визначимо число зубців цівкового колеса:

$$z_2 = z_1 + 1 = 5 + 1 = 6 \quad (3.30)$$

Визначимо радіус центроїди:

$$b = h \cdot z_1 = 8 \cdot 5 = 40 \text{ мм} \quad (3.31)$$

Радіус ділильного кола цівкового колеса визначається за формулою:

$$R_2 = n \cdot b = 1,6 \cdot 40 = 64 \text{ мм} \quad (3.32)$$

де, $n = 1,6..2$ (обирається із міркувань збільшення зносостійкості)

Параметр центроїди a знаходиться за формулою:

$$a = b + h = 40 + 8 = 48 \text{ мм} \quad (3.33)$$

Визначення сил які діють в редукторі.

Момент на водилі при відомих значеннях потужності та частоти обертання обчислюється за формулою:

$$M_H = \frac{716,2 \cdot N}{n_H} \quad (3.34)$$

де n – частота обертання, хв.^{-1} ,

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

N – потужність, кВт.

$$M_H = \frac{716,2 \cdot 15,06}{667} = 16,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент на нерухомому колесі 2:

$$M_2 = -M_H - M_1 \quad (3.35)$$

де M_1 – момент на вихідному колесі,

$$M_1 = -M_H \cdot u_{H1} \cdot \eta_{H1} \quad (3.36)$$

де u_{H1} – передаточне відношення,

η_{H1} – коефіцієнт корисної дії.

$$M_1 = -16,2 \cdot 4,45 \cdot 0,99 = -71,28 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_2 = -(-71,28) - 16,2 = 87,48 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Сили які діють на сателіт. Колове зусилля на водилі визначаються за формулою:

$$P_H = \frac{M_H}{h} \quad (3.37)$$

де h – ексцентриситет,

$$P_H = \frac{16,2}{0,015} = 1080 \text{ Н}$$

Відцентрова сила, що діє сателіт визначаються за формулою:

$$F_u = \frac{Q \cdot h \cdot \omega^2}{g} \quad (3.38)$$

де Q – вага сателіта,

g – прискорення вільного падіння.

$$F_u = \frac{0,1 \cdot 0,015 \cdot 69,81^2}{9,8} =$$

Нормальний тиск в точках дотикання зубців сателіта до цівки.

Розрахунок виконується за умови рівномірного розподілу колових сил у точках дотику. Теоретичне число пар зубців, що приймають участь в зачепленні становить $p = \varepsilon = z_2/2 = 6/2 = 3$. Але експериментальні дослідження показують, що фактичне число зубців, які приймають участь в зачепленні $p \approx z_2/3$.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При цьому максимальний нормальний тиск на зуб:

$$N_{\max} = \frac{P \sin \alpha_{\max}}{\sum_{i=1}^n \sin^2 \alpha_i} \quad (3.39)$$

де,

$$\sin \alpha = \frac{hz_1 \sin \left[\arctg \left(\frac{\eta}{\xi} \right) \right]}{\sqrt{(\xi - b)^2 + \eta^2}} \quad (3.40)$$

$$\xi = x - \frac{R_y y'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}} \quad \eta = y + \frac{R_y x'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}} \quad (3.41)$$

$$x = -(a - b) \cos \tau + R_2 \cos \frac{a - b}{a} \tau \quad (3.42)$$

$$y = -(a - b) \sin \tau + R_2 \sin \frac{a - b}{a} \tau \quad (3.43)$$

$$x_1 = -(48 - 40) \cos 0 + 40 \cos \frac{48 - 40}{48} * 0 = 56$$

$$x_2 = -(48 - 40) \cos 2\pi + 40 \cos \frac{48 - 40}{48} * 2\pi = -58,6849$$

$$x_3 = -(48 - 40) \cos 4\pi + 40 \cos \frac{48 - 40}{48} * 4\pi = 58,81989$$

$$y_1 = -(48 - 40) \sin 0 + 40 \sin \frac{48 - 40}{40} * 0 = 0$$

$$y_2 = -(48 - 40) \sin 2\pi + 40 \sin \frac{48 - 40}{40} * 2\pi = -27,1792$$

$$y_3 = -(48 - 40) \sin 4\pi + 40 \sin \frac{48 - 40}{40} * 4\pi = 41,51169$$

$$x' = (a - b) \sin \tau + R_2 \cdot \frac{a - b}{a} \sin \frac{a - b}{a} \tau$$

$$y' = -(a - b) \cos \tau + R_2 \cdot \frac{a - b}{a} \cos \frac{a - b}{a} \tau$$

$$x'_1 = (48 - 40) \sin 0 + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \sin \frac{48 - 40}{48} * 0 = 0$$

$$x'_2 = (48 - 40) \sin 2\pi + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \sin \frac{48 - 40}{48} * 2\pi = 10,92264$$

$$x'_3 = (48 - 40) \sin 4\pi + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \sin \frac{48 - 40}{48} * 4\pi = -10,5458$$

$$y'_1 = -(48 - 40) \cos 0 + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \cos \frac{48 - 40}{48} * 0 = 2,666667$$

$$y'_2 = -(48 - 40) \cos 2\pi + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \cos \frac{48 - 40}{48} * 2\pi = -7,88954$$

$$y'_3 = -(48 - 40) \cos 4\pi + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \cos \frac{48 - 40}{48} * 4\pi = 15,39691$$

$$\xi_1 = 56 - \frac{10 \cdot 2,666667}{\sqrt{(0)^2 + (2,666667)^2}} = 46$$

$$\xi_2 = -58,6849 - \frac{10 \cdot (-7,88954)}{\sqrt{(10,92264)^2 + (-7,88954)^2}} = -52,8295$$

$$\xi_3 = 58,81989 - \frac{10 \cdot 15,39691}{\sqrt{(10,92264)^2 + (15,39691)^2}} = 50,56958$$

$$\eta_1 = 0 + \frac{10 \cdot 0}{\sqrt{(0)^2 + (2,666667)^2}} = 0$$

$$\eta_2 = -27,1792 + \frac{10 \cdot 10,92264}{\sqrt{(10,91164)^2 + (-7,88954)^2}} = -19,0728$$

$$\eta_3 = 41,51169 + \frac{10 \cdot (-10,5458)}{\sqrt{(-10,5458)^2 + (15,39691)^2}} = 35,86082$$

$$\sin_1 \alpha = \frac{8 \cdot 5 \cdot \sin \left[\arctg \left(\frac{0}{46} \right) \right]}{\sqrt{(46 - 40)^2 + 0^2}} = 0$$

$$\sin_2 \alpha = \frac{8 \cdot 5 \cdot \sin \left[\arctg \left(\frac{-19,0729}{-52,8295} \right) \right]}{\sqrt{(-52,8295 - 40)^2 + (-19,0729)^2}} = 0,000756$$

$$\sin_3 \alpha = \frac{8 \cdot 5 \cdot \sin \left[\arctg \left(\frac{35,86082}{50,56958} \right) \right]}{\sqrt{(50,56958 - 40)^2 + (35,86082)^2}} = 0,008277 = \sin \alpha_{\max}$$

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{\max} = \frac{1080 \cdot 0,008277}{0 + 0,000756 + 0,008277} = 107,02H$$

Значення τ приймають $0, 2\pi, 4\pi \dots 2\pi$.

Головною причиною виходу з ладу зубчастих коліс із позacentровим епіциклоїдним цівковим зачепленням є зношування. Розрахунок зубців на згин не є обов'язковим, оскільки їх висота значно менша за крок.

