

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
Кафедра будівництва та професійної освіти

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти магістр

на тему: « Розробка приводної станції ланцюгового (скребкового)
транспортера з приводом із високим сервіс-фактором та ККД »

КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

Виконав: здобувач вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва
спеціальності *133 Галузеве*
машинобудування
групи *133ГМмд23*
ДІДЕНКО Олександр

Керівник: к.т.н., доц. ЯХІН Сергій

Рецензент: к.т.н., доц. БУРЛАКА Олексій

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи: 96 с., 27 рис., 4 табл., 5 додатків, 34 джерела.

Мета: Розробка та впровадження в експлуатацію приводної станції для ланцюгового (скребкового) транспортера, яка відповідає високим стандартам ефективності, надійності та сервісної зручності.

Об'єкт: Приводна станція ланцюгового (скребкового) транспортера.

Предмет: Ефективний привід та механізми ланцюгового (скребкового) транспортера з високим сервіс-фактором та коефіцієнтом корисної дії (ККД).

Завдання:

- Розробити електронну модель приводної станції, враховуючи високий сервіс-фактор та вимоги до ККД.
- Обрати оптимальні матеріали та компоненти для приводної системи з урахуванням навантаження та умов експлуатації.
- Забезпечити можливість легкого обслуговування та ремонту приводної станції.

Методи вирішення:

- Інженерно-технічне моделювання для визначення оптимальної конфігурації приводної системи.
- Аналіз і вибір ефективних матеріалів та технологій виробництва.
- Використання передових технологій проектування для підвищення ККД приводної системи.

Галузь застосування – агропромислове виробництво.

ЛАНЦЮГОВИЙ ТРАНСПОРТЕР, ЛАНЦЮГ, ПРИВODНА СТАНЦІЯ, МОТОР-РЕДУКТОР, СЕРВІС-ФАКТОР, КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	6
1 Стан питання та вибір напрямку розробки	8
1.1 Призначення, загальна будова і класифікація ланцюгових (скребкових) транспортерів	8
1.1.1 Призначення	8
1.1.2 Загальна будова	9
1.1.3 Класифікація	10
1.2 Ланцюгові транспортери для транспортування зерна.....	11
1.2.1 Загальні відомості	11
1.2.2 Конструкція ланцюгових транспортерів	13
1.2.3 Переваги та недоліки	17
1.3 Оцінювання сервіс-фактору приводу.....	17
1.4 Забезпечення високого ККД приводу	20
1.5 Висновки	21
2 Основні теоретичні положення	23
2.1 Вибір конструкції ланцюгового транспортера.....	23
2.2 Визначення параметрів приводної станції	23
2.3 Проектування вузлів приводного механізму.....	27
2.3.1 Призначення матеріалів.....	27
2.3.2 Проектування передач	28
2.3.3 Проектування валів	29
2.4 Визначення сервіс-фактору приводу.....	31
2.5 Висновки	33
3 Методика й основні методи проектування	34

					<i>КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Діденко О. Ю.</i>			<i>Розробка приводної станції ланцюгового (скребкового) транспортера з приводом із високим сервіс-фактором та ККД</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрюків</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Яхін С. В.</i>					4	96
<i>Реценз.</i>		<i>Бурлака О. А.</i>				<i>ПДАУ, ІТФ, каф. БПО</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Яхін С. В.</i>						
<i>Затверд.</i>		<i>Яхін С. В.</i>						

3.1	Методика проектування	34
3.1.1	Аналіз вимог та технічних специфікацій.....	34
3.1.2	Вибір технологій та матеріалів	36
3.1.3	Вибір засобів проектування	37
3.2	Методи проектування	40
3.2.1	Передачі.....	40
3.2.2	Вали	43
3.3	Висновки	46
4	Проектування конструкції	48
4.1	Вихідні дані для розрахунку	48
4.2	Визначення розмірів скребка	48
4.3	Вибір тягового органу.....	49
4.4	Тяговий розрахунок	49
4.5	Вибір приводного механізму	51
4.6	Вибір приводу.....	52
4.7	Розрахунок приводного валу	55
4.8	Моделювання приводної секції	59
5	Висновки	62
6	Список використаних джерел	74
	Додаток А	78
	Додаток Б	89
	Додаток В	91
	Додаток Г	93

ВСТУП

Актуальність теми. Розробка приводної станції ланцюгового (скребкового) транспортера з приводом із високим сервіс-фактором та ККД є актуальним завданням, оскільки дозволяє підвищити надійність та ефективність роботи транспортера.

