

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

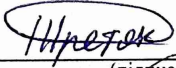
Факультет «Транспортна інженерія»
(назва факультету)

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»
(повна назва кафедри)

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

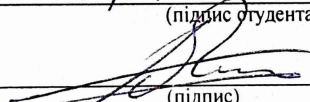
на тему: Модернізація приводу ковшового елеватора
за освітньою програмою «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні,
меліоративні машини і обладнання»
зі спеціальності: 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ПМ1811


(підпис студента)

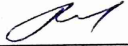
/ Максим ТРЕТЯК /
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:


(підпис)

/ Павло АНОФРІЄВ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

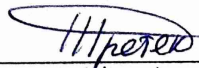
Нормоконтролер:


(підпис)

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

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

Студент


(підпис)

Дніпро – 2022

Український державний університет науки і технологій

Факультет транспортної інженерії кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

Спеціальність «Галузеве машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри

_____ (підпис)

” _____ ” _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

до бакалаврської кваліфікаційної роботи на здобуття ОКР «бакалавр»

студента групи ПМ1811

(номер групи)

Третяк Максим Олександрович

(прізвище, ім'я та по батькові)

1. Тема бакалаврської роботи: «Модернізація приводу ковшового елеватора»

Затверджена наказом по університету № 16 ст від ” 10 ” листопада _____ 2021 р.

2. Термін подання студентом закінченої роботи 01.06.2022 р.

3. Вихідні дані до бакалаврської роботи:

тягове зусилля ланцюга $F = 2,8$ кН; швидкість стрічки $v = 1,2 \dots 1,7$ м/с; діаметр барабана $D = 300$ мм; кут нахилу ланцюгової передачі 45° .

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань до розробки) Вступ. 1. Огляд і аналіз існуючих конструкцій ківшевих елеваторів 2. Розрахунок приводу ківшевого елеватора. Загальні висновки та рекомендації.

5. Перелік креслень (демонстраційного матеріалу) 1) Огляд існуючих конструкцій ківшевих елеваторів 2) Загальний вигляд ківшевого елеватора. 3) Привідна станція ківшевого елеватора 4) Двоступенева коробка швидкостей. 5) Деталювання

6. Розділи та консультанти

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва розділів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання розділів проекту (роботи)	Примітка
	Вступ.		
1	Огляд і аналіз існуючих конструкцій ківшевих елеваторів.	10.04.2022	виконано
2	Розрахунок приводу ківшевого елеватора	10.05.2022	виконано
	Загальні висновки та рекомендації.		
	Бібліографічний список.	01.06.2022	виконано

7. Дата видачі завдання 10 листопада 2021 року

Керівник завдання _____
(підпис)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В пояснювальній записці всього 56 сторінок

Найменування роботи: «Дослідження параметрів безпеки при експлуатації спецавтотранспорту для перевезення небезпечних наливних вантажів»

Ілюстрації: схем 4, рисунків 14

графіків 2, фотографій -

таблиць 6.

Ключові слова:

Ківшевий елеватор, привід, коробка швидкостей, зубчасте колесо, електродвигун.

Текст реферату:

Запропонована модернізація ківшевого елеватора шляхом заміщення редуктора двоступеневою коробкою швидкостей.

Актуальність впровадження запропонованої коробки швидкостей ґрунтується на простоті її конструкції за рахунок використання при її конструюванні уніфікованих деталей.

З економічної точки зору витрати на розробку будуть очікувано низькими, оскільки вони безпосередньо пов'язані з технологічністю конструкції.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КІВШЕВИХ ЕЛЕВАТОРІВ	7
1.1 Деклараційний патент UA 132249	7
1.2 Деклараційний патент UA 102239	10
1.3 Деклараційний патент UA 130397	14
1.4 Деклараційний патент UA 9757	17
1.5 Деклараційний патент UA 49254	22
2 РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ КІВШЕВОГО ЕЛЕВАТОРА	25
2.1 Розрахунок силових і кінематичних параметрів приводу	26
2.2 Розрахунок ланцюгової передачі	29
2.3 Визначення основних параметрів стрічки	34
2.4 Геометричний розрахунок валів	40
2.5 Розрахунок реакцій і згинальних моментів на валах	44
2.6 Вибір підшипників	46
2.7 Розрахунок елементів корпусу коробки передач	48
2.8 Механізм перемикання передач	49
2.9 Вибір типу змащування	50
ВИСНОВКИ	52
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	53

					ДІТ.480000.205 ДППЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат				
Розроб.		Третяк			Модернізація приводу ковшового елеватора	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевірив		Анофрієв					4	56
						УДУНТ, гр.ПМ1811		
Н. контр.		Посмітюха						
Затв.		Ракша						

ВСТУП

Мета роботи – модернізація приводу ковшового елеватора. Привід складається з: електродвигуна, ланцюгової муфти, двоступеневої коробки швидкостей, ланцюгової передачі, барабану, ківша, стрічки елеватора, натяжного пристрою.

Ковшовий елеватор – машина безперервного транспорту для вертикального переміщення сипучих вантажів ковшами, укріпленими на гумовотканинній стрічці.

Ковшові елеватори призначені для підйому по вертикалі або крутому нахилу насипних вантажів, поличні і люлькові елеватори – для вертикального підйому штучних вантажів з проміжним вантаженням-розвантаженням. Ковшові елеватори, а поличні і люлькові – на підприємствах різних галузей промисловості, базах, в магазинах, а також на складах, зокрема у вигляді рухомих стелажів для зберігання і видачі виробів.

Конструкція елеватора включає тяговий орган (два ланцюги або стрічка), до яких прикріплені транспортної посудини. Нескінченний тяговий орган огинає укріплені на металоконструкції приводні і натяжні зірочки або барабани. Завантаження посудин елеватора здійснюється в його нижній частині — черевіку, в який вантаж подається живильником або по похилому лотку. Розвантажуються посудини при переході через верхньої зірочки або барабан. При цьому вантаж направляється в розвантажувальний патрубок і далі йде в бункер або інші транспортні засоби. Знаходять застосування збезводнюючі елеватори, в процесі підйому якими зволожених вантажів відбувається видалення води через отвори в ковшах.

Актуальність теми. У зв'язку з поширенням обсягів вантажно-розвантажувальних робіт при виконанні різних технологічних операцій с зерновими матеріалами або будівельними матеріалами збільшується попит на універсальні ківшеві елеватори. В процесі їх удосконалення, що до

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

стабільності роботи та надійності були досягнуті значні результати за рахунок використання нових типів приводу.

Однак до теперішнього часу проблемним залишається завдання дослідження найбільш ефективного варіанту приводу, від якого залежить продуктивність і сталість роботи. Цій проблемі присвячено значну кількість робіт.

Незважаючи на простоту питання, процес має складний динамічний характер, що залежить від конструктивно-кінематичних параметрів.

Мета роботи: розробка приводу ківшевого елеватора з приводом від електромотора та двоступеневою коробкою швидкостей.

Завдання роботи:

- виконати аналітичне дослідження патентних розробок у сфері модернізації ківшевих елеваторів;
- виконати розрахунок силових і кінематичних параметрів приводу;
- виконати розрахунок основних елементів двоступеневої коробки швидкостей;
- спроектувати елементи механічного приводу елеватора;
- вибрати муфти;
- вибрати систему змащення.

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КІВШЕВИХ ЕЛЕВАТОРІВ

1.1 Деклараційний патент UA 132249

Корисна модель [8] належить до обладнання зернопереробної галузі, зокрема до швидкохідних стрічкових зернових норій - елеваторів. При всіх перевагах таких норій: високій продуктивності, надійності, малих габаритах і порівняно незначній енергоємності, вони мають такий недолік, як значне травмування та пошкодження зерна, яке сягає 2...6 % від загальної кількості перевантаженого матеріалу. При цьому половина пошкоджень відбувається при черпанні зерна в башмаку внаслідок ударної дії ковшів та так званого зворотного сипу в башмак. Цей сип є наслідком високої швидкості ковшів, коли під дією значної відцентрової сили останній шар зерна притискується до поверхні передньої стінки ковша і не встигає вийти з ковша, зсипаючись зі значної висоти в башмак. Відомі елеватори, які мають сталеві холоднотягнуті ковші для транспортування сипких матеріалів. Недоліком таких ковшів є мала товщина сталевих листів (1...1,5 мм) і, як наслідок, мала товщина передньої кромки, яка значно менша за найменший розмір зерна пшениці та інших культур. До того ж кромка має гострі краї і при черпанні вона на великій швидкості наносить сильний удар, який подрібнює зерно, подальший значний питомий тиск на зерно викликає його подрібнення та травмування. Відомі пластикові ковші, у яких товщина торцевої кромки верхньої стінки значно більша (4...9 мм) ніж у сталевих, крім того вони менш жорсткі і, таким чином, завдають удар меншої сили і менш травмують зерно. Внаслідок меншого коефіцієнта тертя зерна по пластику розвантаження ковша проходить швидше ніж у сталевих, що зменшує зворотний сип. Недоліком пластикових ковшів є їх чутливість до низьких температур, при яких вони становляться крихкими, втрата міцності внаслідок хімічної та механічної деструкції, особливо в місцях кріплення. Крім цього досить швидко починається руйнування торцевої частини передньої стінки з утворенням кришки та дрібних часток, які не підлягають видаленню магнітним способом і попадають в харчові продукти

					ДПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

або комбікорм. Відомі елеватори, які мають жалюзійні ковші (з повздовжньою перегородкою), що застосовуються для покращення черпання на елеваторах із швидкістю руху стрічки 3,9...4,0 м/с. Нижня кромка передньої стінки підсилена накладкою з металевої стрічки, але, незважаючи на збільшену товщину, прямокутний профіль з гострими краями теж значно руйнує зерно, крім того збільшується опір черпанню. Відомі елеватори для зерна та продуктів його переробки, у яких передня кромка ковшів підсилюється відбортовкою торцевої частини, одночасно збільшуючи товщину кромки і забезпечуючи її закруглення. Недоліком таких ковшів є незначна товщина відбортовки, яку не можна змінювати внаслідок малої товщини металевого листа. Крім цього відбортовка, зроблена з м'якої низьковуглецевої сталі, швидко зношується і відламується, залишаючи небезпечно гостру кромку. Ця конструкція ковша є найбільш близькою до пропонованої. За ознакою виконання передньої черпальної стінки та технічним результатом ця конструкція 35 прийнята як найближчий аналог. В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення конструкції ковша для підвищення довговічності та зменшення руйнування та пошкоджень зерна за рахунок зменшення наслідків удару і подальшого тиску при черпанні, прискореного виходу зерна з ковша та обмеження зворотного сипу в башмак. Поставлена задача вирішується за рахунок того, що у відомому ківшевому елеваторі, який містить нижню завантажувальну та верхню розвантажувальну частини, які мають натяжний та приводний барабани, що охоплюються стрічкою з закріпленими на ній ковшами, згідно з корисною моделлю, на торцевій частині передньої стінки ковша встановлюється до упору в неї загартований циліндричний валик, діаметр якого повинен становити $d=(2,5...3)d_0$, де d_0 - найменший діаметр зерна; при цьому валик запресований у пластини, що закріплюються на боковині ковша, а на внутрішню поверхню передньої стінки ковша напилено шар пластика, товщина якого h не повинна бути більшою, ніж $h=0,5(d-\delta)$, де δ - товщина кромки листа. Суть корисної моделі пояснюється

					ДПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

кресленнями, де показані: на рис. 1.1 - завантажувальна частина елеватора, ківш з валиком, переріз по А - А.

Запропонований елеватор складається з верхньої розвантажувальної частини (на кресленнях не показана) нижньої завантажувальної частини 1 з натяжним барабаном 2, стрічки 3, на якій закріплені ковші 4. Ківш елеватора на торці передньої стінки 5 має циліндричний валик 6, який запресовано в бокових пластинах 7, що кріпляться до боків ковша 8. На внутрішній поверхні передньої стінки розташовується шар напиленого пластику 9, рівень якого не перевищує верхній рівень валика. Валик встановлюється до упора таким чином, щоб торцева кромка передньої стінки розташовувалась по середині діаметра. Позитивний ефект досягається тим, що за рахунок округленого профілю і відповідного діаметра валика ківш не рубає зернини, коли входить на великій швидкості в нерухомий або рухомий (такий, що рухається назустріч) матеріал, створюючи значно менший динамічний тиск і менші напруження в оболонці і тілі зернин. При цьому валик створює обтікаючі потоки, зменшуючи опір зачерпуванню; надійно захищає від руйнування передню частину пластикового шару, зменшує зношування зовнішньої поверхні передньої стінки ковша. Шар пластика, зменшуючи тертя, додатково полегшує черпання матеріалу і забезпечує його швидкий вихід із ковша при розвантаженні. Загартований валик підвищує довговічність ковша, а сама конструкція забезпечує легку заміну валика, замість заміни всього ковша. Корисну модель можна застосувати для швидкохідних і надшвидкохідних зернових елеваторів при транспортуванні насіння, зернових культур з підвищеною чутливістю до руйнування та травмування, таких як соняшник, горох і, особливо, кукурудза.

					ДПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

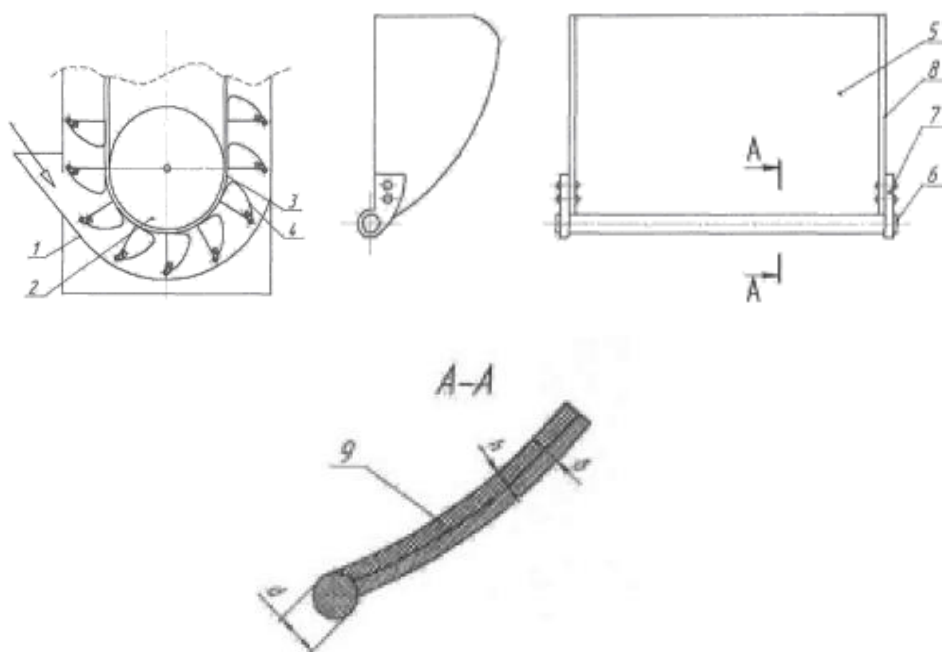


Рис. 1.1 Деклараційний патент UA 102239. Ківшевий елеватор

1.2 Деклараційний патент UA 102239

Корисна модель [9] належить до підйомно-транспортних машин, зокрема до ківшевих елеваторів з розставленими ковшами і може бути використана на виробництвах, які пов'язані з транспортуванням у вертикальному та крутопохилому напрямку вологих або малосипких дрібних матеріалів з підвищеною здатністю до ущільнення та злежування, та поступового забивання певних зон ковша (в подальшому малосипкі вантажі).

Відомі ківшеві елеватори, які включають корпус, башмак та головку, приводний та натяжний вали, охоплені ланцюгами з ковшами, які включають пасивні або активні пристрої, що запобігають поступовому забиванню ковшів та інтенсифікують процес їх розвантаження від малосипких вантажів. В елеваторах борошномельного виробництва використовуються спеціальні жалюзійні ковші, в яких встановлено поперечну перегородку, що поділяє внутрішню порожнину ковша на дві частини: верхню і нижню. В елеваторах з розставленими ковшами зачерпування матеріалу здійснюється передньою кромкою ковша. При цьому матеріал, заходячи у передню частину порожнини і огинаючи перегородку, підіймається до задньої частини ковша запобігаючи

					ДПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

його ущільненню та прилипанню до днища. Недоліком елеваторів з такою конструкцією ковшів є необхідність надшвидкого руху тягового органа (3,9...4,5 м/с) для розвантаження ковшів через дві порожнини. Викидання матеріалу з такою швидкістю може призвести до його налипання на стінки головки елеватора, або до подрібнення. Відомі елеватори для транспортування малосипких матеріалів з ковшами, які мають додаткову закріплену шарнірно задню стінку, за рахунок рухомості якої при початку руху ковша вниз матеріал здобуває додатковий імпульс для розвантаження. Недоліком конструкції є невеликі величини сили тиску рухомої стінки на вантаж, яка створюється тільки за рахунок відцентрової та коріолісової сил. Застосування такої конструкції можливе лише для мілких ковшів, для глибоких ковшів зі значним ущільненням матеріалу вона малоефективна.

Відомі ківшеві ланцюгові елеватори, що складаються з приводного і натяжного валів з приводними зірочками і додаткової ланцюгової передачі, ведуча зірочка якої встановлена на приводному валу між тяговими ланцюгами, а ведена - на осі, яку встановлено під приводним валом. Ковші виконані з пазом у середині, в якому встановлено інтенсифікатор - шарнірно рухомий елемент днища з можливістю повороту всередину ковша. Цей поворот здійснюється в період розвантаження ковша при наїзді рухомого елемента днища на додаткову натискну ланцюгову передачу. Після розвантаження повернення рухомого елемента днища в початкове положення відбувається за рахунок плоскої пружини, яка закріплена у скобах на нерухомій частині ковша. Недоліком цього елеватора є те, що рухомий елемент днища починає свій рух, коли ківш тільки входить в контакт з додатковою зірочкою і її ланцюгом, внаслідок чого має місце передчасне висипання матеріалу із ковшів, який зсипається в башмак. Крім того, біля бокових стінок ковша частина матеріалу може злежуватися, так як вона не піддається дії рухомого елемента. До недоліків потрібно віднести і те, що плоскі пружини мають малу довговічність, а при їх руйнуванні рухомий елемент днища не буде повертатися в початкове положення. Проте за кількістю схожих ознак та

					ДІПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

технічним результатом дане рішення прийняте за прототип. В основу корисної моделі поставлена задача підвищення продуктивності, надійності та розширення сфери використання ковшових елеваторів з глибокими ковшами при транспортуванні малосипких вантажів завдяки забезпеченню їх якісного розвантаження за рахунок спущування матеріалу в ковші та примусового видалення його спеціальним робочим органом із найбільш проблемної зони ковша - його днища.

Поставлена задача вирішується тим, що у означеного ківшевого елеватора, який включає корпус, башмак, головку, натяжний і приводний вали, охоплені тяговими ланцюгами з закріпленими на них ковшами, що включають рухомий елемент-інтенсифікатор, в якому, у відповідності до корисної моделі, рухомий елемент-інтенсифікатор виконано у вигляді лопатевого бітера, що встановлено на бокових стінках ковша в його днищі, а на вихідному кінці 50 вала бітера закріплена зірочка, що входить в зачеплення з поперечними валиками - цівками, що установлені в округлій рамці, яка закріплена на боковій стінці головки елеватора.

Запропонований елеватор складається: з головки 1 з приводним валом 2 з закріпленими на ньому приводними зірочками 3, тягових ланцюгів 4, на лапках ланок яких закріплені глибокі ковші 5, а також башмака з натяжним валом і зірочками (на кресленні не показані). Бокова стінка ковша 5 в нижній циліндричній частині з одного боку має виріз для встановлення бітера 6 на опорах, з яких одна 7 є глухою, а друга - 8 скрізною, через яку проходить вал 9 бітера 6, на якому фіксується зірочка 10 бітера 6. На бокові стінці головки 1 елеватора зі сторони зірочки 10 бітера 6 закріплюється округла, у відповідності з траєкторією руху зірочки 10, напрямна, яка складається з криволінійної рамки 11 і запресованих в неї валиків-цівок 12 з кроком, що відповідає кроку зірочки 10 на ковші. Елеватор працює наступним чином. Зачерпування матеріалу ковшами в башмаку 5 починається верхньою кромкою ковша, при цьому матеріал, пересуваючись вздовж передньої стінки, обертає вільний бітер 6, заповнює циліндричну частину днища і виходе до

					ДІПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

задньої стінки. Таким чином не допускається ущільнення матеріалу у нижній частині ковша і досягається його повне заповнення. При виході ковша 5 на траєкторію розвантаження у головці 1 елеватора зірочка 10 входить в зачеплення з цівками 12 криволінійної рамки 11 і перекочуючись по них, обертає бітер 6. При цьому бітером 6 матеріал спускається в об'ємі ковша, і примусово видаляється з днища. Крім того, лопаті бітера 6, підштовхуючи матеріал, сприяють його переміщенню по передній стінці ковша 5, до якого він притискується дією відцентрової сили.

Запропоноване технічне рішення можна застосовувати як на швидкохідних, так і тихохідних ланцюгових елеваторах при транспортуванні вологих або малосипких вантажів з підвищеною здатністю до ущільнення та злежування, що забезпечить і підвищення продуктивності та надійності елеваторів і розширення сфери їх використання.

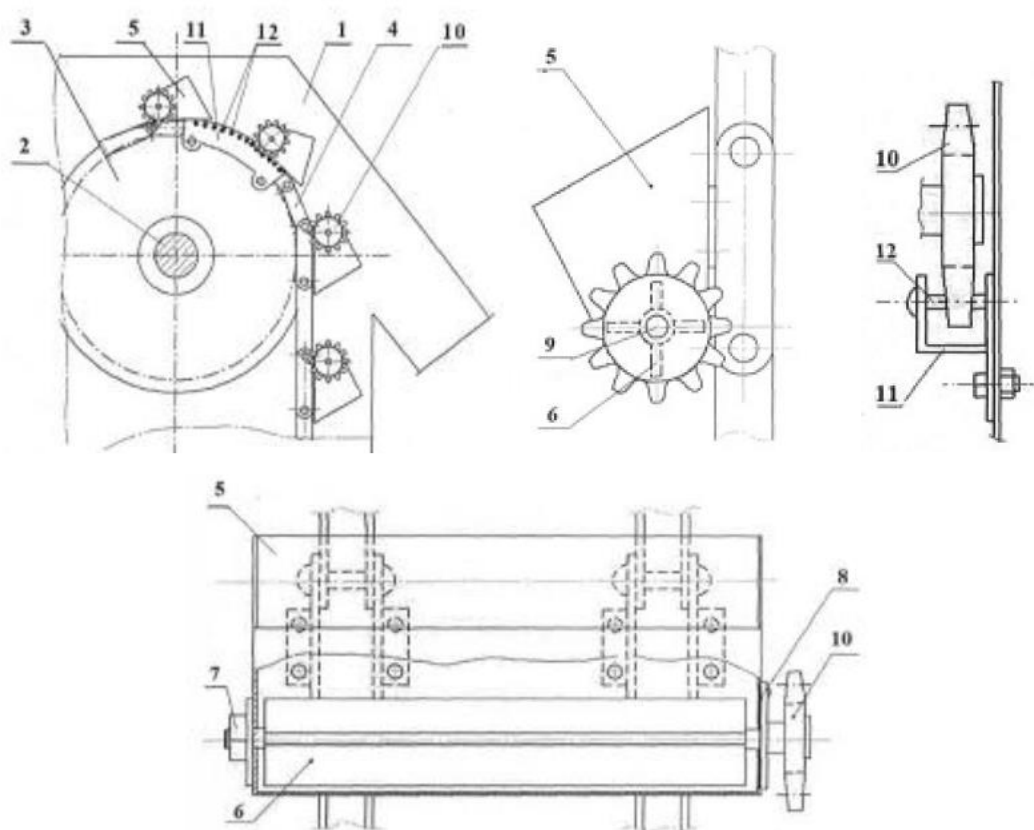


Рис.1.2 Декларційний патент UA 102239. Ківшевий елеватор

1.3 Декларційний патент UA 130397

					ДПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Корисна модель [10] належить до галузі машинобудування, зокрема до стрічкових ківшевих елеваторів. Ефективна робота таких елеваторів забезпечується максимально можливим рівнем заповнення ковшів, мінімальним їх зносом, відсутністю пошкоджень та відриву. Важливу роль та суттєвий вплив на перелічені явища має процес зачерпування матеріалу у башмаку елеватора. Параметри зачерпування багато в чому залежать від кількості матеріалу та умов його розміщення, які забезпечуються конфігурацією днища башмака елеватора. Відомі елеватори з плоскою формою днища. Це найбільш проста конфігурація нижньої частини башмака.

Недоліком такої конструкції є те, що зачерпування відбувається практично з купи, при різних напрямках подачі матеріалу: за ходом зачерпування чи проти ходу ковшів. Відомо, що при цьому повне заповнення ковшів можливе у випадку занурення натяжного барабана до рівня його горизонтальної осі. При цьому значно зростає зусилля зачерпування тому, що ківш проходить у масі матеріалу і переміщує його на значну відстань. Це призводить до збільшення натягу стрічки, інтенсивного зносу ковшів, а в окремих випадках до їх руйнування та відриву.

Відомі елеватори, у яких конфігурація нижньої частини башмака утворюється двома знімними, похилими до горизонтального днища, пластинами, які встановлюються в направляючі, що закріплені на стінках башмака. В цьому випадку утворюється трапецієвидна конфігурація днища, при якій є більш сприятливе для зачерпування розміщення матеріалу. Зникає потреба в глибокому зануренні ковшів з барабаном, тому що матеріал зосереджується переважно у середній частині зони зачерпування, при цьому зменшується його зайве переміщення і, відповідно, зменшується зусилля зачерпування. Недоліком такої конструкції є накопичення та ущільнення матеріалу в нижній частині башмака, між похилими пластинами, звідки він вже не береться ковшами і видаляється лише при зніманні та очищенні похилих пластин. Крім того, переваги такої конфігурації реалізуються лише при малих діаметрах барабану, тобто для елеваторів з малою продуктивністю.

					ДІПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

При більших діаметрах натяжного барабану, оскільки кут нахилу пластин є фіксованим 50-55°, то збільшується пряма горизонтальна частина днища. При цьому процес зачерпування погіршується і, практично, наближується до зачерпування з купи зо всіма його недоліками.

Відомі елеватори, у яких в нижній частині башмака стаціонарно встановлюються закруглена вставка, що огинає барабан з ковшами, з якої і відбувається зачерпування матеріалу. При зачерпуванні ковші женуть матеріал по увігнутій поверхні, завдяки чому збільшується кут виходу кромки ковша і, відповідно, збільшується ступінь заповнення ковшів. Крім того, зменшується зусилля зачерпування, тому що ківш завантажується більшою мірою за рахунок досипання. Недоліком такої конструкції являється те, що закруглена вставка в башмаку нерухома. Перевага такої конструкції реалізується у випадку малих зазорів між траєкторією руху черпаючої кромки ковшу і поверхнею вставки.