Найбільший питомий тиск в точках контакту визначається за формулою Герца:

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (3.44)$$

де, b – ширина колеса, N – нормальний тиск, ρ_1 і ρ_2 – радіуси кривизни коліс, E – модуль пружності.

$$\rho_1 = \frac{\left[(x')^2 + (y')^2 \right]^{3/2}}{(x'y'' - y'x'')} \quad (3.45)$$

$$\rho_2 = R_{\bar{\sigma}} = 10 \text{ і } \bar{\sigma}$$

Для остаточного вибору основних параметрів передачі необхідно визначити питомий тиск питому роботу тертя в різних точках профілю, змінюючи параметри передачі.

Питоме ковзання при цьому визначається за формулами:

$$\lambda_1 = \frac{(\Delta S_1 + \Delta S_2)}{\Delta S_1} \quad (3.46)$$

$$\lambda_2 = \frac{(\Delta S_2 - \Delta S_1)}{\Delta S_2}, \quad (3.47)$$

де, λ_1 і λ_2 – відповідно питоме ковзання на першому і другому колесі, ΔS_1 і ΔS_2 – відповідно переміщення точки контакту по профілям першого і другого колеса.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питома робота тертя на профілі зуба визначається за формулою:

$$\Delta A_1 = N \frac{f}{b} \lambda_1 \quad (3.48)$$

де, b – ширина колеса, f – коефіцієнт тертя.

Позацентрове епіциклоїдальне цівкове зачеплення може бути отримано при $t=0$. Тоді рівняння кривої профілю внутрішнього колеса матиме вигляд:

$$x = -(a - b) \cos \tau + R_2 \cos \frac{a - b}{a} \tau \quad (3.49)$$

$$y = -(a - b) \sin \tau + R_2 \sin \frac{a - b}{a} \tau \quad (3.50)$$

де a та b – радіуси внутрішньої та зовнішньої центрної,

R_2 – дільний діаметр внутрішнього колеса,

τ – змінний параметр.

Таблиця 3.1 – координати профілю

τ	x	y	τ	x	y
0	56	0	20	-66,0918	-19,4999
1	58,7905	3,88555	21	-55,5514	-29,1434
2	63,8062	13,6668	22	-47,3787	-32,0109
3	64,0852	29,5547	23	-45,0261	-34,0545
4	55,5253	45,6309	24	-45,2266	-41,1907
5	40,7659	55,0421	25	-41,1479	-53,6454
6	26,8979	56,0897	26	-28,8581	-65,5574
7	19,1348	53,5889	27	-11,1538	-70,2129
8	16,2192	54,2896	28	4,775638	-66,1004
9	11,8162	60,5423	29	13,70604	-58,2234
10	0,58625	68,0588	30	16,92037	-53,4669

11	-16,6454	69,8064	31	20,76612	-54,2767
12	-33,3842	62,4872	32	30,56164	-56,4645
13	-43,1783	49,6083	33	45,46108	-53,1539
14	-45,3024	38,3524	34	59,00593	-41,2373
15	-45,1957	33,0991	35	64,86227	-24,4038
16	-49,2556	31,5687	36	62,47461	-9,94836
17	-58,7819	27,1081	37	57,44273	-2,29203
18	-68,6421	15,0398	38	56,27895	0,83718
19	-71,8895	-2,80359	39	60,36846	6,05736

За отриманими результатами розрахунку механічних передач вмонтованого гідравлічного приводу виконуємо проєктування привідного пристрою для відвального конвеєра буртокладального комплексу.

3.3 Висновки до розділу 3

1. Виконані проєктні та перевірочні розрахунки циліндричних та цівкової епіциклоїдної передач, що дало змогу виконати конструювання передавального механізму та вмонтованого приводу.

2. Спроектовано конструкцію вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника.

4.ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Аналіз умов роботи на дільниці виготовлення обладнання

Аналізуються умови праці на дільниці, де встановлене верстатне обладнання з стрічковим конвеєром для видалення стружки.

ГОСТ 12.0.003-74* передбачає чотири класи шкідливих та небезпечних виробничих факторів: фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні. При роботі виникають фактори – фізичні (машини та механізми що рухаються, незахищені рухомі елементи виробничого обладнання, вироби що рухаються, заготовки, матеріали; підвищена запиленість, рівень шуму, вібрації та ін.) і психофізіологічні (фізичне та розумове перенапруження, перенапруження аналізаторів, емоційні перевантаження).

До небезпечних факторів які діють на операторів відносяться: інтенсивний високочастотний шум, високодисперсний аерозоль металів, токсичні гази, ультрафіолетова та інфрачервона радіація.

Сумарний рівень шуму в комбінації з ультразвуком на відстані 25 см від зони обробки складає 80 – 90 дБ діапазоном високочастотних та низькочастотних ультразвукових коливань порядку 4000 – 40000 Гц.

Аерозоль утворюється в повітряному середовищі з мілких металічних частинок та їх з'єднань у вигляді оксидів, нітридів, конденсаційних парів оброблюваних матеріалів.

Отже, аерозоль являє багатоконпонентну парогазопилову суміш високої дисперсності, яка приводить нерідко до ураження дихальних шляхів оператора.

В процесі роботи проходить утворення середніх та важких іонів, кількість яких зростає до $3 \cdot 10^7$.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2. Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта

До робіт допускаються особи не молодші 18 років, які пройшли медичне освідчення та спеціальне навчання і мають посвідчення на право виконання вказаних робіт та групу по електробезпеці не нижчу за другу.

Верстатники повинні працювати в одязі який має бути заціпненим, без висячих рукавів, поясів та стрічок. Волосся повинно бути закрито головним убором.

4.2.1 Електробезпека.

Електробезпека забезпечується конструкцією електроустановок, організаційними та технічними міроприємствами, технічними способами та засобами захисту.

Приміщення з дільницею відноситься до класу приміщення підвищеної електробезпеки, так як на дільниці є струмопровідні заземлені частини обладнання які можуть проводити струм. Тому все електрообладнання повинно відповідати правилам пристроїв електроустановок [ПУЄ], а його експлуатація – правилам технічної експлуатації електроустановок споживачів та правилам техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів.

Технічні способи та засоби забезпечення електробезпеки в відповідальності з ГОСТ 12.1.019-79² розділенні на дві групи:

- ті що забезпечують захист при випадковому доторканні до струмопровідних частин;
- ті що захищають від ураження струмом при доторканні до металічних не струмопровідних частин які можуть опинитися під напругою в результаті пошкодження ізоляції.

На дільниці застосовується трифазна чотирьохпровідна електромережа з заземленою нейтраллю. Для попередження ураження електричним струмом все обладнання повинно бути заземлене. Стан заземлення перевіряють не рідше одного разу в квартал.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електроустановки, електрообладнання та проводку дозволяється ремонтувати тільки після відключення їх від мережі. Перед початком робіт робітник повинен одягнути спеціальний одяг – костюм, черевики та головний убор.

Верстати, робота на яких приводить до утворення осколків, стружки або іскри, обладнуються зручними в експлуатації запобіжними засобами з дуже міцним склом; або іншим прозорим матеріалом.