Мета дослідження розробити приводну станцію ланцюгового (скребкового) транспортера з приводом із високим сервіс-фактором та ККД.

Об'єкт дослідження Приводна станція ланцюгового (скребкового) транспортера.

Предметом дослідження конструкція приводної станції, що забезпечує високий сервіс-фактор та ККД приводу.

Методика та методи:

- Аналіз існуючих конструкцій.
- Формування вимог до приводної станції.
- Конструкторські розробки та розрахунки.

Актуальність теми «Розробка приводної станції ланцюгового (скребкового) транспортера з приводом із високим сервіс-фактором та ККД» зумовлена кількома факторами:

- Ланцюгові (скребкові) транспортери є одним з найпоширеніших видів транспортних засобів в промисловості. Вони широко застосовуються в різних галузях, таких як гірничодобувна промисловість, виробництво, будівництво тощо.
- Надійність та ефективність роботи приводної станції є одними з найважливіших факторів, що впливають на ефективність роботи ланцюгового (скребкового) транспортера.
- Сучасні вимоги до приводних станцій ланцюгових (скребкових) транспортерів включають високий сервіс-фактор та ККД. Це дозволяє

					КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підвищити надійність та ефективність роботи транспортера, а також знизити витрати на його технічне обслуговування та ремонт.

Теоретична та практична значущість роботи полягає в наступному:

Розробка нової конструкції приводної станції ланцюгового (скребкового) транспортера, що забезпечує:

- Високий сервіс-фактор (до 4).
- Високий ККД (до 95%).
- Зменшення витрат на технічне обслуговування та ремонт.
- Збільшення терміну служби.

Розробка приводної станції ланцюгового (скребкового) транспортера з приводом із високим сервіс-фактором та ККД має ряд переваг, зокрема:

- Підвищення надійності роботи транспортера. Це означає, що транспортер буде працювати безперебійно протягом більш тривалого періоду часу, що призведе до зниження витрат на технічне обслуговування та ремонт.
- Підвищення ефективності роботи транспортера. Це означає, що транспортер буде переміщувати вантажі з більшою швидкістю та продуктивністю, що призведе до підвищення ефективності виробництва.
- Зменшення витрат на технічне обслуговування та ремонт. Це пов'язано з тим, що приводна станція з високим сервіс-фактором та ККД менш схильна до поломок та вимагає менш частого технічного обслуговування.
- Збільшення терміну служби транспортера. Це пов'язано з тим, що приводна станція з високим сервіс-фактором та ККД працює в більш щадному режимі, що дозволяє їй прослужити довше.

Таким чином, розробка приводної станції ланцюгового (скребкового) транспортера з приводом із високим сервіс-фактором та ККД є актуальним завданням, що дозволяє підвищити надійність та ефективність роботи транспортера, а також знизити витрати на його технічне обслуговування та ремонт.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ РОЗРОБКИ

1.1 Призначення, загальна будова і класифікація ланцюгових (скребкових) транспортерів

1.1.1 Призначення

Ланцюгові (скребкові) транспортери (рис. 1.1) призначені для безперервного транспортування сипучих, насипних, кускових, рідких і штучних вантажів по горизонтальних, похилих і вертикальних поверхнях [3, 5, 6].