Оскільки в процесі експлуатації відбувається поступове опускання натяжного барабану, в наслідок витягування стрічки, приходиться або збільшувати шар матеріалу на величину ходу натяжного пристрою, що погіршує умови зачерпування; або періодично вкорочувати стрічку, що є трудомною технологічною операцією. Однак така конструкція є найбільш близькою до запропонованої. За ознакою закругленої форми вставки та технічного результату ця конструкція прийнята як найближчий аналог. В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення процесу зачерпування матеріалу шляхом підвішування закругленого піддона, з якого зачерпується матеріал, до валу натяжного барабана, що дозволяє досягнути повного заповнення ковшів, зменшити зусилля зачерпування і, відповідно, зношення та руйнування ковшів, спростити процес експлуатації елеваторів.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що у ківшевому елеваторі, який складається з опорних труб, головки та башмака і має приводний та натяжний барабани, що охоплюються стрічкою з закріпленими на ній ковшами, згідно з корисною моделлю, на валу натяжного барабану з

					ДПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

обох сторін встановлюються на підшипниках підвіски, до яких приєднано, з зазором до черпаючої крайки ковша, закруглений по радіусу піддон, на торцях якого по всьому периметру встановлено ущільнюючий елемент, а в середній частині, з кожної сторони, виконані пази, в які заходять вертикальні направляючі, що закріплені на стінках башмака.

Система зачерпування матеріалу запропонованого елеватора складається з натяжного барабану 1, на валу якого з обох сторін встановлені підвіси 2, з можливістю регулювання їх довжини, до яких закріплюються закруглений піддон 3, що має по усьому периметру ущільнюючий елемент 4.

В середині по бокам піддон з обох сторін має пази, в яких розташовані вертикальні направляючі, що закріплюються на стінках башмака. Позитивний ефект досягається за рахунок того, що між лінією руху черпаючої крайки ковша і поверхнею піддону встановлюються мінімальний для даного матеріалу зазор.

Таким чином, при зачерпуванні ківш вигрібає матеріал з поверхні піддону, не зрізуючи поверхневого шару, що значно зменшує зусилля зачерпування. Крім того ківш переміщує матеріал, піднімаючи його поступово в гору, внаслідок чого в верхній частині зачерпувальної зони утворюється вертикальний стовп матеріалу, який, осипаючись у ковші, сприяє їх повному заповненню. При витяжці стрічки, зазор між ковшами і поверхнею піддона не змінюється, тому що барабан опускається разом з піддоном, і не має потреби скорочувати стрічку. При опусканні піддона збільшується відстань від носка завантажувального бункера до піддона, і разом з цим збільшується висота стовпа матеріалу, що полегшує його засипання в ковші. За рахунок жорсткого підвішування піддона на вал натяжного барабана вібрації барабана передаються на піддон, що значно зменшує коефіцієнти і сили тертя, що уповільнює зношення поверхонь і крайок ковшів.

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

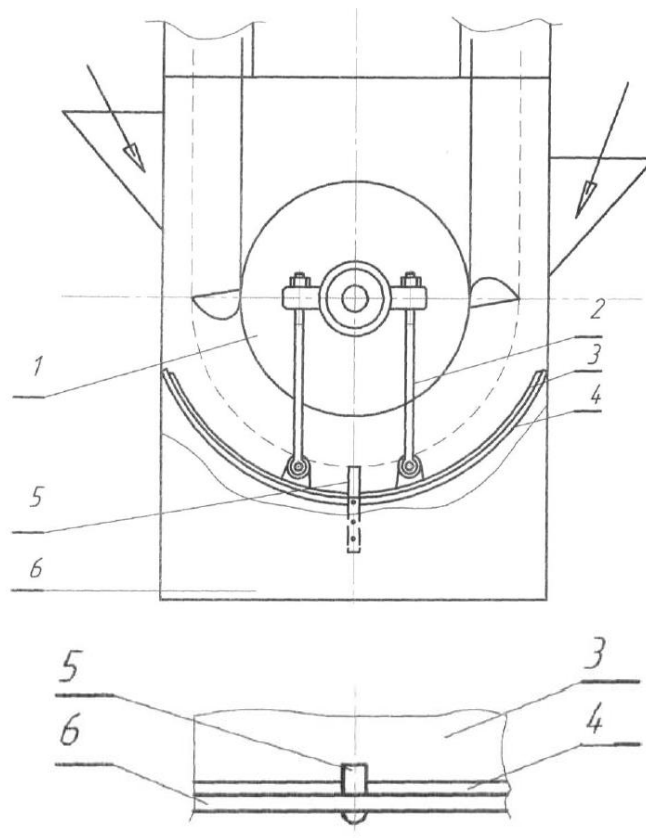


Рис.1.3 Деклараційний патент UA 130397. Ківшевий елеватор

1.4 Деклараційний патент UA 9757

Елеватор виконаний вертикальним [11], верхня частина кожуха містить отвір з розвантажувальним патрубком, а нижня – завантажувальний отвір. Крім того, між паралельно розташованими частинами стрічки з ківшами, паралельної поверхні, встановлені напрямні для стрічки, корпуси підшипників натяжного барабана розміщені на прямокутних пластинах, встановлених у вертикальних напрямних, з можливістю вертикального переміщення, а напрямні приєднані до стінок кожуха. При цьому, натяжний барабан має можливість вертикального переміщення, а його максимальне нижнє положення, і відповідно натяг стрічки з ківшами, забезпечується шляхом дії на цей барабан додаткової ваги, тобто застосований ваговий натяжний пристрій

До найбільш суттєвих недоліків цього ківшового стрічкового елеватору можна віднести наступне:

- наявність шарнірних з'єднань практично унеможливорює застосування виробу для транспортування абразивного дрібнодисперсного матеріалу.

					ДПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

схильного до пилоутворення, з урахуванням того, що потрапляння такого матеріалу в місця цих з'єднань призводить до заклинювань та швидкого зносу;

- виконання натяжного барабана із суцільною циліндричною поверхнею ободу призводить до руйнування часток матеріалу малої щільності, які в результаті осипання з ківшів розмелюються між поверхнями барабана, що обертається, і стрічки, яка його охоплює, таким чином обмежується коло технологічних процесів, де може бути застосований виріб та його функціональні можливості;

- виконання натяжного барабана із суцільною циліндричною поверхнею ободу також призводить до накопичення сипучого матеріалу в зоні між барабаном і стрічкою, в результаті чого виникає прослизання та зміщення стрічки з поверхні барабана, що знижує надійність виробу;

- встановлення натяжного барабана з можливістю переміщення у напрямку до і від осі приводного барабана із застосуванням вагового натяжного пристрою може призводити до зміщення стрічки з барабана при великих швидкостях переміщення, зазвичай властивих ківшовим стрічковим елеваторам з відцентровим способом розвантаження, що обмежує продуктивність і знижує надійність виробу.

Завданням корисної моделі є розробка ківшового стрічкового елеватору з більш широкими функціональними можливостями та підвищення його надійності шляхом нового виконання елементів елеватора та їх зв'язків.

Поставлене завдання вирішується за рахунок того, що у ківшовому стрічковому елеваторі, що має вертикально замкнену стрічку з прикріпленими до неї ківшами, яка огинає приводний і натяжний барабани, встановлені у вертикальній площині з можливістю обертання на горизонтально розташованих осях всередині кожуха у його верхній і нижній частинах відповідно, при цьому, верхня частина кожуха містить отвір з розвантажувальним патрубком, а нижня -завантажувальний отвір, крім того, між прямими ділянками стрічки, паралельно поверхні, встановлені напрямні для стрічки, а корпуси підшипників осі натяжного барабана встановлені у

					ДПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

напрямних з можливістю переміщення у напрямку від та до осі приводного барабана, відповідно до корисної моделі, циліндрична поверхня натяжного барабана виконана решітчастою.

Саме ці ознаки необхідні і достатні для вирішення поставленого завдання. Крім того, циліндрична поверхня натяжного барабана утворена балками з круглим перерізом однакового діаметра, розташованими паралельно вісі натяжного барабана, при цьому сусідні балки розташовані на відстані одна від одної не менший за розмір їх діаметра.

Отвір з розвантажувальним патрубком виконаний з полицею, спрямованою усередину кожуха, крайка якої паралельна стрічці.

Крім цього, корпуси підшипників вісі натяжного барабана встановлені у напрямних з можливістю фіксованого переміщення.

Виконання циліндричної поверхні натяжного барабана решітчастою, тобто и утворення балками з круглим перерізом однакового діаметра, розташованими паралельно вісі натяжного барабана, таким чином, що сусідні балки розташовані на відстані одна від одної не менший за розмір їх діаметра дозволяє уникнути накопичення сипучого матеріалу між циліндричною поверхнею барабана і стрічкою та забезпечити переміщення матеріалу у нижню частину корпусу для завантаження у ківші та в результаті максимально зменшити руйнування часток матеріалу, завдяки чому розширити функціональні можливості виробу.

Виконання отвору з розвантажувальним патрубком з полицею, спрямованою усередину кожуха, крайка якої паралельна стрічці дозволяє зменшити осипання сипучого матеріалу, що розвантажуються з ківшів у розвантажувальний отвір, у нижню частину кожуха, особливо при невеликих швидкостях переміщення стрічки, завдяки чому зменшується кількість зруйнованих часток матеріалу, які потрапляють у зону між циліндричною поверхнею натяжного барабана і стрічкою.

Таким чином досягається, як розширення функціональних можливостей виробу, так і підвищення його продуктивності і надійності.

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Встановлення корпусів підшипників вісі натяжного барабана у напрямних і з можливістю фіксованого переміщення дозволяє забезпечити фіксований оптимальний натяг стрічки з ківшами для уникнення коливання стрічки і, відповідно, осипання матеріалу, що переміщується, а також сповзання стрічки з циліндричної поверхні барабана, завдяки чому підвищується, як надійність, так і продуктивність виробу.

Один з можливих варіантів виконання ківшового стрічкового елеватору має носійний тонкостінний кожух 1, що виконаний у вигляді вертикально витягнутого коробу. При цьому, верхня частина кожуха 1 містить отвір з розвантажувальним патрубком 2, спрямованим донизу під гострим кутом до вертикалі. Отвір з розвантажувальним патрубком 2 виконаний з полицею 3, спрямованою усередину кожуха 1.

Ківшовий стрічковий елеватор, як він описаний вище, дозволяє суттєво розширити функціональні можливості та підвищити надійність виробу, зокрема у разі застосування для транспортування сипучих дрібнодисперсних абразивних матеріалів малої щільності, що схильні до пилоутворення, із збереженням цілісності структури часток сипучого матеріалу.

Ківшовий стрічковий елеватор може бути використаний у машинобудуванні, будівництві, сільському господарстві, гірничій, хімічній та інших галузях промисловості, зокрема, для транспортування сипучих дрібнодисперсних абразивних матеріалів малої щільності, що схильні до пилоутворення, із збереженням цілісності структури часток сипучого матеріалу.

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

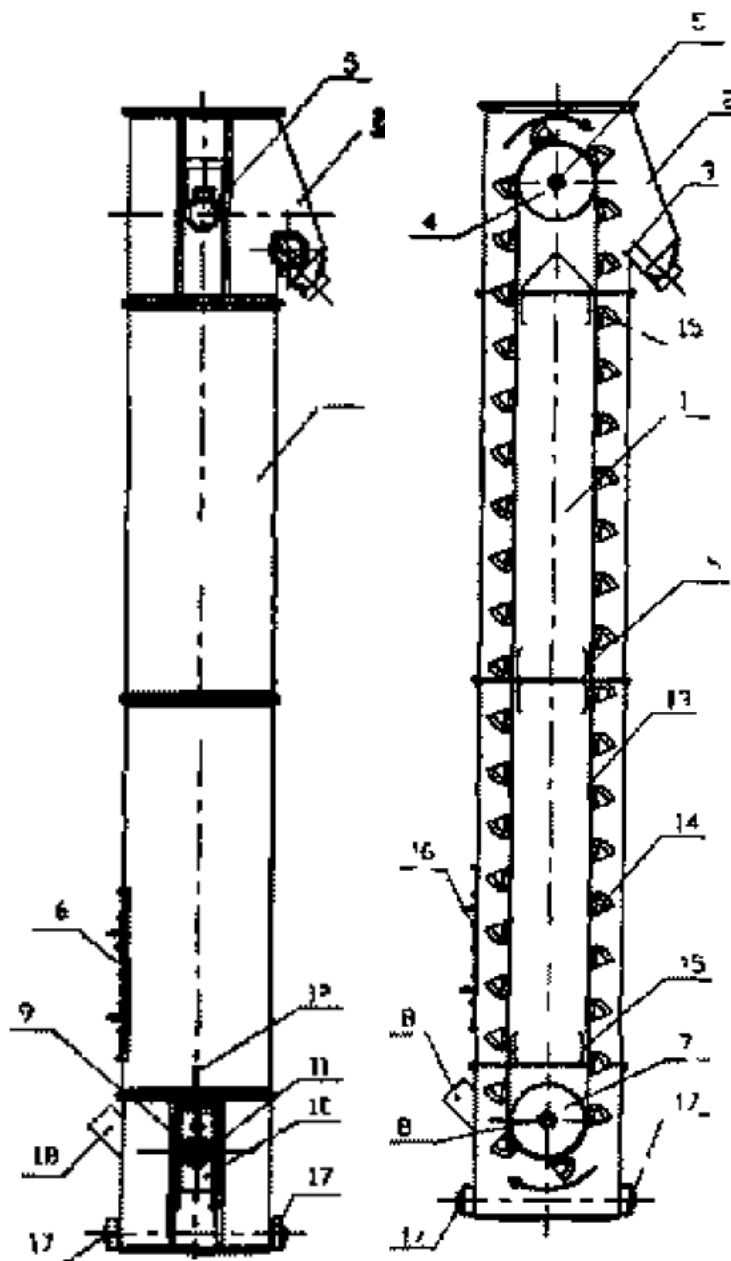


Рис. 1.4 Деклараційний патент UA 9757. Ківшевий стрічковий елеватор

1.5 Деклараційний патент UA 49254

Корисна модель [12] відноситься до підйомнотранспортних машин, зокрема, до транспортуючих машин безперервної дії з гнучким тяговим органом, а саме до вертикальних стрічкових ковшових елеваторів, що застосовуються при механізації виробничих процесів у кормовиробництві, рослинництві, тваринництві, у переробній та у вугільновидобувній промисловості, при виробництві будівельних сумішей тощо.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПТ.480000.205 ДПІЗ

Арк.