4.3. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Для усунення шкідливої дії небезпечних факторів при проведенні технологічного процесу і створення в робочій зоні здорового повітряного середовища. Необхідно:

- дільницю розміщувати на першому поверсі;
- при експлуатації на дільниці декількох установок необхідно кожен з них відгородити, що запобігти додаванню небезпечних факторів.
- площа не зайнята обладнанням, повинна бути не менше 10 м², висота приміщення від рівня підлоги до стелі не менше 3,5 м;
- підлога повинна бути незгораєма з малою теплопровідністю, стійкою до механічних та хімічних дій, не слизькою;
- швидкість руху повітря в робочій зоні не менше 1,3 м/с. З допомогою місцевих відсмоктувачів з витяжної шафи видаляється до 90% шкідливих речовин, іншими – не більше 15%. Якщо шкідливі речовини не розбавляються до гранично допустимої концентрації з допомогою організованої вентиляції, то для захисту органів дихання рекомендується використовувати респіратори.

В цеху є доріжка 4,5 м для проїзду електрокари.

Площа виробничого приміщення на одного робітника повинна бути не менше 4,5м².

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3.1 Мікроклімат

В доповнення до місцевої вентиляції повинна бути встановлена загальнообмінна вентиляція, що забезпечує рівномірне розподілення повітря по всьому приміщенню зі швидкістю не більше 0,3 м/с. Дільниця відноситься до приміщень з незначними надлишками явного тепла 20 ккал/м³ год. і менше. Отже, категорія робіт II б. робоче місце постійне [16, 17].

Таблиця. 4.1 – Дійсні та допустимі значення мікроклімату.

Період року	Категорія робіт	Температура		Вологість		Шв. руху повітря	
		дійсна	допуст.	дійсна	допуст.	дійсна	допуст.
Холодний	II б	15-19	15-21	60-75	75	0,2-0,4	0,4
Теплий	II б	20-25	16-27	60-75	70	0,2-0,4	0,2-0,5

Таблиця. 4.2 – Концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони

Концентрація шкідливих речовин мг/м		
Оксид азоту	Озон	Тверда фаза
2,74±0,18	0,76±0,026	0,7

Гранична допустимі концентрації шкідливих газів, парів та пилу в повітрі робочих зон приведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Концентрація шкідливих газів, парів та пилу у повітрі

Забруднюючі речовини	Концентрація		
	допустимі	неблагоприємні	недопустимі
Мг/л	-	0,1-0,3	більше 0,3
Аерозолі, мг/м ³	900,3	0,2-0,3	більше 0,3
Пил, мг/м ³	905	5-10	більше 10
CO ₂ , %	до 0,17	0,17-10	більше 10
CO, мг/л	0,02	0,02-0,03	0,03

4.3.2 Освітлення

На ділянці необхідно передбачити природне (бокове) та штучне освітлення. При боковому освітленні коефіцієнт природного освітлення повинен бути не менше 1,5%. Штучне освітлення повинно складати 400-500 лк.

Таблиця 4.4 – Значення кількісних показників освітлення.

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнення	Розряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення	Характеристика фону	Штучне Освітлення	Природне освітлення
					Лк	КЕО, %
						Бічне
Тонка робота	0,5-1	IVo	Великий	Світлий	500	1,5

Штучне освітлення проводиться світильниками з лампами розжарення. Вони забезпечують усунення сліпучої дії джерела світла. Освітленість проходів в виробничому приміщенні повинна складати – 75 Лк. Світильники місцевого освітлення живляться від мережі напругою 36 В, загального 220 В. Всі світильники повинні мати заземлення і бути герметичними по ступені захисту IP65[17].

Розрахунок природного освітлення на ділянці.

На ділянці передбачено бокове двохстороннє освітлення. Попередній розрахунок площі світлових прорізів: при боковому освітленні

$$S_0 = \frac{l_i \cdot \hat{E}_c \cdot \eta_0 \cdot \hat{E}_d}{100 \cdot \tau_0 \cdot \tau_1} \cdot S_n$$

Визначаємо групу приміщення за задачами зорової роботи. Дільниця відноситься до IV групи приміщень.

Визначаємо нормативне значення КПО при боковому освітленні. Місто Вінниця розташоване на 48° північної широти, тобто знаходиться у IV поясі світлового клімату

Нормативний коефіцієнт (КПО для III світлового поясу при боковому освітленні) $l^{III} = 1,2\%$

Визначаємо КПО для IV світлового поясу:

$$l_i^{2V} = l_i^{222} \cdot m \cdot c = 1,2 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 0,8\%$$

Коефіцієнт світлового клімату для IV поясу дорівнює $m = 0,9$. У зв'язку з тим що м. Вінниця розташоване південніше 50° північної широти, а вікна орієнтовані на 290° за азимутом і знаходяться у зовнішніх стінах будівлі, коефіцієнт сонячності клімату дорівнює $l = 0,75$.

K_3 – коефіцієнт запасу приймаємо, для приміщень що містять від 1 до 5мг/м пилю, диму, кіптяви,

η_0 – світлова характеристика вікон. Відношення довжини приміщення до його глибини $l_n B = 24/18 = 1,3$. Висота приміщення від рівня робочої поверхні до верха вікна $h_1 = 3,5$ м. Відношення глибини приміщення до цієї висоти $B/h_1 = 18/3,5 = 5$. Інтерполюючи знаходимо $\eta_0 = 21,4$.

Знаходимо значення коефіцієнта K_6 , що враховує затінення вікон протистоячими будівлями. Так як протистоячих будівель немає $K_6 = 1$.

Визначаємо загальний коефіцієнт світлопропускання τ_0 , знаходимо, що для віконного листового подвійного скла $\tau_1 = 0,8$. Для металевих переплетень у промислових будівлях $\tau_2 = 0,8$. При боковому освітленні коефіцієнт $\tau_3 = 1,0$, а при відсутності сонцезахисного обладнання $\tau_{04} = \tau_5 = 1$.

Тоді загальний коефіцієнт світлопропускання:

$$\tau_0 = \tau_0 \cdot \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdot \tau_4 \cdot \tau_5 = 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,64.$$

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо середньозважений коефіцієнт відбиття $\rho_{сер}$ стелі, стін і підлоги приміщення. У приміщенні стіни світло-зеленого кольору $P_3 = 0,33$, стеля білого $P_2 = 0,7$.

Площа стелі і підлоги приміщення

$$S_2 = S_3 = L_n \cdot B = 24 \cdot 18 = 432 \text{ м}^2.$$

Тоді середньозважений коефіцієнт відбиття

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{P_1 S_1 + P_2 S_2 + P_3 S_3}{S_1 + S_2 + S_3} = \frac{0,4 \cdot 672 + 0,7 \cdot 432 + 0,33 \cdot 432}{672 + 432 + 432} = 0,4$$

Знаходимо коефіцієнт τ_1 , який враховує підвищення КПО за рахунок світла відбитого від поверхонь приміщення і підстиляючого шару. При значеннях

$$P_{cp} = 0,5; \quad B/h_1 = 0,72; \quad l/B = 9/18 = 0,5; \quad l_n/B = 1,3; \quad \tau_1 = 1,45$$

Визначимо розрахункову площу світлових прорізів

$$S_0 = \frac{0,6 \cdot 1,3 \cdot 21,4 \cdot 1,0 \cdot 432}{100 \cdot 0,64 \cdot 1,45} = 103,4 \text{ м}^2$$

Приймаємо площу світлових прорізів 103 м^2 . Кількість вікон 8 розмірами $3000 \times 4300 \text{ мм}$.