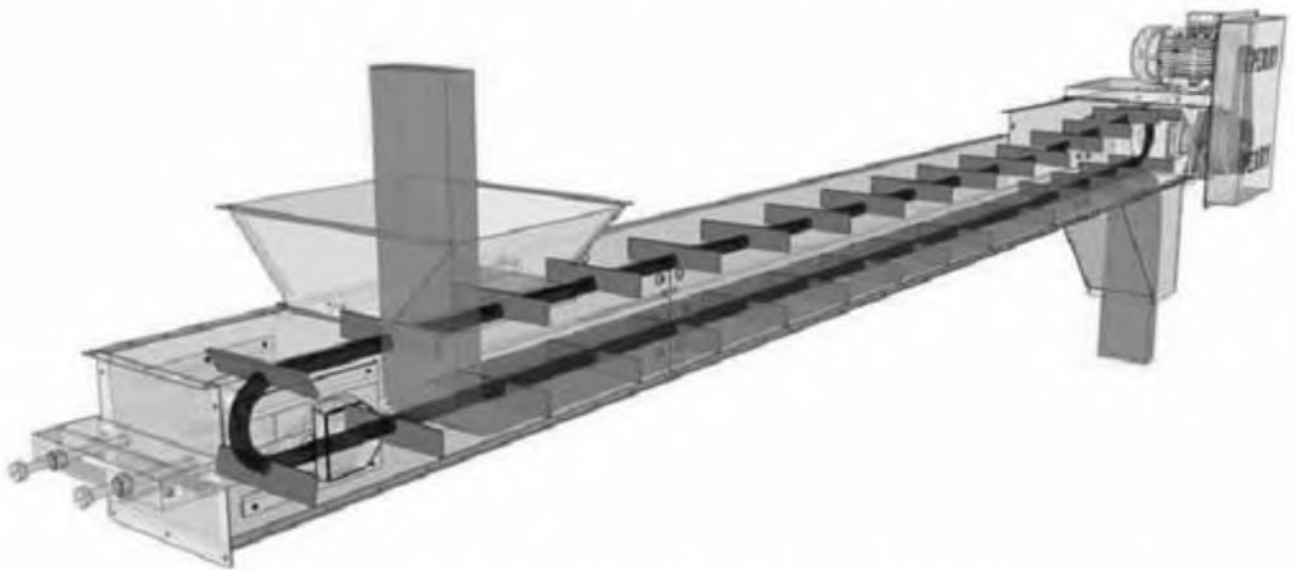


Рис. 1.1 – Транспортер ланцюговий скребковий горизонтальний

Ланцюгові транспортери широко застосовуються в різних галузях промисловості, сільського господарства, будівництва та інших сферах народного господарства [5, 6]. Вони використовуються для транспортування:

- Зернові, кормові та хімічні продукти;
- Рудні та вуглеводневі концентрати;
- Вапняк, цемент, шлак;
- Будматеріали;
- Відходи виробництва.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

1.1.2 Загальна будова

Скребковий транспортер з суцільними високими скребками складається (рис. 1.2) з відкритого жолоба 1, закріпленого на станині, по якому переміщається тяговий ланцюг 3 із закріпленими на ній скребками 2, що оперізує натяжну зірочку 6 і провідну зірочку 4.

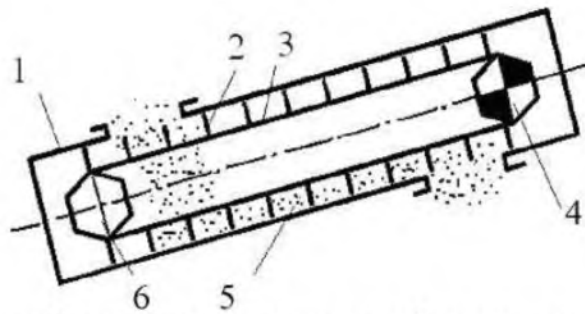


Рис. 1.2 – Схема скребкового конвеєра з суцільними високими скребками:
1 - жолоб; 2 - скребки; 3 - тяговий ланцюг (ланцюги); 5 - вантаж; 6 - натяжний пристрій; 4 - привід

Ланцюговий (скребковий) транспортер (рис. 1.3) складається з наступних основних частин:

- Корпус – транспортера являє собою замкнуту раму, що складається з поздовжніх і поперечних зв'язків. Корпус транспортера може бути виконаний з металу, дерева або бетону.
- Ланцюг – є тяговою частиною транспортера. Він складається з ланок, з'єднаних між собою шарнірами. Ланцюг може бути ланцюгом з плоскими або круглими ланками.
- Скребки – є робочими органами транспортера. Вони прикріплюються до ланцюга і переміщують вантаж. Скребки можуть бути виконані з різних матеріалів, наприклад, з металу, гуми або пластмаси.
- Приводна станція – забезпечує рух ланцюга. Вона складається з електродвигуна, редуктора і муфти.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