21

Відома конструкція ковшового елеватора, який має вертикальний замкнутий тяговий елемент (стрічку) з жорстко прикріпленими до нього вантажонесучими елементами - ковшами; тяговий елемент огинає приводний і натяжний барабани, а ходова частина і поворотні пристрої елеватора розміщені у металевому кожусі, який складається з верхньої частини (головки), середніх секцій (норійних труб) та нижньої (башмака).

Недоліками відомої конструкції ковшового елеватора є невисока центруюча властивість барабанів та нерівномірний натяг стрічки, який спричинений діжкоподібністю приводного барабана.

Вищезгадані недоліки знижують надійність ковшового елеватора в цілому.

Корисною моделлю ставиться завдання підвищити надійність ковшового елеватора, шляхом розробки конструкцій барабанів, що забезпечують їх центруючу властивість.

Поставлене корисною моделлю завдання досягається тим, що у вертикальному стрічковому ковшовому елеваторі, який складається із стрічки з жорстко прикріпленими до неї ковшами, тягового елемента, що огинає приводний і натяжний барабани, а ходова частина і поворотні пристрої елеватора розміщені у металевому кожусі, до складу якого входять верхня частина - головка, середні секції - норійні труби та нижня частина - башмак, згідно корисної моделі, приводний і натяжний барабани виконано у вигляді циліндричного корпусу, який має по дві клиноподібні канавки, виконані ближче до країв, в які заходять клини стрічки.

Суть корисної моделі полягає у зміні конструкції барабанів ковшового елеватора, а саме: в циліндричному корпусі ближче до країв приводного і натяжного барабанів, виконуються дві клиноподібні канавки, а також використанням стрічки з клинами, відповідного до барабанів виконання.

За конструкцією приводний і натяжний барабани елеватора ідентичні і виконані у вигляді циліндричного корпусу, встановленого на валу.

					ДІПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Циліндричний корпус має дві клиноподібні канавки, виконані ближче до країв приводного барабана.

Пропонований барабан елеватора як приводний, так і натяжний має вал 2 на якому нерухомо встановлено ступицю 3, закріплену шпонкою 4, з циліндричним корпусом 1. На поверхні циліндричного корпусу виконано дві клиноподібні канавки 5, причому глибина канавок більша, ніж висота відповідних клинів 6 стрічки 7.

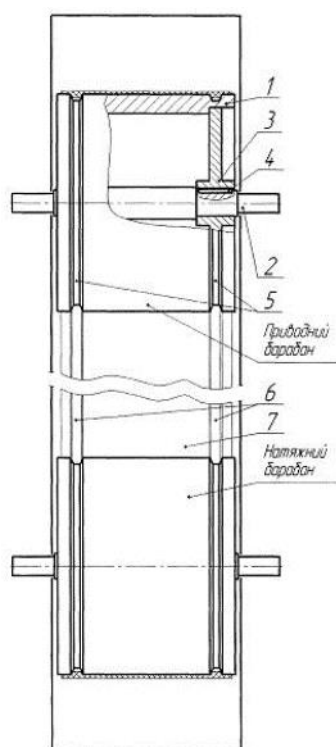


Рис.1.5 Деклараційний патент UA 49254. Вертикальний ківшевий стрічковий елеватор

Конструкція елеватора з запропонованою формою барабанів працює наступним чином: під час роботи елеватора в канавки 5 приводного і натяжного барабанів заходять клини 6 стрічки 7. Завдяки тому, що робочою поверхнею клинів є бічна поверхня, яка у свою чергу взаємодіє з бічною поверхнею канавок практично усувається попере-чне зміщення стрічки.

Пропоновані конструкції барабанів елеватора запобігають сходу стрічки під час роботи, а також завдяки їх циліндричній поверхні забезпечується її

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

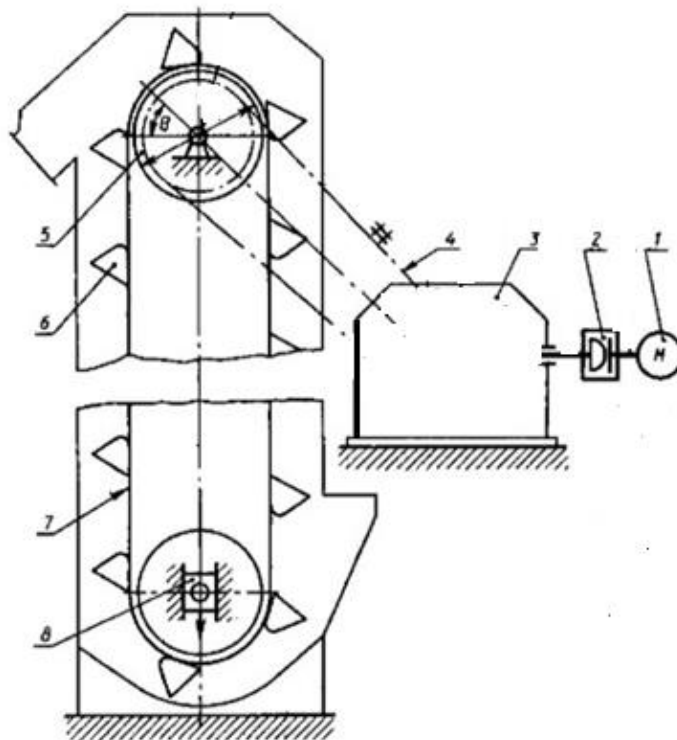
рівномірний натяг. Отже, пропонована конструкція ковшового стрічкового елеватора має вищі показ-ники надійності в порівнянні з відомою конструкцією елеватора.

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ КІВШЕВОГО ЕЛЕВАТОРА

Згідно завдання необхідно спроектувати ківшевий елеватор з наступними параметрами:

- 1) тягове зусилля ланцюга $F = 2,8 \text{ кН}$;
- 2) швидкість стрічки $v = 1,2 \dots 1,7 \text{ м/с}$;
- 3) діаметр барабана $D = 300 \text{ мм}$;
- 4) кут нахилу ланцюгової передачі $\Theta = 45^\circ$.



- 1 – електромотор; 2 – муфта; 3 – коробка швидкостей; 4 – ланцюгова передача; 5 – привідний барабан; 6 – ківш; 7 – несучий ланцюг;
8 – натяжна станція

Рис. 2.1 Кінематична схема приводу ківшевого елеватора

Необхідно спроектувати привід, який дозволяє забезпечувати переміщення ківшів з двома швидкостями $1,2 \text{ м/с}$ – для транспортування сипких, легких матеріалів та $1,7 \text{ м/с}$ – для транспортування сипких матеріалів з більшою щільністю фракцій.

2.1 Розрахунок силових і кінематичних параметрів приводу

Визначення силових параметрів [3] здійснюємо для швидкості руху ковшів 1,7 м/с (в положенні першої передачі) припускаємо, що при русі ковшів з меншою швидкістю (в положенні другої передачі) обрані та розраховані параметри будуть відповідати необхідним показникам міцності.

Для визначення геометричних параметрів зубчатих коліс, будем виконувати розрахунки для першої і другої передачі.

В цьому розділі та подальших розділах ми позначамо параметр з апострофом «'» для другої (тихохідної) передачі.

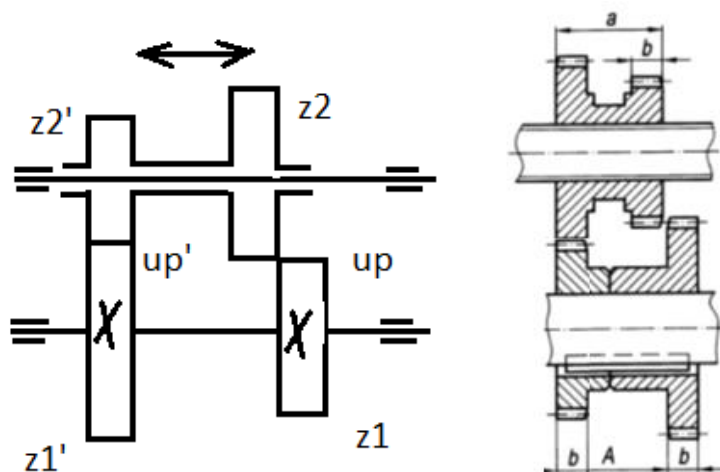


Рис. 2.2 Кінематична схема двохшвидкісної коробки передач

Визначення потужності приводу та вибір електродвигуна

$$P_{вих} = Fv \quad (2.1)$$

$$P_{вих} = 2,8 \cdot 1,7 = 4,76 \text{ кВт}$$

де $F = 2,8 \text{ кН}$ – тягове зусилля ланцюга,

$v = 1,7 \text{ м/с}$ – швидкість стрічки.

ККД приводу

$$\eta_{заг} = \eta_{зн} \cdot \eta_{вн} \cdot \eta_n^3 \cdot \eta_m = 0,96 \cdot 0,92 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,85, \quad (2.2)$$

де $\eta_{зн} = 0,96$ – ККД закритої передачі (конічна);

$\eta_{вн} = 0,92$ – ККД відкритої передачі (ланцюгова відкрита);

$\eta_n = 0,99$ – ККД пари підшипників кочення [1];

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$\eta_m = 0,98$ – ККД муфти.

Необхідна потужність електродвигуна:

$$P_H = P_{вих} / \eta \quad (2.3)$$

$$P_H = 4,76 / 0,85 = 5,6 \text{ кВт.}$$

За довідниковою літературою [7] приймаю фазний асинхронний електродвигун АИР132М6, з потужністю $P_{ном} = 7,5$ кВт, та асинхронною частотою обертання $n_{дв} = 970$ об/хв.

Таблиця 2.1.

Типи вибраного двигуна

Варіант	Тип двигуна	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв	
			синхр.	асинхр.
1.	АИР102М2	7,5	3000	2895
2.	АИР132S4	7,5	1500	1450
3.	АИР132М6	7,5	1000	970
4.	АИР160S8	7,5	750	720

Частота обертання вихідного визначається за формулою:

$$n_{вих} = \frac{60 \cdot v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1,7}{3,14 \cdot 0,3} = 105,28 \text{ хв}^{-1}, \quad (2.4)$$

$$n'_{вих} = \frac{60 \cdot v'}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,3} = 76,4 \text{ хв}^{-1}.$$

Передаточне число приводу за формулою:

$$u = \frac{n_{дв}}{n_{вих}}, \quad (2.5)$$

де $n_{дв}$ – асинхронна частота обертання вала двигуна.

$$u = u_p u_{лп}, \quad (2.6)$$

$$u' = u'_p u_{лп}$$

де $u_p = 4$, $u'_p = 5,5$, $u_{лп}$ – передаточні числа редуктора та ланцюгової передачі відповідно.

					ДІПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Після розподілення передаточні числа зводяться в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Варіанти розподілення передаточного числа приводу

Передаточне число	Варіант розподілу			
	1	2	3	4
1. Приводу u, u'	27.5	13.77	9.21(21,7)	6.83
2. Циліндричної передачі $u_p (u'_p)$	4	4	4 (5,5)	4
3. Ланцюгової передачі $u_{лп}^*$	6.88	3.44	2.3	1.71

*рекомендовані значення передаточних чисел ланцюгової відкритої передачі становить 2–6.

Вибираю 3 варіант (АИР132М6) розподілу через те, що 1, 4 – виходять за рамки значень $u_{лп}$, варіант 2 більш матеріалоємний електродвигун (більш дорожчий) та має значні габарити.

Якщо розглядати кінематичний ланцюг приводу у напрямку від двигуна до вихідного вала, то кожен наступний вал обертається повільніше за попередній, при цьому передає більший обертальний момент, тобто

$$n_{дв} > n_1 > n_2 > n_{вих}; \quad T_{дв} < T_1 < T_2 < T_{вих}, \quad (2.7)$$

де n_1, n_2 – частоти обертання швидкохідного та тихохідного валів редуктора відповідно;

$T_{дв}, T_1, T_2, T_{вих}$ – обертальні моменти на валу двигуна, швидкохідному і тихохідному валах редуктора та вихідному валу приводу відповідно.

Для приводів з одноступеневим редуктором та відкритою передачею: відкрита передача знаходиться між редуктором та вихідним валом приводу (наприклад, розглянутий вище привід ковшового елеватора); у такому випадку частоти обертання та обертальні моменти на валах визначаються за формулами, наведеними в табл. 2.3 [1].