Проводимо перевірочний розрахунок КПО. КПО при боковому освітленні.

$$l_p^\delta = \delta_3 \cdot q \cdot \tau_1 \cdot \tau_0 / K_3,$$

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розраховуємо геометричний КПО приміщення: коефіцієнт q що враховує нерівномірну яскравість хмарного неба $q = 0,69$.

Через точку C_1 і середину вікна на вертикальному розрізі приміщення і через розрахункову точку А проводимо промінь і визначаємо кутову висоту середини вікна над робочою поверхнею, яка складає $\alpha = 18$ отже $q = 0,69$.

Для визначення геометричного КПО знаходимо розрахункову точку яка при боковому двохсторонньому освітленні знаходиться посередині приміщення, а умовна робоча поверхня на висоті 0,8м. від підлоги.

Визначаємо кількість променів n_2 , які проходять по ширині вікон.
Визначаємо розрахунковий КПО приміщення

$$I_p^{\delta} = 7,3 \cdot 0,69 \cdot 0,64 / 13 = 3,5\%$$

Оскільки – нормативний КПО для ділянки дорівнює $I_H^{IV} = 0,8\%$ тобто значно менше розрахункового, то площа світлових прорізів задовільна. Встановлені розрахунком розміри прорізів допускається змінювати на +5, -10%.

4.3.3 Шум, вібрація

В зв'язку з значним шумом який виникає, діляницю необхідно розміщувати в ізольованому приміщенні. При розміщенні діляниці в цеху в окремій кабіні стіни необхідно облицьовувати звуопоглинаючими матеріалами з коефіцієнтом звукопоглинання не нижче 0,7 [19].

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Таблиця 4.5 – Рівні звукового тиску на ділянці відновлення

Робочі місця	Рівні звукового тиску в Дб у октавних смугах із середньгеометричними частинами Гц									Еквівалентний рівень звуку Дб (А)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	80
Виконання всіх видів робіт на постійних місцях у виробничих підприємствах.	107	95	87	82	78	75	73	71	69	

Вібрації знижуються при використанні амортизаторів, змащувальних матеріалів та реактивних гасників пульсації. Особливе значення в боротьбі з вібрацією мають фундаменти виробничих будівель, а також фундаменти під устаткування [20]. На робітників може діяти локальна і загальна вібрація. Локальна передається через руки, загальна через підшви ніг. Загальна вібрація категорії "а", критерій оцінки – границя зниження продуктивності. Нормування вібрацій приведено в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Нормування вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дій	Нормативні коректовані по частоті та еквівалентні значення			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			a_n м/с ²	La_n Дб	$V_n \cdot 10^{-2}$ м/с	Lv_n Дб
Локальна		X_n, Y_n, Z_n	2,0	125	2,0	112
Загальна	3 типа		0,1	100	0,2	90

4.4. Технічні рішення з пожежної безпеки

Дільниця відноситься до категорії Г-за пожежною небезпекою. До цієї категорії відносяться виробництва, зв'язані з обробкою неспалимих речовин і матеріалів у гарячому, розжареному або розплавленому стані, який супроводжується виділенням променистого тепла, іскор і полум'я, а також виробництва, зв'язані із спалюванням твердого, рідкого й газоподібного палива [21, 22, 23, 24].

Ступінь вогнестійкості будівлі II-це будівлі з несучими та огорожувальними конструкціями з природних та штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових і плиткових матеріалів.

При проведенні робіт на дільниці забороняється: користуватися несправною апаратурою; працювати в приміщеннях де застосовуються або зберігаються легкозаймисті матеріали та рідини; прокладати струмоведучі зварювальні проводи разом із газозварювальними шлангами та трубопроводами; зберігати у зварювальних кабінах одяг і рукавиці з слідами мастила, бензину, газу.

На кожному небезпечному об'єкті мають бути всі засоби для швидкого виклику пожежної охорони. На особливо важливих і небезпечних щодо пожежі об'єктах рекомендується налагодити прямий телефонний зв'язок з пожежною командою. Справність усіх видів пожежного зв'язку та сигналізації систематично контролюється.

Дільниця повинна бути обладнана системою пожежного водопостачання.

До основних апаратів для гасіння пожеж належать ручні вогнегасники, пересувні піногони, піногенератори, ручні пожежні насоси, мотопомпи, автоцистерни і автонасоси.

Рунними вогнегасниками гасять пожежі, які не встигли поширитися. До них належать пінні вогнегасники ОП-1; ОГТ-3; ОП-5.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дільниця обладнується також пожежними щитами.

Допустимі відстані від найвіддаленіших робочих місць до виходів назовні в залежності від категорії виробництв і ступені вогнестійкості приміщення-60 м (II ступінь вогнестійкості).

Необхідна сумарна ширина дверей або проходів на шляхах евакуації повинна бути забезпечена з розрахунку не менше 125 чол. на 1 м ширини для одноповерхових будівель. Ширина коридорів у виробничих та допоміжних приміщеннях має бути не менше 1,4 м, а ширина дверей – не менше 0,8 м.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано конструкцію приводу укладального конвеєра базової машини і відзначено, що вона характеризується значною кількістю складальних одиниць, громіздкістю та великою металоємкістю, що впливає на надійність роботи конвеєра та його вартість.

2. Розглянуто кінематичні схеми приводів конвеєрів і зазначено, що для забезпечення компактності та зменшення габаритів приводу слід застосовувати вмонтований гідравлічний привід для укладального конвеєра.

3. Проаналізовано конструктивні схеми вмонтованих гідравлічних приводів конвеєрів і зроблено висновок про необхідність розробки нового приводу з максимально зменшеними габаритами розміщеного всередині барабана приводу. Обґрунтовано вибір типу передач розроблюваного приводу на основі порівняльного аналізу передач, що використовуються в вмонтованих та інших типах приводів.

4. На підставі аналізу енергетичних, економічних та конструктивних параметрів передач зроблено висновок про доцільність застосування гідравлічного вмонтованого приводу з триступеневим передавальним механізмом, що дозволяє максимально зменшити габарити розміщеного всередині барабана приводу.

5. Виконані проєктні та перевірочні розрахунки циліндричних та цівкової епіциклоїдної передач, що дало змогу виконати конструювання передавального механізму та вмонтованого приводу. Спроектовано конструкцію вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника.

6. Розроблено заходи щодо охорони праці на ділянці виготовлення обладнання.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Загальні технології харчових виробництв : підручник / В. А. Домарецький та ін. Київ : Університет харчових технологій, 2019. 814 с.
2. Зберігання і переробка продукції рослинництва : навч. посібник / Г.І. Подпрятков, Л. Ф. Скалецька, А. М. Сеньков, В. С. Хилевич. – К.: Мета, 2002. – 495 с.
3. Сучасні технології та обладнання бурякоцукрового виробництва / В. О. Штангеев та ін. Київ : Цукор України, 2003. 352 с.
4. Буртоукладач комплекс 65М263К
<https://www.kmbp.com.ua/produksiya/rishennia-dlia-tsukrovoi-promyslovosti/burtoukladach-kompleks-65m2b3k>
5. Гідрофікація транспортних засобів буртоукладальних машин / Поліщук Л.К., Іскович-Лотоцький Р.Д., Коцюбівський Р.П. // Вібрації в техніці і технологіях. – 2002 - №5(26) – С.
6. Поліщук Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження: монографія / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер. – Вінниця.: ВНТУ, – 2010. – 184 с.
7. Пат. США 3532208, МКІ в 65 23/08,13/06 – т.843, №1, 1970.
8. Carnegie W, Tomas J. The effects of shear deformation and rotary inertia on the lateral frequencies of cantilever beams in bending// Pap.ASME, 1979 №VIB-79 . p.12
9. А. С. 1181956 СРСР МКІ⁴ в 65 23/08. Мотор-барабан конвеєра/Пономарчук А.Ф., Новіков Е.Е., Коц І.В., Поліщук Л. К. і др. – 3735259/27-03; заявлено 29.04.84; опубл. 30.09.85. Бюл. №36 //Відкриття.Винаходи. – 1985. - №36. – С.48.
10. А. С. 1181957 СРСР МКІ⁴ в 65 23/08. Мотор-барабан /Пономарчук А.Ф., Новіков Е.Е., Коц І.В., Поліщук Л. К. і др. – 3735264/27-03; заявлено 29.04.84; опубл. 20.09.85. Бюл. №36 //Відкриття.Винаходи. – 1985. - №36. – С.48.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Поліщук Л.К. Динаміка вмонтованого гідроприводу конвеєрів мобільних машин: монографія / Л.К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018.– 240 с.

12. Пат. 24968 України. МПК⁸ B65 G23/00 Гідравлічний мотор – барабан / Поліщук Л.К., Адлер О.О.//заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200507036; заявл. 15.07.2005; опубл. 16.01.2006. Бюл. №1.

13. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин / В. Т. Павлище: Підруч. – [2-е вид. перероб.] – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

14. Бондарєв В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П. та ін. Підйомно-транспортні машини: розрахунки підйимальних і транспортувальних машин: Підручник. — К.: Вища шк., 2009. — 734 с. нова редакція

15. Пат. 24968 України. МПК⁸ B65 G23/00 Гідравлічний мотор – барабан / Поліщук Л.К., Адлер О.О.//заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200507036; заявл. 15.07.2005; опубл. 16.01.2006. Бюл. №1.

16.ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. URL: <http://mozdocs.kiev.ua/vie>.

17.ДБНВ.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. К.: Мінрегіонбуд України, 2013.

18.ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885

19.ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.

20.ДСН 3.3.6.039-99 Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації.

21.ДСТУ 2272:2006 Пожежна безпека. Терміни та визначення основних понять. URL: https://ammokote.com/wpcontent/uploads/2020/08/DSTU_2272_2006.pdf.

22.ДСТУ 8828:2019 Пожежна безпека. Загальні положення. URL: <https://dwg.ru/dnl/15125>.

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

23.ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги. URL: http://www.poliplast.ua/doc/dbn_v.

24.ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпек. URL: https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_1_1_36/5-1-0-1759

					08-62.БКП.08.00.000 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

Додаток А
(обов'язковий)

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
«РОЗРОБКА ПРИВОДУ ТРАНСПОРТЕРА ВІДВАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ
БУРТОУКЛАДАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ»

Вінницький національний технічний університет

Затверджую
Завідувач кафедри ГМ
д.т.н., доц. Поліщук Л. К.
«__» _____ 2025р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
на бакалаврський кваліфікаційний проєкт
Розробка приводу транспортера відвальної частини буртоукладального
комплексу
08-62.БКП.008.00.000 ПЗ

Керівник роботи:
д.т.н., завідувач кафедри ГМ
Поліщук Л.К.
Розробив: ст. гр. 1ГМ-216
Василенко Є. М.

м. Вінниця 2025 р.

1 Найменування та область застосування

Розробка застосовується в мобільних машинах, оснащених стрічковими конвеєрами, що улаштовані на стріловій конструкції.

2 Підстава для розробки

Підставою для розробки є наказ № 97 від 20.03. 2025 р. по ВНТУ про затвердження тем бакалаврських кваліфікаційних робіт, виданий навчальним відділом на основі подання кафедри ГМ.

3 Мета призначення розробки

Метою бакалаврського дипломного проєкту є підвищення техніко-економічних показників укладального конвеєру мобільного комплексу машин за рахунок застосування розробленої конструкції вмонтованого гідравлічного приводу який характеризується покращеними показниками металомісткості, питомої потужності та можливість регулювання силових та кінематичних параметрів.

4 Джерела розробки

Розробка виконується на основі вивчення патентних та науково-технічних матеріалів відомих конструкцій. Виявлені відомі конструкції приводних механізмів у наступних літературних джерелах:

1. Сучасні технології та обладнання бурякоцукрового виробництва / В. О. Штангеев та ін. Київ : Цукор України, 2003. 352 с.

2. Буртоукладач комплекс 65М263К
<https://www.kmbp.com.ua/produktsiya/rishennia-dlia-tsukrovoi-promyslovosti/burtoukladach-kompleks-65m2b3k>

3. Гідрофікація транспортних засобів буртоукладальних машин / Поліщук Л.К., Іскович-Лотоцький Р.Д., Коцюбівський Р.П. // Вібрації в техніці і технологіях. – 2002 - №5(26) – С.

4. Поліщук Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження: монографія / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер. – Вінниця.: ВНТУ, – 2010. – 184 с.

5. Пат. США 3532208, МКІ в 65 23/08,13/06 – т.843, №1, 1970.

6. Carnegie W, Tomas J. The effects of shear deformation and rotary inertia on the lateral frequencies of cantilever beams in bending// Pap.ASME, 1979 №VIB-79 . p.12

7. А. С. 1181956 СРСР МКІ⁴ в 65 23/08. Мотор-барабан конвеєра/Пономарчук А.Ф., Новіков Е.Е., Коц І.В., Поліщук Л. К. і др. – 3735259/27-03; заявлено 29.04.84; опубл. 30.09.85. Бюл. №36 //Відкриття.Винаходи. – 1985. - №36. – С.48.

8. А. С. 1181957 СРСР МКІ⁴ в 65 23/08. Мотор-барабан /Пономарчук А.Ф., Новіков Е.Е., Коц І.В., Поліщук Л. К. і др. – 3735264/27-03; заявлено 29.04.84; опубл. 20.09.85. Бюл. №36 //Відкриття.Винаходи. – 1985. - №36. – С.48.

9. Поліщук Л.К. Динаміка вмонтованого гідропроводу конвеєрів мобільних машин: монографія / Л.К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018.– 240 с.

10. Пат. 24968 України. МПК⁸ В65 G23/00 Гідравлічний мотор – барабан / Поліщук Л.К., Адлер О.О.//заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200507036; заявл. 15.07.2005; опубл. 16.01.2006. Бюл. №1.

11. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин / В. Т. Павлище: Підруч. – [2-е вид. перероб.] – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

5. Технічні вимоги

5.1. Склад продукції і вимоги до конструктивної будови.

5.1.1. Пристрій повинен складатися з таких елементів: гідромотор, Передавальний механізм, несівна опорна конструкція.

5.1.2. Габаритні розміри, мм

Довжина

ширина	260
висота	350

5.1.3. Кріплення вузла – швидкоз’ємне та жорстке.

5.1.4. Вузол повинен бути доступним до обслуговування та мати систему фіксації

5.2. Показники призначення:

1. Потужність на тихохідному валу, кВт	14,76
2. Крутний момент на тихохідному валу, Нм	952,3
3. Частота обертання швидкохідного вала, хв. ₋₁	1500

5.3. Пристрій повинен задовольняти таким показникам надійності:

Пристрій повинен бути розрахований на ресурс 20000 годин роботи.