Таблиця 2.3

Формули для визначення частоти обертання та обертального моменту

Вал	Частота обертання	Обертальний момент
1. Електродвигуна	$n_{\text{дв}}$	$T_{\text{дв}} = 9\,550 P_{\text{дв}} / n_{\text{дв}}$
2. Швидкохідний редуктора	$n_1 = n_{\text{дв}}$	$T_1 = T_{\text{дв}} \eta_{\text{м}}$
3. Тихохідний редуктора	$n_2 = n_1 / u_{\text{р}}$	$T_2 = T_1 u_{\text{р}} \eta_{\text{р}}$
4. Вихідний приводу	$n_{\text{вих}} = n_2 / u_{\text{вп}}$	$T_{\text{вих}} = T_2 u_{\text{вп}} \eta_{\text{вп}} \eta_{\text{п}}$

Вал	Частота обертання, об/хв	Обертальний момент, Нм
1. Електродвигуна	$n_{\text{дв}}=970$	$T_{\text{дв}}=9550 \cdot 7,5/970=74$
2. Швидкохідний редуктора	$n_1 = n_{\text{дв}}=970$	$T_1=73,84 \cdot 0,98=72$
3. Тихохідний редуктора	$n_2=970/4=242,5$ $n'_2=970/5,5=176$	$T_2=72,36 \cdot 4 \cdot 0,96=278$
4. Вихідний приводу	$n_{\text{вих}}=242,5/2,3=105,44$ $n'_{\text{вих}}=176/2,3=76,7$	$T_{\text{вих}}=277,86 \cdot 2,3 \cdot 0,92 \cdot 0,99=582,08$

2.2 Розрахунок ланцюгової передачі

Вибираємо приводний роликовий однорядний ланцюг:

Момент, що обертає на провідній зірочці: $T_3 = 582,08 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Передавальне число було прийнято раніше: $U_{\text{ц}} = 2,3$.

Число зубів: привідної зірочки $z_3 = 29 - 2 \cdot U_{\text{ц}} = 29 - 2 \cdot 2,3 = 24,4$;

веденої зірочки $z_4 = z_3 \cdot U_{\text{ц}} = 24,4 \cdot 2,3 = 56,12$;

приймаємо $z_3 = 25$ і $z_4 = 57$;

тоді фактичне $U_{\text{ц}} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{57}{25} = 2,28$;

відхилення: $\frac{|2,3-2,28|}{2,3} \cdot 100\% = 0,87\% < 5\%$, що допустимо.

Розрахунковий коефіцієнт навантаження

$$K_3 = K_o \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{\text{см}} \cdot K_n = 1,25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 = 2,33, \quad (2.8)$$

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

де $K_d = 1,25$ – динамічний коефіцієнт при спокійному навантаженні;

$K_a = 1$ – коефіцієнт, враховує вплив міжосьової відстані

при $a_{ц} \leq (30 \div 60) t$;

$K_n = 1$ – коефіцієнт вплив кута нахилу лінії центрів при $\gamma = 45^\circ$;

K_p – коефіцієнт, враховує спосіб регулювання натягу ланцюга $K_p = 1,25$ при періодичному регулюванні натягу ланцюга;

K_{CM} – коефіцієнт враховує спосіб змащування; при безперервної мастилі, $K_{CM} = 1,5$;

K_n – враховує тривалість роботи передачі на добу, при роботі в одну зміну $D_{оп} = 1$.

Для визначення кроку ланцюга треба знати допустимий тиск $[p]$ в шарнірах ланцюга. Приймаю орієнтовно $[p] = 20$ МПа, число рядів ланцюга $m=1$, $n_3 = 105,44$ об/хв.

Крок однорядною ланцюга

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_3 K_3}{z_3 [p]}} = 2,8 \sqrt[3]{\frac{582,08 \cdot 10^3 \cdot 2,33}{25 \cdot 20}} = 34,87 \text{ мм} \quad (2.9)$$

Підбираємо ланцюг ПР-38,100 за ГОСТ 13568-75, що має: крок $t = 38,100$ мм; руйнівне навантаження $Q = 127$ кН.

швидкість ланцюга:

$$V = \frac{z_3 \cdot t \cdot n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 38,1 \cdot 105,44}{60 \cdot 10^3} = 1,67 \text{ м/с.} \quad (2.10)$$

Окружна сила

$$F_{тл} = \frac{Q}{V} = \frac{127}{1,67} = 76,05 \text{ Н} \quad (2.11)$$

Тиск в шарнірах перевіряємо:

$$p = \frac{F_{тл} \cdot K_3}{A_{он}} = \frac{76,05 \cdot 2,33}{180} = 0,98 \text{ МПа.} < [p] = 20 \text{ МПа} \quad (2.12)$$

Визначаємо число ланок ланцюга:

$$L_t = 2a_t + 0,5z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t}, \quad (2.13)$$

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

де $a_t = 40$;

$$z_{\Sigma} = z_3 + z_4 = 25 + 57 = 82 . \quad (2.14)$$

$$\Delta = \frac{z_4 - z_3}{2\pi} = \frac{57 - 25}{2 \cdot 3,14} = 5,09 \quad (2.15)$$

$$\text{тоді } L_t = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 82 + \frac{5,09^2}{40} = 121,65 \text{ мм.}$$

Округлюю до парного числа $L_t = 122 \text{ мм.}$

Уточнюю міжосьову відстань ланцюгової передачі

$$\begin{aligned} a_u &= 0,25t \cdot [(L_t - 0,5z_{\Sigma}) + \sqrt{(L_t - 0,5z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2}] = \\ &= 0,25 \cdot 38,1 \cdot [(122 - 0,5 \cdot 82) + \sqrt{(122 - 0,5 \cdot 82)^2 - 8 \cdot 5,09^2}] = 1530 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Для вільного провисання ланцюга передбачаємо можливість зменшення міжосьової відстані на 0,4%, тобто на $6,12 > a_{\text{ц}} = 1525 \text{ мм.}$

Визначаємо діаметри ділительних кіл зірочок:

$$d_{o3} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_3}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 304,8 \text{ мм;} \quad (2.17)$$

$$d_{o4} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_4}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180}{57}} = 693 \text{ мм.} \quad (2.18)$$

Визначаємо діаметри зовнішніх кіл зірочок:

$$D_{e3} = t \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_3} + 0,7 \right) - 0,3d_1 = 38,1 \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{25} + 0,7 \right) - 0,3 \cdot 22,23 = 295 \text{ мм.} \quad (2.20)$$

$$D_{e4} = t \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_4} + 0,7 \right) - 0,3d_1 = 38,1 \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{57} + 0,7 \right) - 0,3 \cdot 22,23 = 710 \text{ мм.}$$

$$a_{\text{ц}} = 1525 \text{ мм.}$$

де $d_1 = 22,23 \text{ мм}$ – діаметр ролика ланцюга.

$m = 5,5 \text{ кг}$ – вага 1м ланцюга

Сили, що діють на ланцюг:

Окружна $F_{\text{тц}} = 76,05 \text{ Н}$ (визначена вище).

$$\text{Від відцентрових сил } F_v = m \cdot v^2 = 5,5 \cdot 1,67^2 = 15,34 \text{ Н} \quad (2.21)$$

					ДІПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Від провисання ланцюга

$$F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot m \cdot a_u = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 5,5 \cdot 1,525 = 123,42 \text{ Н},$$

де $K_f = 1,5$ при куті нахилу передачі 45° .

Розрахункове навантаження на вали

$$F_B = F_{тв} + 2F_f = 76,05 + 2 \cdot 123,42 = 322,89 \text{ Н}. \quad (2.22)$$

Перевіряємо коефіцієнт запасу міцності ланцюга

$$S = \frac{Q}{F_{тв} + F_v + F_f} = \frac{127 \cdot 10^3}{76,05 + 15,34 + 123,42} = 59,1 > [S] = 8, \quad (2.23)$$

де $[S] = 8$ – нормативний коефіцієнт запасу міцності ланцюга.

Умова $S > [S]$ виконано.

2.3 Розрахунок зубчастих передач

Розрахувати циліндричні косозубі передачі [2][3] за такими вихідними даними:

- обертальний момент на валу колеса передачі $T_2 = 278 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- передаточне відношення першої передачі - $u = 4$,
другої передачі - $u' = 5,5$;
- кутова швидкість обертання колеса $\omega_2 = 25 \text{ рад/с}$, $\omega'_2 = 18 \text{ рад/с}$;
- термін роботи передачі $L_h = 2000 \text{ год}$.

Для виготовлення колеса та шестерні приймаємо сталь 40ХН та варіанти термообробки:

- для колеса – покращення, $HB 269 \dots 302$, $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$;
- для шестерні – покращення та гартування токами високої частоти (ТВЧ), $HRC 48 \dots 53$, $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$.

Кількість циклів зміни напружень:

- для колеса

$$N_2 = 573\omega_3 L_h = 573 \cdot 9,8 \cdot 2000 = 11,2 \cdot 10^6; \quad (2.24)$$

- для шестерні

$$N_1 = N_2 u = 11,2 \cdot 10^6 \cdot 4 = 44,8 \cdot 10^6. \quad (2.25)$$

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість циклів зміни напружень, яка відповідає межі контактної витривалості, визначаємо за графіком (рис. 6):

- для колеса $HB_{cp} = 0,5 \cdot (269 + 302) = 285$; $N_{H02} = 20 \cdot 10^6$;
- для шестерні $HRC_{cp} = 0,5 \cdot (48 + 53) = 50,5$; $N_{H01} = 100 \cdot 10^6$.

Коефіцієнти довговічності:

- для колеса

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_2}} = \sqrt[6]{\frac{20 \cdot 10^6}{11,2 \cdot 10^6}} = 1,1; \quad (2.26)$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_2}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{11,2 \cdot 10^6}} = 0,84 < 1 \text{ (приймаємо } K_{FL2} = 1); \quad (2.27)$$

- для шестерні

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_1}} = \sqrt[6]{\frac{100 \cdot 10^6}{44,8 \cdot 10^6}} = 1,2; \quad (2.28)$$

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_1}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{44,8 \cdot 10^6}} = 0,8 < 1 \text{ (приймаємо } K_{FL1} = 1). \quad (2.29)$$

Допустимі контактні напруження та напруження згинання, які відповідають кількості циклів N_{H0} та $4 \cdot 10^6$ (табл. 2.2):

- для колеса

$$[\sigma_{H0}]_2 = 1,8HB_{cp} + 67 = 1,8 \cdot 285 + 67 = 580 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F0}]_2 = 1,03HB_{cp} = 1,03 \cdot 285 = 293 \text{ МПа};$$

- для шестерні

$$[\sigma_{H0}]_1 = 14HRC_{cp} + 170 = 14 \cdot 50,5 + 170 = 877 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F0}]_1 = 370 \text{ МПа}.$$

Допустимі контактні напруження та напруження згинання з урахуванням терміну роботи передачі:

- для колеса

$$[\sigma_H]_2 = K_{HL2} \cdot [\sigma_{H0}]_2 = 1,1 \cdot 580 = 638 \text{ МПа}; \quad (2.30)$$

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$$[\sigma_F]_2 = K_{FL2} \cdot [\sigma_{F0}]_2 = 1 \cdot 293 = 293 \text{ МПа}; \quad (2.31)$$

- для шестерні

$$[\sigma_H]_1 = K_{HL1} \cdot [\sigma_{H0}]_1 = 1,2 \cdot 877 = 1052 \text{ МПа}; \quad (2.32)$$

$$[\sigma_F]_1 = K_{FL1} \cdot [\sigma_{F0}]_1 = 1 \cdot 370 = 370 \text{ МПа}; \quad (2.33)$$

Середнє допустиме контактне напруження

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(1052 + 638) = 760,5 \text{ МПа}; \quad (2.34)$$

$$1,23[\sigma_H]_2 = 1,23 \cdot 638 = 785 \text{ МПа} > [\sigma_H]. \quad (2.35)$$

Остаточно приймаємо:

$$[\sigma_H] = 760,5 \cdot 10^6 \text{ Па}; [\sigma_F]_1 = 370 \cdot 10^6 \text{ Па}; [\sigma_F]_2 = 293 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Для визначення міжосьової відстані передачі приймаємо такі коефіцієнти.

Приймаємо $\psi_a = 0,4$.

Коефіцієнт $\psi_d = 0,5\psi_a(u+1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (4+1) = 0,6$.

Приймаємо коефіцієнт $K_{H\beta} = 1,03$ (розміщення колеса відносно опор – симетричне, $HB < 350$).

Коефіцієнт $K_\alpha = 4950$ – для прямозубих передач; $K_\alpha = 4300$ – для косозубих і шевронних передач.

Приймаємо $K_\alpha = 4300$ як для косозубої передачі.

Міжосьова відстань передачі

$$a_w \geq K_\alpha(u+1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_3}{\psi_d u^2 [\sigma_H]^2}} = 4950 \cdot (4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,03 \cdot 278}{0,4 \cdot 4^2 \cdot (856 \cdot 10^6)^2}} = 0,1 \text{ м}. \quad (2.36)$$

Приймаємо $a_w = 100 \text{ мм}$.

Початкові розміри колеса передачі:

- ділильний діаметр

$$d_2 = 2a_w \frac{u}{u+1} = 2 \cdot 100 \cdot \frac{4}{4+1} = 160 \text{ мм}; \quad (2.37)$$

Приймаємо найближче стандартне значення (дод. А) $d_2 = 160 \text{ мм}$.

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$$d'_2 = 2a_w \frac{u}{u+1} = 2 \cdot 100 \cdot \frac{5,5}{5,5+1} = 169 \text{ мм},$$

Приймаємо найближче стандартне значення $d'_2 = 170 \text{ мм}$.

- ширина зубчастого вінця

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ мм}. \quad (2.38)$$

Приймаємо найближче стандартне значення (дод. А) $b_2 = 40 \text{ мм}$.