5.4. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

При розробці пристрою необхідно по можливості максимально використовувати стандартні вироби та уніфіковані деталі для різних вузлів.

6. Стадії і етапи розробки

Аналіз відомих технічних рішень	05.05.2025	20.05.2025
Розробка конструктивної схеми гідравлічного приводу транспортера відвальної частини буртоукладального комплексу	06.05.2025	24.05.2025
Проектування вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра	27.05.2025	05.06.2025
Розробка заходів щодо забезпечення охорони праці	06.05.2025	24.05.2025
Оформлення текстової та графічної частини проекту	12.05.2025	06.06.2025
Перевірка на плагіат	06.06.2025	09.06.2025
Нормоконтроль БКП	10.06.2025	10.06.2025
Рецензування	11.06.2025	16.06.2025

Попередній захист	10.06.2025	
Захист БКП	За графіком кафедри	

7. Порядок контролю та прийому

Порядок контролю та прийому бакалаврського кваліфікаційного проєкту визначається етапами робіт, який наведено в індивідуальному завданні, що затверджується завідувачем кафедри ГМ та остаточного захисту перед ДЕК.

Корегування стадій та етапів виконання проєкту може проводитись при узгодженні з керівником проєкту.

Додаток Б
(обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА
«РОЗРОБКА ПРИВОДУ ТРАНСПОРТЕРА ВІДВАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ
БУРТОУКЛАДАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ»

АНАЛІЗ ІСНЮЮЧИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

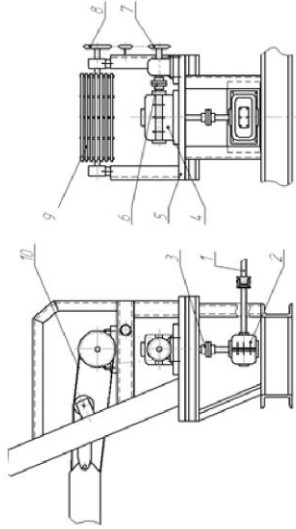


Рисунок 1. Привод укладального конвеєра буртукладальної машини К-65М2Б3-К

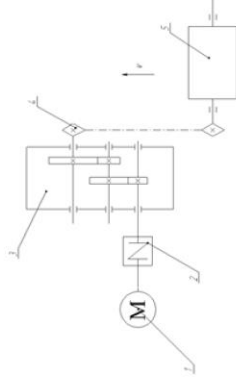


Рисунок 3. Кінематична схема з електромеханічним приводом

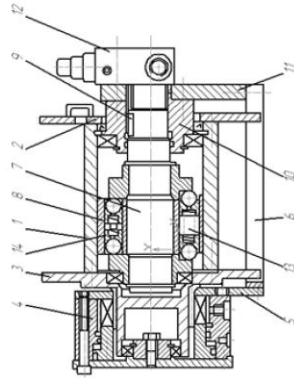


Рисунок 5. Конструктивна схема вмонтованого приводу форми "Рекорд"

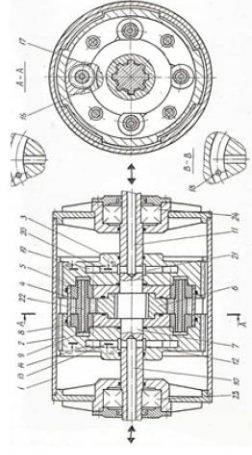


Рисунок 6. Конструктивна схема гідролічного вмонтованого приводу із спеціальним гідромотором ГМБ-1

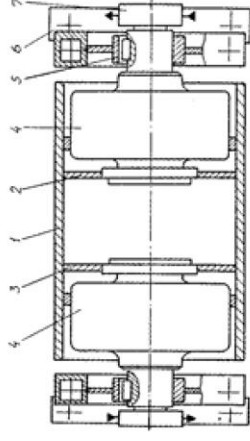


Рисунок 2. Гідролічний вмонтований привод з серійним гідромотором

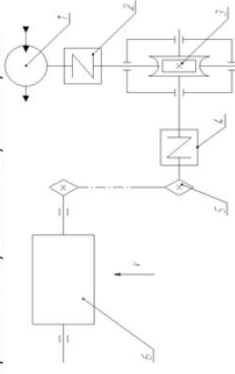


Рисунок 4. Гідромеханічна схема БУМ "Комплекс 65М2В"

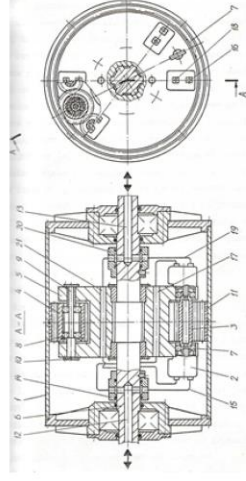


Рисунок 7. Конструктивна схема гідролічного вмонтованого приводу із спеціальним гідромотором ГМБ-2

Обґрунтування вибору типів механічних передач вмонтованого приводу

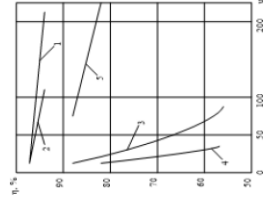


Рисунок 1. Залежність ККД основних типів передач від передатального числа

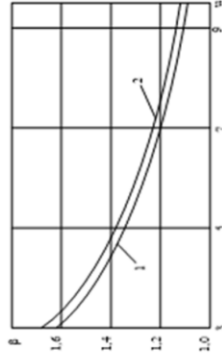


Рисунок 2. Відношення габаритних розмірів одноступінчасті і рядові і планетарні 1 типу передач одноквадрат несучої здатності в залежності від передатального числа

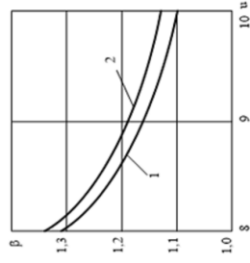


Рисунок 4. Відношення габаритних розмірів циліндрової і планетарного типу 1 передач одноквадрат несучої здатності в залежності від передатального числа

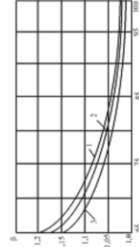


Рисунок 7. Відношення габаритних розмірів хвильової і черв'ячної передач

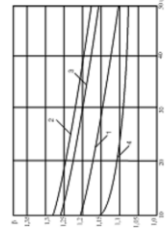


Рисунок 5. Відношення габаритних розмірів відокремлюваної ступінчної та черв'ячної передач

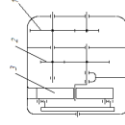


Рисунок 8. Кінематична схема редуктора

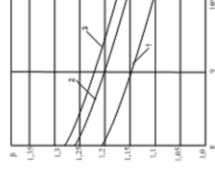


Рисунок 3. Відношення габаритних розмірів циліндрової одноступінчасті та черв'ячної передач

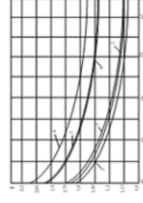


Рисунок 6. Відношення габаритних розмірів хвильової і черв'ячної передач

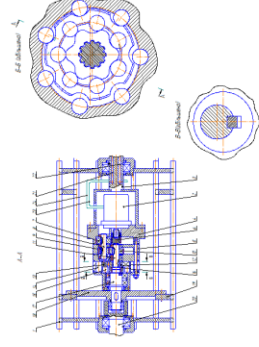
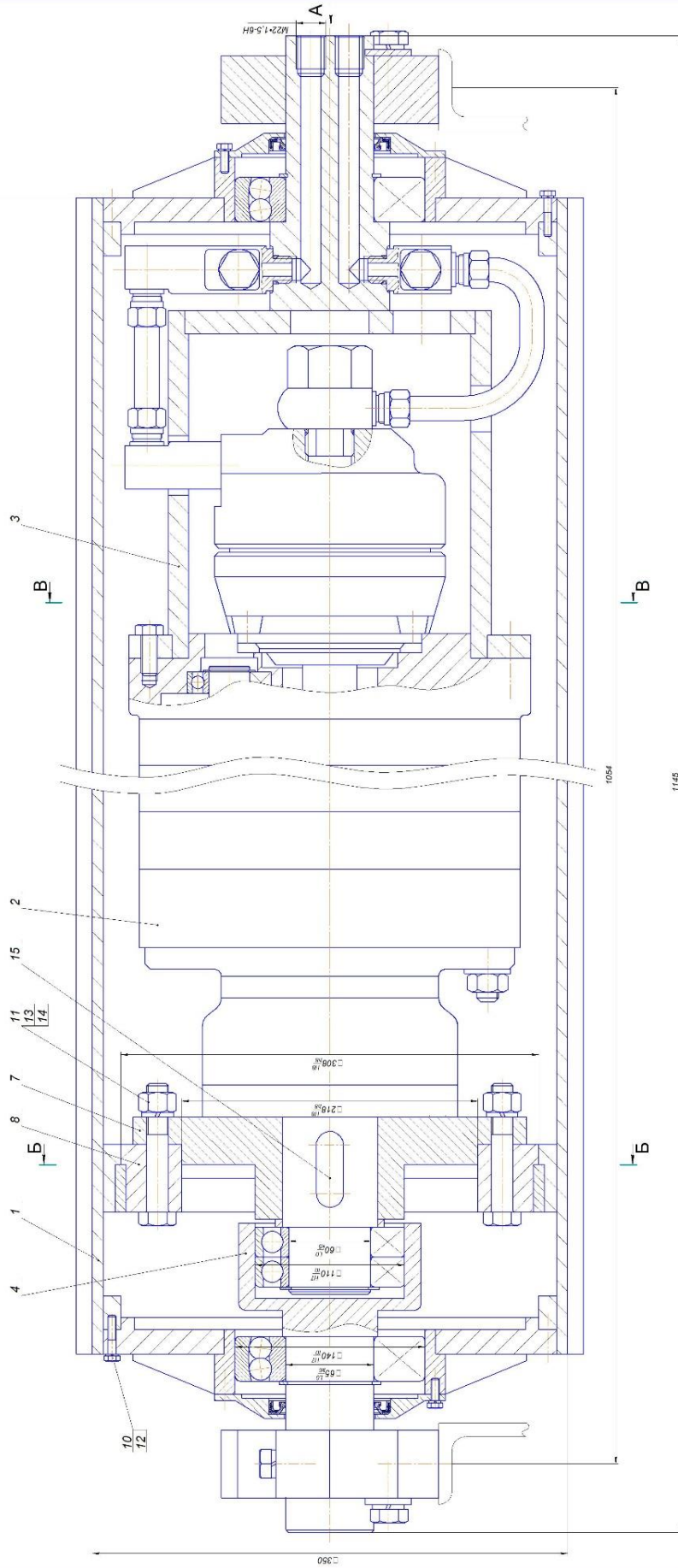


Рисунок 9. Конструкція гідравлічного вмонтованого приводу з триступіневим редуктором укладального конфєра

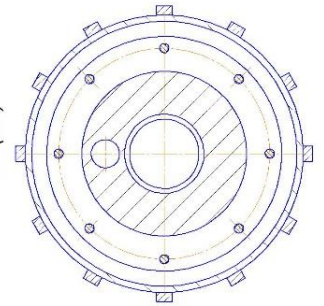
Додаток В
(обов'язковий)

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА
«РОЗРОБКА ПРИВОДУ ТРАНСПОРТЕРА ВІДВАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ
БУРТОУКЛАДАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ»

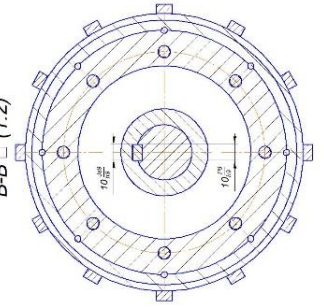
804



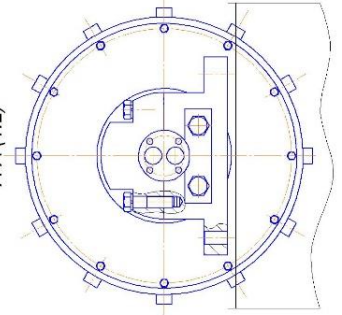
B-B (1:2)



B-B (1:2)



A-A (1:2)



1. Потужність на тихохідному валу, кВт 14,76
2. Крутий момент на тихохідному валу, Нм 952,3
3. Частота обертання швидкохідного вала, хв⁻¹ 1500