Модуль передачі

$$m \geq \frac{2K_m T_3}{d_2 b_2 [\sigma_F]} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 278}{0,15 \cdot 0,04 \cdot 293 \cdot 10^6} = 0,0018 \text{ м}, \quad (2.39)$$

$$m' \geq \frac{2K_m T_3}{d_2 b_2 [\sigma_F]} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 278}{0,17 \cdot 0,04 \cdot 293 \cdot 10^6} = 0,0016 \text{ м}$$

де $K_m = 5,8$ – для косозубих передач; $K_m = 6,8$ – для прямозубих передач; $K_m = 5,2$ – для шевронних передач;

$$[\sigma_F] = 293 \cdot 10^6 \text{ Па} – \text{менше з двох значень } [\sigma_F]_1 \text{ та } [\sigma_F]_2.$$

Приймаємо $m = m' = 2 \text{ мм}$.

Мінімальний кут нахилу зубів коліс

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4m}{b_2} = \arcsin \frac{4 \cdot 2}{40} = 11,5^\circ; \quad (2.40)$$

$$\cos \beta_{\min} = \cos 11,5^\circ = 0,98.$$

Сумарна кількість зубів коліс передачі

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} \cos \beta_{\min} = \frac{2 \cdot 100}{2} \cdot 0,98 = 98. \quad (2.41)$$

Округлюючи до цілого значення, приймаємо $z_\Sigma = 98$.

Дійсне значення кута нахилу зубів коліс

$$\beta = \arccos \frac{m z_\Sigma}{2a_w} = \arccos \frac{2 \cdot 98}{2 \cdot 100} = 11,5^\circ; \quad (2.42)$$

$$\cos \beta = \cos 11,5^\circ = 0,98; \quad \text{tg } \beta = \text{tg } 11,5^\circ = 0,2.$$

Мінімально необхідна кількість зубів коліс

$$z_{\min} = 17 \cos^2 \beta = 17 \cdot 0,98^2 \approx 17. \quad (2.43)$$

Кількість зубів шестерні

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{98}{4+1} \approx 20 \geq z_{\min}. \quad (2.44)$$

$$z_1' = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{98}{5,5+1} \approx 15. \text{ Приймаємо } 17.$$

Кількість зубів колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 98 - 20 = 78. \quad (2.45)$$

$$z_2' = u' z_1 = 5,5 \cdot 17 = 94.$$

Фактичне передаточне відношення

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{78}{20} = 3,9; \quad (2.46)$$

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\% = \frac{|4 - 3,9|}{3,9} \cdot 100\% = 2,5 < 5\%. \quad (2.47)$$

Ділильні діаметри:

- шестерні

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 20}{0,98} = 41 \text{ мм, приймаємо } d_1 = 41 \text{ мм.}; \quad (2.48)$$

$$d_1' = \frac{mz_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 17}{0,98} = 35 \text{ мм.}$$

- колеса

$$d_2 = 2a_w - d_1 = 2 \cdot 100 - 41 = 159 \text{ мм.} \quad (2.49)$$

$$d_2' = 2a_w - d_1 = 2 \cdot 100 - 35 = 165 \text{ мм}$$

Діаметри кіл вершин і западин

- шестерні

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 41 + 2 \cdot 2 = 45 \text{ мм}; \quad (2.50)$$

$$d_{a1}' = d_1 + 2m = 35 + 2 \cdot 2 = 39 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 41 - 2,5 \cdot 2 = 36 \text{ мм}; \quad (2.51)$$

$$d_{f1}' = d_1 - 2,5m = 35 - 2,5 \cdot 2 = 30 \text{ мм.}$$

- колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 159 + 2 \cdot 2 = 163 \text{ мм}; \quad (2.52)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 165 + 2 \cdot 2 = 169 \text{ мм.}$$

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$d'_{f2} = d_2 - 2,5m = 159 - 2,5 \cdot 2 = 154 \text{ мм}$$

$$d'_{f2} = d_2 - 2,5m = 165 - 2,5 \cdot 2 = 160 \text{ мм} . \quad (2.53)$$

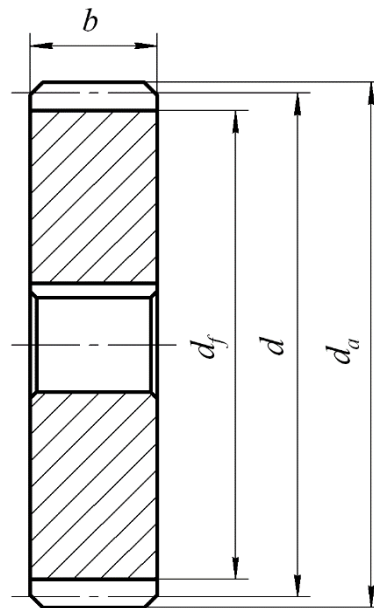


Рис. 2.3 Діаметри та ширина вінця зубчастого колеса

Придатність заготовок зубчастих коліс перевіряємо за такими умовами:

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 = 45 + 6 = 51 \text{ мм} . \quad (2.54)$$

Якщо колесо з виточками, то

$$C_{\text{заг}} = 0,5b_2 = 0,5 \cdot 40 = 20 \text{ мм} ; \quad (2.55)$$

$$S_{\text{заг}} = 8m = 8 \cdot 2 = 16 \text{ мм} . \quad (2.56)$$

Якщо колесо без виточок, то $C_{\text{заг}} = b_2 = 40 \text{ мм} .$

За табл. 2.1 $D_{\text{гр}} = 200 \text{ мм}$; $S_{\text{гр}} = 125 \text{ мм}$, отже, умови придатності заготовок коліс

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{гр}}; \quad C_{\text{заг}} \leq S_{\text{гр}}; \quad S_{\text{заг}} \leq S_{\text{гр}} \quad (2.57)$$

виконуються.

Окружна сила в зубчастому зачепленні

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 278}{0,159} = 3497 \text{ Н} . \quad (2.58)$$

Радіальна сила в зубчастому зачепленні

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 3497 \cdot \frac{0,364}{0,98} = 1300 \text{ Н}, \quad (2.59)$$

де $\alpha = 20^\circ$ ($\operatorname{tg} \alpha = 0,364$) – кут профілю зуба.

Осьова сила в зубчастому зачепленні

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 3497 \cdot 0,2 = 700 \text{ Н}. \quad (2.60)$$

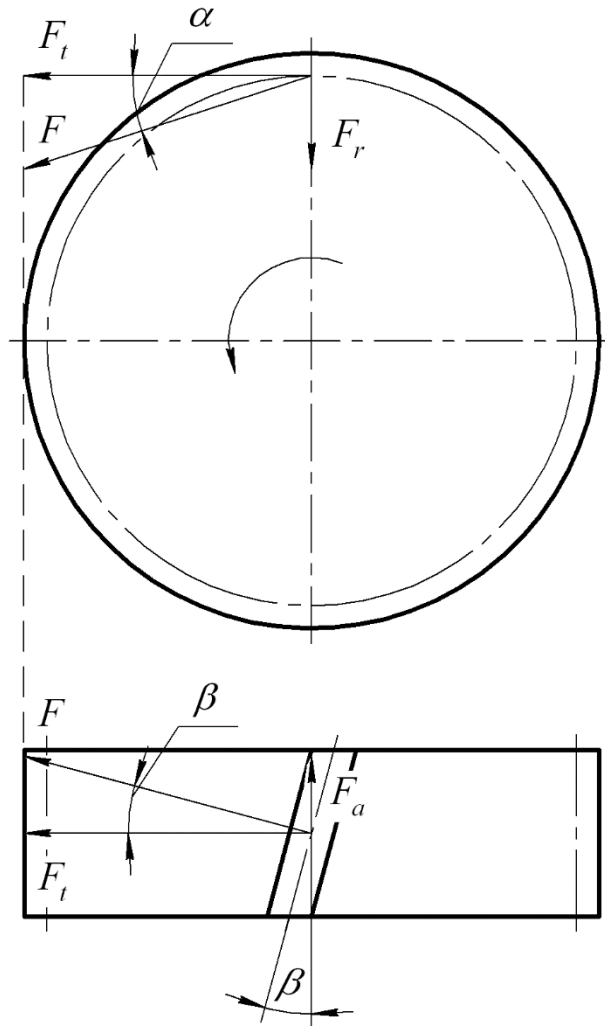


Рис. 2.4. Сили, що діють у зачепленні

Для перевірки міцності зубів коліс за напруженнями згинання уточнюємо значення коефіцієнта ψ_d :

$$\psi_d = \frac{b_2}{d_1} = \frac{0,04}{0,041} = 0,97. \quad (2.61)$$

Окружна швидкість колеса

$$v_2 = 0,5\omega_3 d_2 = 0,5 \cdot 25 \cdot 0,159 = 2 \text{ м/с} . \quad (2.62)$$

За величиною v_2 визначаємо ступінь точності передачі – 9, тому коефіцієнт $K_{F\alpha} = 1,00$.

Коефіцієнт

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{11,5^\circ}{140} = 0,92 . \quad (2.63)$$

Коефіцієнт $K_{F\beta} = 1,05$.

Коефіцієнт $K_{FV} = 1,2$ (оскільки твердість поверхні зубів косозубого колеса $HB\ 269 \dots 302$, що менше $HB\ 350$):

Коефіцієнт форми зуба Y_F для колеса та шестерні приймається за величиною z_v :

- для колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 73 / 0,98^3 = 77,6$; $Y_{F2} = 3,62$;

- для шестерні $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 25 / 0,98^3 = 26,3$; $Y_{F1} = 3,8$.

Розрахункове напруження згинання зубів колеса

$$\sigma_{F2} = K_{F\alpha} Y_\beta K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2} \frac{F_t}{mb_2} = \quad (2.64)$$
$$= 1 \cdot 0,92 \cdot 1,05 \cdot 1,2 \cdot 3,62 \cdot \frac{3497}{0,002 \cdot 0,04} = 196 \cdot 10^6 \text{ Па} = 196 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 .$$

Розрахункове напруження згинання зубів шестерні

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 196 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,76}{3,62} = 204 \cdot 10^6 \text{ Па} = 204 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 . \quad (2.65)$$

Отже, міцність зубів коліс на згинання забезпечена.

Для перевірки міцності зубів коліс за контактними напруженнями встановлюємо значення таких коефіцієнтів:

- $K_{H\alpha} = 1,1$;

- $K_{H\beta} = 1,12$;

- $K_{HV} = 1,05$:

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Розрахункове контактне напруження в зубчастому зачепленні

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \frac{u+1}{u} \frac{F_t}{d_1 b_2}} = \quad (2.66)$$

$$= 376 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{1,1 \cdot 1,03 \cdot 1,05 \cdot \frac{3+1}{3} \cdot \frac{3732}{0,051 \cdot 0,04}} = 641 \cdot 10^6 \text{ Па} = 641 \text{ МПа} < [\sigma_H].$$

Отже, контактна міцність зубів коліс забезпечена.

2.4 Геометричний розрахунок валів

Розрахунок швидкохідного вала редуктора

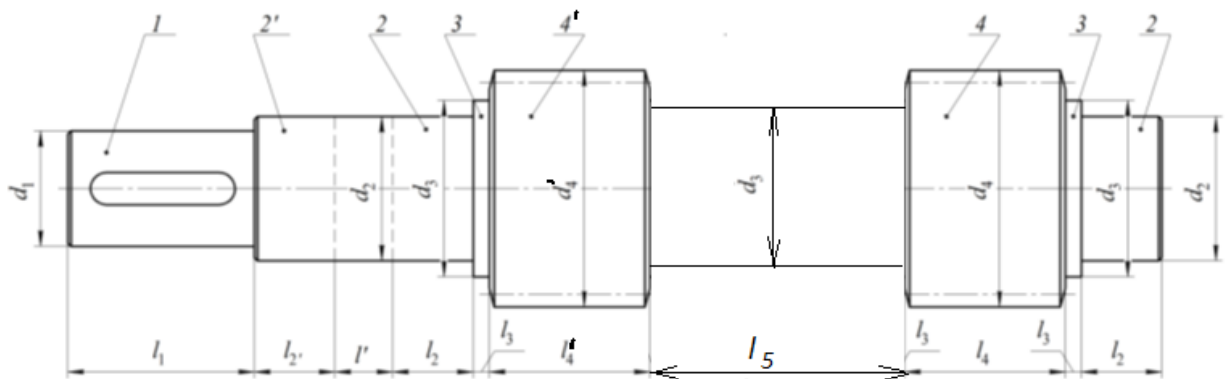


Рис. 2.5 Схема швидкохідного вала

На рис. 2.4 позначено такі поверхні:

- 1 – хвостовик зі шпонковим пазом;
- 2 – місце встановлення підшипника;
- 2' – поверхня контакту з ущільненням підшипникової кришки;
- 3 – бортки для обмеження пересування підшипника в осьовому напрямку;
- 4 – зубчаста або черв'ячна поверхня (для циліндричного та черв'ячного редукторів відповідно).

Між поверхнями 2 та 2' вводиться додаткова ділянка, довжина якої l' залежить від розмірів підшипникової кришки.

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			40

Діаметр хвостовика визначається за формулою

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 72}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,026 \text{ м}$$

$$[\tau_{кр}] = 15 \dots 20 \text{ МПа.}$$

Приймаємо $d_1 = 26 \text{ мм.}$

Довжина хвостовика

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5)d_1 = 1,5 \cdot 26 = 39 \text{ мм. Приймаємо } 40 \text{ мм.}$$

Діаметр вала у місці встановлення підшипника

$$d_2 = d_1 + 2t = 26 + 2 \cdot 2,5 = 31 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_2 = 35 \text{ мм.}$

Діаметр поверхні контакту з ущільненням d'_2 зазвичай приймають рівним або на $1 \dots 2 \text{ мм}$ меншим за величину d_2 . Приймаємо $d'_2 = d_2$.

Сумарна довжина поверхонь 2 та $2'$, а також поверхні між ними, попередньо визначається за формулою

$$l_2 + l' + l'_2 = 1,5d_2 \approx 53 \text{ мм.}$$

Діаметр буртика визначається за формулою

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 35 + 3,2 \cdot 2,5 = 43 \text{ мм.}$$

Отримане значення збільшується до найближчого зі стандартного ряду.

Приймаємо $d_3 = 45 \text{ мм.}$

Довжина буртика приймається цілим числом з діапазону $5 \dots 10 \text{ мм}$ і може бути уточнена на етапі розробки компоновальної схеми редуктора.

Приймаємо $l_3 = 5 \text{ мм, } l_5 = 50 \text{ мм.}$

Розрахунок тихохідного вала

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

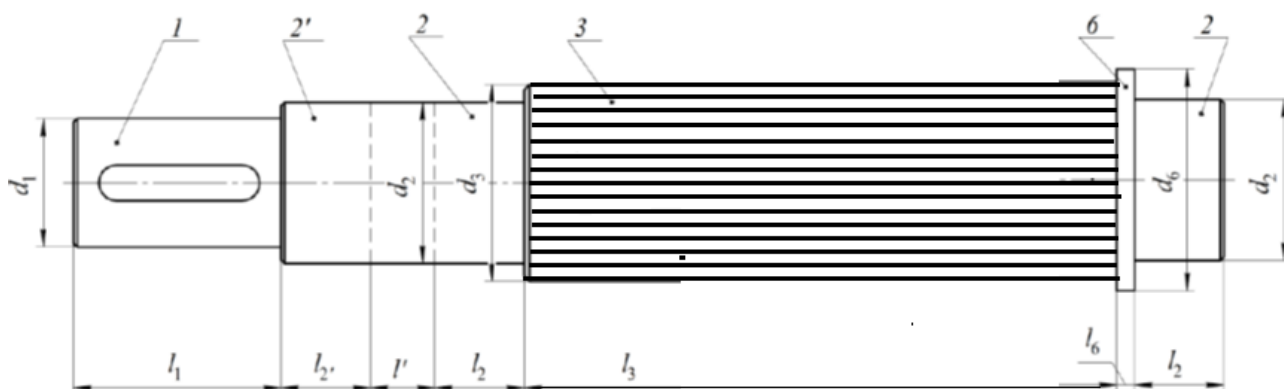


Рис. 2.6 Схема тихохідного вала

Діаметр хвостовика визначається за формулою

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16T_3}{\pi[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 278}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,04 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_1 = 40 \text{ мм.}$

Довжина хвостовика

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5)d_1 = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ мм.}$$

Приймаємо $l_1 = 60 \text{ мм.}$

Діаметр вала у місці встановлення підшипника

$$d_2 = d_1 + 2t = 40 + 2 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_2 = 45 \text{ мм.}$

Діаметр поверхні контакту з ущільненням d'_2 зазвичай приймають рівним або на $1 \dots 2 \text{ мм}$ меншим за величину d_2 . Приймаємо $d'_2 = d_2$.

Сумарна довжина поверхонь 2 та 2', а також поверхні між ними, попередньо визначається за формулою

$$l_2 + l' + l'_2 = 1,5d_2 = 1,5 \cdot 45 \approx 68 \text{ мм.}$$

Ділянка з шлицями d_3 , діаметр визначається за формулою

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 45 + 3,2 \cdot 3,5 = 56,2 \text{ мм.}$$

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Отримане значення збільшується до найближчого зі стандартного ряду.

Приймаємо $d_3=45\text{мм}$.

Приймаємо $l_3=140\text{мм}$.

Діаметр поверхні 6 тихохідного вала

$$d_6 = d_3 + (5 \dots 10\text{мм}) = 60+5=65\text{мм}.$$

Довжина цієї поверхні приймається цілим числом з діапазону $5 \dots 10\text{мм}$.

Приймаємо $l_6=5\text{мм}$.

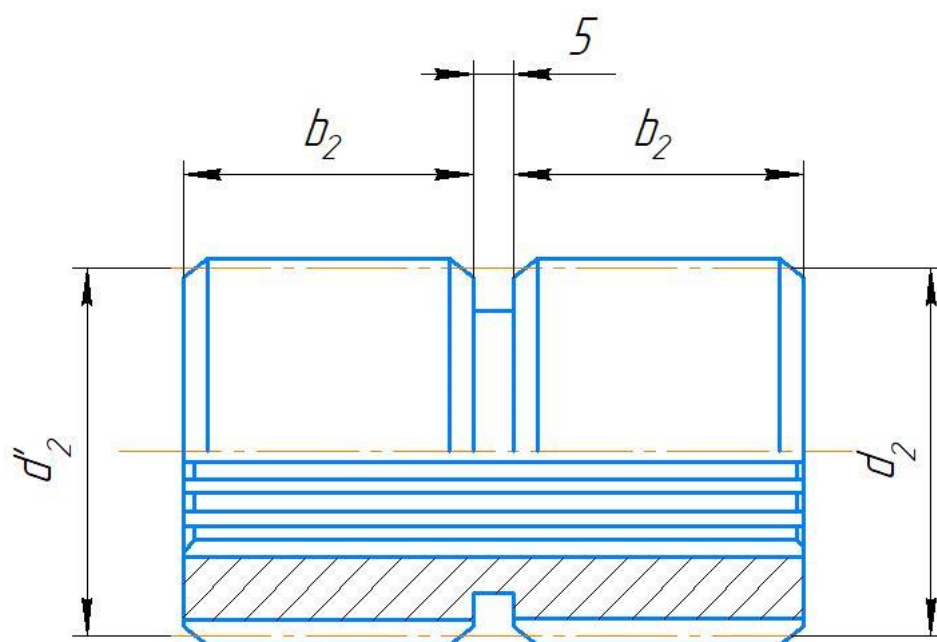


Рис. 2.7 Схема блока зубчастих колес

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.480000.205 ДІПЗ

Арк.
43

2.5 Розрахунок реакцій і згинальних моментів на валах

Розрахунок реакцій швидкохідного вала [1]

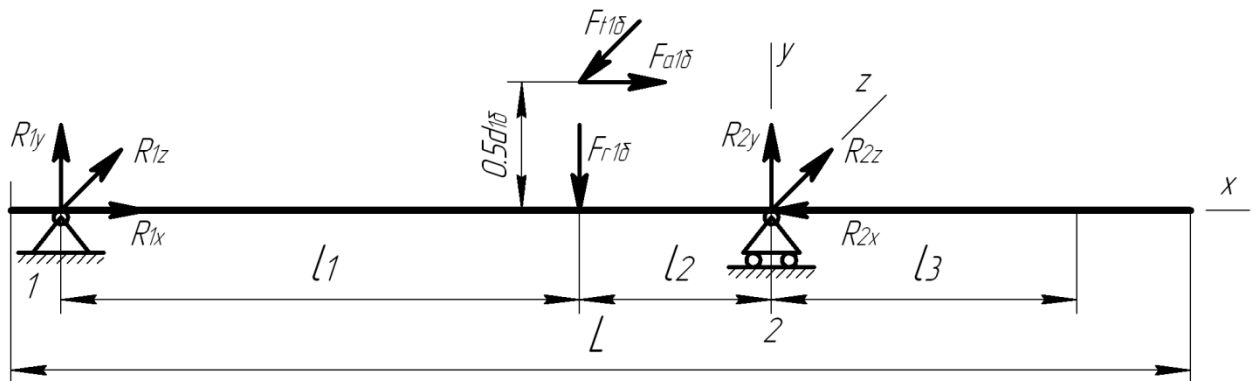


Рис. 2.8 Сили швидкохідного вала

$$\begin{cases} \Sigma M_1^y = R_{2y} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r1\delta} \cdot l_1 - M_{a1\delta} = 0; \\ \Sigma M_2^y = F_{r1\delta} \cdot l_2 - R_{1y} \cdot (l_1 + l_2) - M_{a1\delta} = 0; \\ \Sigma M_1^z = R_{2z} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t1\delta} \cdot l_2 = 0; \\ \Sigma M_2^z = F_{t1\delta} \cdot l_2 - R_{1z} \cdot (l_1 + l_2) = 0; \\ \Sigma X = R_{1x} - F_{a1\delta} - R_{2x} = 0. \end{cases}$$

Підставляючи значення $l_1 = 125$ мм, $l_2 = 40$ мм,

$M_{a1\delta} = 0,5 F_{a1\delta} \cdot d_{1\delta} = 0,5 \cdot 0 \cdot 72 = 0$ в формули отримаємо при $R_{1x} = 0$:

$$\begin{cases} R_{2y} = \frac{F_{r1\delta} \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} + M_{a1\delta} = \frac{1300 \cdot 125}{(125 + 40)} = 2300; \\ R_{1y} = \frac{F_{r1\delta} \cdot l_2}{(l_1 + l_2)} + M_{a1\delta} = \frac{1300 \cdot 40}{(125 + 40)} = 742; \\ R_{2z} = \frac{F_{t1\delta} \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{3497 \cdot 125}{(125 + 40)} = 6386; \\ R_{1z} = \frac{F_{t1\delta} \cdot l_2}{(l_1 + l_2)} = \frac{3497 \cdot 40}{(125 + 40)} = 2060; \\ R_{2x} = R_{1x} - F_{a1\delta} = 700. \end{cases} \quad \text{Н.}$$

$$R_1 = \sqrt{(R_{1y})^2 + (R_{1z})^2} = \sqrt{(742)^2 + (2060)^2} = 2190 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{(R_{2y})^2 + (R_{2z})^2} = \sqrt{(2300)^2 + (6386)^2} = 6787 \text{ Н}.$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.480000.205 ДПІЗ

Арк.

44

Реакції тихохідного вала [1]

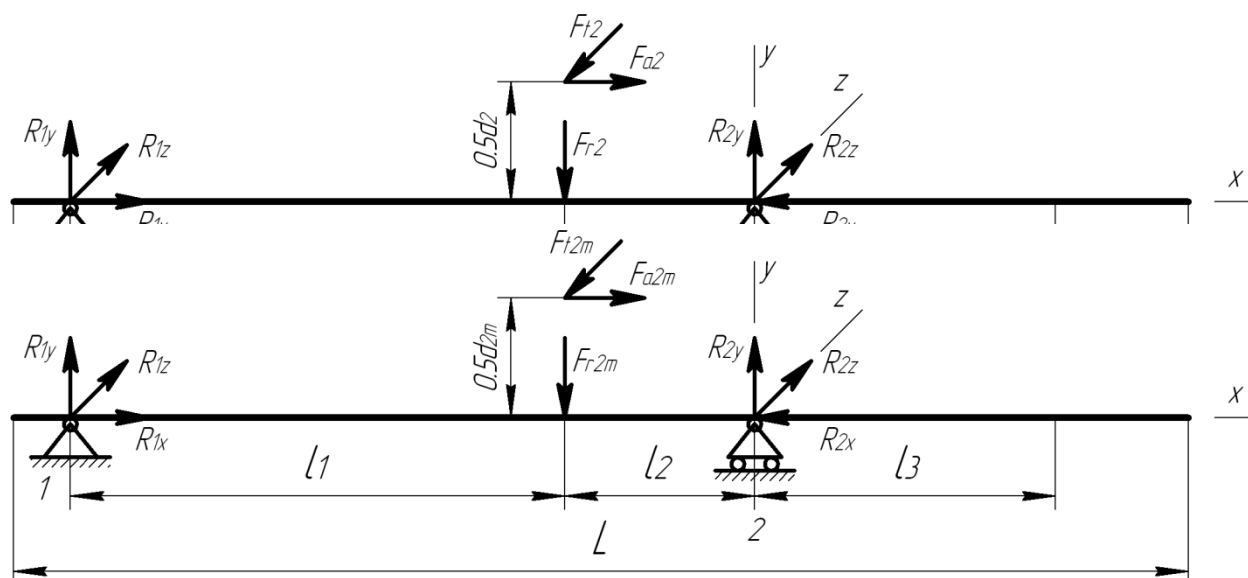


Рис. 2.9 Сили діючі на тихохідного вала

$$\begin{cases} \Sigma M_1^y = R_{2y}(l_1 + l_2) - F_{r2m} \cdot (l_1) - M_{a2m} = 0; \\ \Sigma M_2^y = F_{r2m} \cdot (l_2) - R_{1y}(l_1 + l_2) - M_{a2m} = 0; \\ \Sigma M_1^z = R_{2z}(l_1 + l_2) - F_{t2m} \cdot l_1 = 0; \\ \Sigma M_2^z = F_{t2m} \cdot l_2 - R_{1z}(l_1 + l_2) = 0; \\ \Sigma X = R_{1x} - R_{2x} - F_{a2m} = 0. \end{cases}$$

Підставляючи значення $l_1 = 114 \text{ мм}$, $l_2 = 63 \text{ мм}$,

$M_{a2m} = 0,5 F_{a2m} \cdot d_{2m} = 0,5 \cdot 0 \cdot 292 = 0$ отримуємо при $R_{1x} = 0$:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{2y} = \frac{M_{a2m} + F_{r2m} \cdot (l_1)}{(l_1 + l_2)} = \frac{0 + 1300 \cdot (114)}{(114 + 63)} = 1971; \\ R_{1y} = \frac{F_{r2m} \cdot (l_2) - M_{a2m}}{(l_1 + l_2)} = \frac{1300 \cdot (63)}{(114 + 63)} = 1089; \\ R_{2z} = \frac{F_{t2m} \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{+3497 \cdot 114}{(114 + 63)} = 5474; \\ R_{1z} = \frac{F_{t2m} \cdot l_2}{(l_1 + l_2)} = \frac{3497 \cdot 63}{(114 + 63)} = 3025; \\ \Sigma X = R_{1x} - R_{2x} - F_{a2m} = 700. \end{array} \right.$$

$$R_1 = \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1z}^2} = \sqrt{(1089)^2 + (3025)^2} = 3215 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2z}^2} = \sqrt{(1971)^2 + (5474)^2} = 5818 \text{ Н}.$$

2.6 Вибір підшипників

Швидкохідний вал.