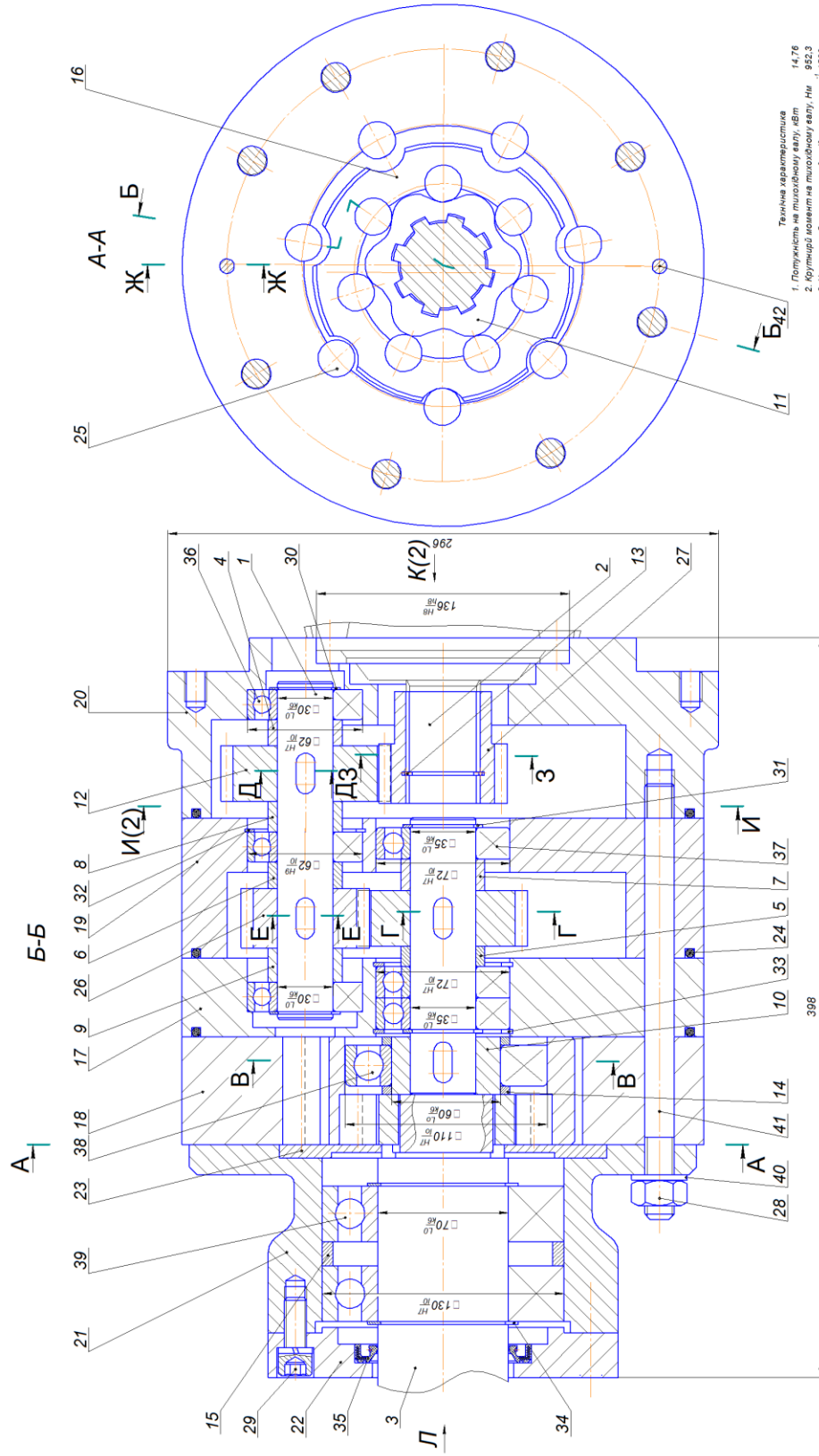
08-62.5КП7.08.00.000СК

1			
---	--	--	--

[illegible]

ВВЕДЕНИЕ

493



Технічна характеристика

1. Потужність на тихійому валу, кВт	14,76
2. Крутнярий момент на тихійому валу, Нм	952,3
3. Частота обертання шийохідного валу, хс ⁻¹	1500
4. Передатне число	10

Технічні вимоги

1. Загори в зачепленні і пляма контакту за ступенню точності 8-8-BB ГОСТ 1643-81
2. Рефуктор об'єкти без навантаження протягом двох годин
3. Складання, приймання фарбування і консервація рефуктора проводиться згідно з загосбюльними технічними умовами

[illegible]

Додаток Г
(обов'язковий)

СПЕЦИФІКАЦІЇ
«РОЗРОБКА ПРИВОДУ ТРАНСПОРТЕРА ВІДВАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ
БУРТОУКЛАДАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ»

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №					<u>Документация</u>		
	A1			08-62.БКП.08.00.000СК	Складальне креслення		
					<u>Деталі</u>		
		1	08-62.БКП.08.00.001	Вал	1		
		2	08-62.БКП.08.00.002	Ведучий вал	1		
		3	08-62.БКП.08.00.003	Тихохідний вал	1		
		4	08-62.БКП.08.00.004	Втулка	1		
		5	08-62.БКП.08.00.005	Втулка	1		
		6	08-62.БКП.08.00.006	Втулка	1		
		7	08-62.БКП.08.00.007	Втулка	1		
		8	08-62.БКП.08.00.008	Втулка	1		
		9	08-62.БКП.08.00.009	Втулка	1		
		10	08-62.БКП.08.00.010	Ексцентрик	1		
		11	08-62.БКП.08.00.011	Зірка	1		
		12	08-62.БКП.08.00.012	Зубчасте колесо	2		
		13	08-62.БКП.08.00.013	Кільце	1		
		14	08-62.БКП.08.00.014	Кільце	2		
		15	08-62.БКП.08.00.015	Кільце	1		
		16	08-62.БКП.08.00.016	Колесо	1		
		17	08-62.БКП.08.00.017	Корпус	1		
		18	08-62.БКП.08.00.018	Корпус	1		
		19	08-62.БКП.08.00.019	Корпус	1		
	20	08-62.БКП.08.00.020	Корпус	1			
	21	08-62.БКП.08.00.021	Корпус	1			
	22	08-62.БКП.08.00.022	Кришка	1			
Ине. № подл.				08-62.БКП.08.00.000			
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разраб.	Василенко Є. М.					
	Пров.	Поліщук Л.К.					
	Н.контр.	Шенфельд В. Й.					
Ине. № подл.	Утв.	Поліщук Л.К.					
						Лит. Лист Листов 1 2	
Передавальний механізм ст. гр. 1ГМ-216							

Копировал

Формат А4

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №					<u>Документація</u>			
	A0			08-62.БКП.08.00.000СК	Складальне креслення			
					<u>Складальні одиниці</u>			
	A4	1	08-62.БКП.08.00.001	Барабан	1			
	A4	2	08-62.БКП.08.00.002	Передавальний механізм	1			
	A4	3	08-62.БКП.08.00.003	Напіввісь права	1			
	A4	4	08-62.БКП.08.00.004	Напіввісь ліва	1			
	A4				1			
Ине. № подл. Подп. и дата					<u>Деталі</u>			
	A2	7	08-62.БКП.08.00.001	Привідний диск	1			
	A2	8	08-62.БКП.08.00.002	Кільце опорне	1			
	A3							
	A3				<u>Стандартні вироби</u>			
	A3							
	A4				Болти ГОСТ 7798-70			
	A4	10		M10x1,5x30	16			
	A3	11		M16x1,5x45	8			
	A4	12		Гайка M16x1,5	8			
	A4			Шайби СТ СЭВ280-76				
	A4	13		10 65Г	16			
	A4	14		16 65Г	8			
	A3	15		Шпонка ГОСТ 23360-78	1			
				14x9x35				
Ине. № подл. Подп. и дата					08-62.БКП.08.00.000			
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
	Разраб.	Василенко Є.М.						
	Пров.	Поліщук Л.К.						
Ине. № подл. Подп. и дата								
	Н.контр.	Шенфельд В.И.						
	Утв.	Поліщук Л.К.						
					Приводний механізм	Лит.	Лист	Листов
							1	2

Копировал
Формат А4

Додаток Д
(обов'язковий)

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ БАКАЛАВРСЬКОГО ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ
НА ПЛАГІАТ
«РОЗРОБКА ПРИВОДУ ТРАНСПОРТЕРА ВІДВАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ
БУРТОУКЛАДАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ»

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Привід транспортера відвальної частини буртоукладального комплексу

Тип роботи: бакалаврська кваліфікаційна робота

Підрозділ: кафедра галузевого машинобудування, ФМТ, гр. 1ГМ-216
(кафедра, факультет, навчальна група)

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі
системою StrikePlagiarism 19 %

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

- ☒ Запозичення, виявлені у роботі, є законними і не містять ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийняти до захисту
- ☐ У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання.
- ☐ У роботі виявлено ознаки плагіату та/або текстових маніпуляцій як спроб укриття плагіату, фабрикації, фальсифікації, що суперечить вимогам законодавства та нормам академічної доброчесності. Робота до захисту не приймається.

Експертна комісія:

Поліщук Л.К., зав. кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)

Л.К. Поліщук
(підпис)

Шенфельд В.Й., доцент кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)

В.Й. Шенфельд
(підпис)

Особа, відповідальна за перевірку [підпис]
(підпис)

Шенфельд В.Й.
(прізвище, ініціали)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

Керівник Л.К. Поліщук Поліщук Л.К., зав. кафедри ГМ
(підпис) (прізвище, ініціали, посада)

Здобувач В.М. Василенко Василенко Є.М.
(підпис) (прізвище, ініціали)