Приймаємо підшипник №307. Діаметр $D = 90$ мм, внутрішній діаметр $d = 35$, ширина $B = 23$, динамічна і статична вантажопідйомність підшипника $C_0 = 30$ і $C = 52,7$ кН.

Приймаємо $e = 0,19$, $Y = 2,37$, $X = 0,56$.

Відношення для опори 1 $\frac{R_a}{V \cdot R_r} = \frac{R_{1x}}{V \cdot R_1} = \frac{0}{1160} = 0 < e = 0,19$

при $e = 0,19$, $V = 1$. Приймаємо $Y = 0$, $X = 1$.

Відношення для опори 2 $\frac{R_a}{V \cdot R_r} = \frac{R_{2x}}{V \cdot R_2} = \frac{0}{3100} = 0 < e = 0,19$

при $e = 0,19$, $V = 1$. Приймаємо $Y = 0$, $X = 1$.

Еквівалентна динамічне навантаження для опори 1:

$$R_{E1} = (V \cdot X \cdot R_1 + YR_{1x}) K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 2776 + 0 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1,25 = 3470.$$

Еквівалентна динамічне навантаження для опори 2:

$$R_{E2} = (V \cdot X \cdot R_2 + YR_{2x}) K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 6969 + 0 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1,25 = 8711,$$

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

де $K_\sigma = 1,25$ – коефіцієнт безпеки, по табл. 6.3 [1 с.85]; $K_T = 1,0$ – температурний коефіцієнт, по табл. 6.4 [1 с.85].

Вантажопідйомність, кН.

$$C_{mp} = R_E P \sqrt{\frac{573 \cdot \omega_1 \cdot L_{10h}}{10^6}}.$$

$$C_{mp2} = 3,875 \cdot 3 \sqrt{\frac{573 \cdot 101 \cdot 5000}{10^6}} = 6.$$

де $p = 3$ – для кулькових радіальних підшипників; L_{10h} – довговічність приводу, 5000 ч.

Так як $C_{mp} < C_0$, то підшипник нам підходить.

Тихохідний вал.

Приймаємо підшипник №309. Діаметр $D = 100$ мм, діаметр $d = 45$, ширина $B = 33$, динамічна і статична вантажопідйомність підшипника $C_0 = 56$ и $C = 92,3$ кН.

Приймаємо $e = 0,19$, $Y = 2,37$, $X = 0,56$.

$$\text{Відношення для опори 2 } \frac{R_a}{C_0} = \frac{R_{2x}}{C_0} = \frac{0}{56000} = 0.$$

По таблице 6.1 [2 с.85] приймаємо $e = 0,19$, $Y = 2,37$, $X = 0,56$.

$$\text{Відношення для опори 1 } \frac{R_a}{V \cdot R_r} = \frac{R_{1x}}{V \cdot R_1} = \frac{0}{2630} = 0 < e = 0,19$$

при $e = 0,19$, $V = 1$. Приймаємо $Y = 0$, $X = 1$.

$$\text{Відношення для опори 2 } \frac{R_a}{V \cdot R_r} = \frac{R_{2x}}{V \cdot R_2} = \frac{0}{6785} = 0 < e = 0,19$$

при $e = 0,19$, $V = 1$. Приймаємо $Y = 0$, $X = 1$.

Еквівалентна динамічне навантаження для опори 1:

$$R_{e1} = (V \cdot X \cdot R_1 + Y R_{1x}) K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 3215 + 0 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1,25 = 4019.$$

Еквівалентна динамічне навантаження для опори 2:

$$R_{e2} = (V \cdot X \cdot R_2 + Y R_{2x}) K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 5818 + 0 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1,25 = 7273,$$

ДІТ.480000.205 ДПІЗ

4рк.

47

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

де $K_\sigma = 1,25$ – коефіцієнт безпеки, по табл. 6.3 [1 с.85]; $K_T = 1,0$ – температурний коефіцієнт, по табл. 6.4 [1 с.85].

Вантажопідйомність, кН.

$$C_{mp1} = 7,273 \cdot \sqrt[3]{\frac{573 \cdot 25 \cdot 5000}{10^6}} = 19;$$

де $p = 3$ – для кулькових радіальних підшипників; L_{10h} – довговічність приводу, 5000 ч.

Так як $C_{mp} < C_0$, то підшипник підходить.

2.7 Розрахунок елементів корпусу коробки передач

Товщина стінки корпусу: $\delta = 0,025a_w + 3 = 0,025 \times 100 + 3 = 5,5$ мм.

Приймаємо $\delta = 6$ мм.

Товщина стінки кришки редуктора: $\delta_1 = \delta - 1 = 6 - 1 = 5$ мм.

Кількість фундаментних болтів приймаємо 4 шт.

Діаметр фундаментних болтів приймаю: $d_\phi = 12$

Приймаємо діаметр фундаментних болтів М12.

Діаметр стяжних болтів редуктора: $d_1 = 0.75d_\phi = 0.74 \cdot 12 = 9$.

Приймаємо діаметр болтів М10.

Діаметр болтів, що з'єднуються фланці корпусу і кришки приймаємо рівним діаметру стяжних болтів $d_1 = 10$.

– Винт М 10х1,75х75.36 ГОСТ 7798 – 70 – 6 шт.;

– Винт М 10х1,75х100.36 ГОСТ 7798 – 70 – 2 шт.;

– Шайба пружинна 10Н65Г ГОСТ 6402 – 70 – 8 шт.

Для швидкохідного валу приймаємо шпонку призматичну шириною 5 мм, висотою 6 мм і довжиною 30 мм.

Шпонка 6х5х30 ГОСТ 23360 - 78.

Приймаємо шпонку призматичну:

					ДІПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Для контролю мастила приймаємо контрольні пробки з внутрішнім шестигранником М10 ГОСТ 9150 - 81.

Для зливу мастильного матеріалу використовуємо пробку з циліндричним внутрішнім шестигранником по ГОСТ 9150 - 81.

2.8 Механізм перемикавання передач

Спосіб перемикавання передач [5] визначається призначенням коробки швидкостей та в основному залежить від частоти перемикавання, необхідності його автоматизації та дистанційного керування приводом.

В нашому проекті застосовуємо систему ручного перемикавання.

Системи ручного перемикавання застосовують досить часто в пристроях загального призначення; основні їх переваги – простота та низька вартість. Як правило, використовують одnorукояточні селективні системи управління, що сприяють зручності управління та знижує час на перемикавання. При цьому не потрібно проходити через непотрібні проміжні положення зубчастих блоків. Конструкція селективної системи керування представлена на рис. 2.10.

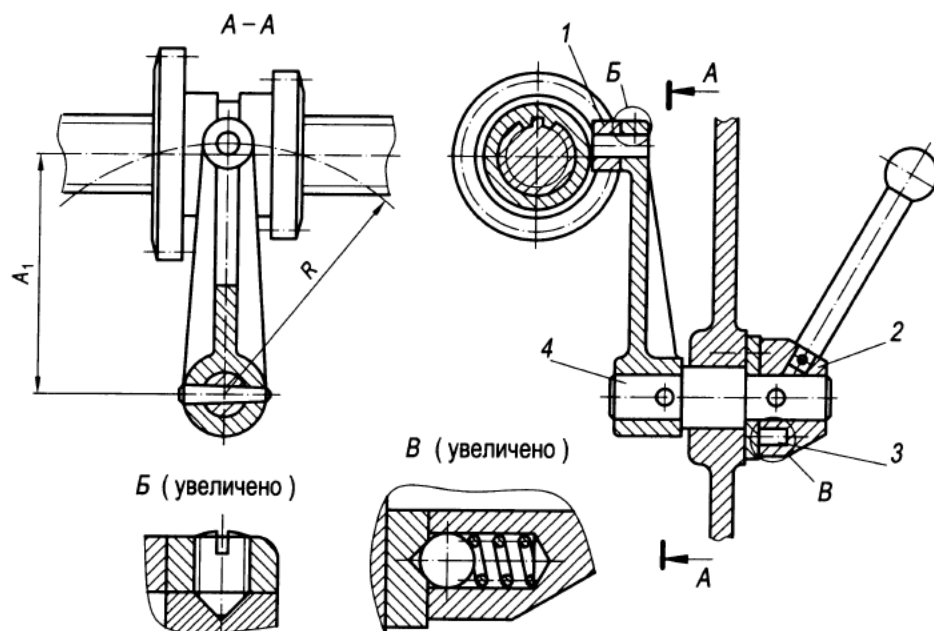


Рис. 2.10 Механізм перемикавання передач

1 – поєднання пересувного блока зубчастих колес з механізмом керування;

2 – рукоятка з маточиною; 3 – фіксатор; 4 – вісь рукоятки

2.9 Вибір типу змащування

ДІТ.480000.205 ДПІЗ					Арк.
					49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Для зменшення втрат потужності на тертя, зниження інтенсивності зношування поверхонь тертя, їх охолодження і очищення від продуктів зносу, а також для запобігання від заїдання, корозії повинно бути забезпечено надійне змащування поверхонь тертя.

Обираю картерний тип змащування, так як зачеплення має низькі контактні напруження, а також швидкість передачі менша за 12,5 м/с.

Змазування зубчастого зачеплення виробляється зануренням зубчастого колеса в масло, налити всередину корпусу до рівня, що забезпечує занурення колеса приблизно на 10 мм. Місткість масляної ванни V з розрахунку 0,4...0,8 л на 1 кВт переданої потужності:

$$V = 7,5 \cdot (0,4 \dots 0,8) = 3 \dots 6 \text{ л.}$$

Для змазування передачі застосуємо широко поширену картерів систему. У корпус редуктора слід заливати масло так, щоб вінці коліс були в нього занурені. Колеса при обертанні буде захоплювати масло, розбризкуючи його всередині корпусу. Усередині корпусу утворюється суспензія часток масла в повітрі, яка покриває поверхню розташованих усередині корпусу деталей.

Розраховуємо окружну швидкість на колесі:

$$V = \omega_1 \frac{d_{a1}}{2} = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{d_{a1}}{2} = \frac{3,14 \cdot 970 \cdot 0,041}{60} = 2 \text{ м/с}.$$

Для даних параметрів рекомендується в'язкість масла 34 мм²/с, що відповідає марці масла І-Г-А-32. (індустріальне, для гідравлічних систем, без присадок, клас кінематичної в'язкості 32).

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

ВИСНОВКИ

Запропонована модернізація ківшевого елеватора шляхом заміщення редуктора двоступеневою коробкою швидкостей.

В ході вирішення поставленої задачі, був проведений вибір елементів приводу, розраховані необхідні параметри ланцюгової передачі та коробки швидкостей, що дозволяють забезпечити необхідний технічний рівень, надійність і довгий термін служби механізму.

Виконане аналітичне дослідження патентних розробок у сфері модернізації ківшевих елеваторів. Розраховані силові і кінематичні параметри приводу, виконаний розрахунок основних елементів двоступеневої коробки швидкостей.

Спроектовано елементи механічного приводу елеватора, а також вибрані муфти та систему змащення.

Розрахунок валів показав, що запас міцності більше допустимого. Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипників менше паспортної. При розрахунку був обраний електродвигун, який задовольняє задані вимоги.

З практичної точки зору вірогідність впровадження запропонованої коробки швидкостей ґрунтується на простоті її конструкції за рахунок використання при її конструюванні уніфікованих деталей.

З економічної точки зору витрати на розробку будуть очікувано низькими, оскільки вони безпосередньо пов'язані з технологічністю конструкції.

Напрямок подальшого дослідження на основі даної роботи являється оптимізація приводу коробки перемикачів швидкостей (впровадження електронного керування) та збільшення ступіней для розширення діапазону використання.

					ДІТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Дунаев П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование : учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва : Машиностроение , 2004. – 560 с.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / В. И. Анурьев. – Москва : Машиностроение , 2006.
3. Деталі машин [Текст]: методичні вказівки до практичних занять з теми «Розрахунок механічних передач» та курсового проектування / уклад: Г. Ф. Смирнов, О. С. Куроп'ятник; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ : Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2011. – 44 с.
4. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтарный сказ , 2003. – 454 с.
5. Цехнович Л. И. Атлас конструкций редукторов : учеб. пособие / Л. И. Цехнович, И. П. Петриченко. – Киев : Выща школа , 1990. – 151 с.
6. Чернавский С. А. Проектирование механических передач : учебно-справочное пособие для вузов / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1984. – 560 с.
7. Каталог электродвигунів АИР. Режим доступу:
https://xn--80aqy.com.ua/katalog_elektrodivigatelei_air
8. Деклараційний патент UA 132249 Ківшевий елеватор. Фідоровська Н. М., Лук'янов І. М. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені П. Василенка.
9. Деклараційний патент UA 102239 Ківшевий елеватор. Тіщенко Л. М., Лук'янов І. М., Рідний Р. В.
10. Деклараційний патент UA 130397 Ківшевий елеватор. Богомолів О. В., Лук'янов І. М., Кісь Л. В.
11. Деклараційний патент UA 9757 Ківшевий стрічковий елеватор. Андреев С. О., Міхеев В. К., Завірюха О. В., Єрьомін К. В.

					ДІПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

12. Деклараційний патент UA 49254 Вертикальний ківшевий стрічковий елеватор. Ловейкін В. С., Бортун В. А. Національний університет біоресурсів і природокористування України.

					ДІПТ.480000.205 ДПІЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53