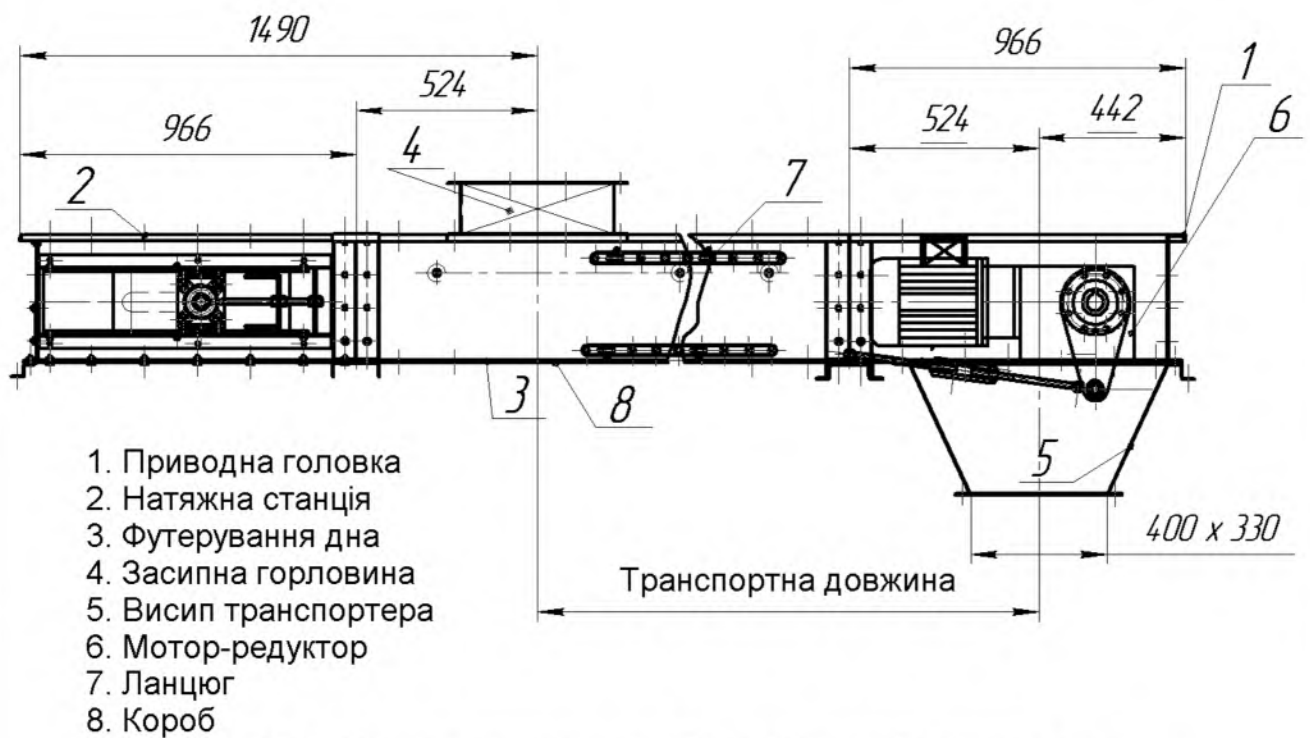


Рис. 1.3 – Будова ланцюгового (скребкового) транспортера

1.1.3 Класифікація

Ланцюгові транспортери класифікуються за такими ознаками:

- За характером руху ланцюга:
 - Ланцюги, що переміщуються в горизонтальній площині;
 - Ланцюги, що переміщуються в похилій площині;
 - Ланцюги, що переміщуються у вертикальній площині.
- За характером переміщення скребок:
 - Ланцюгові транспортери з нерухомими скребками;
 - Ланцюгові транспортери з рухомими скребками.
- За типом скребок:
 - Ланцюгові транспортери з металевими скребками;
 - Ланцюгові транспортери з гумовими скребками;
 - Ланцюгові транспортери з пластмасовими скребками.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

Арк.

10

1.1.3.1 Ланцюгові транспортери з нерухомими скребками

Ланцюгові транспортери з нерухомими скребками є найбільш поширеним типом ланцюгових транспортерів. Вони застосовуються для транспортування вантажів з великою питомою вагою, наприклад, руди, вапняку, цементу, шлаку.

У ланцюгових транспортерах з нерухомими скребками скребки кріпляться до ланцюга нерухомо. Ланцюг переміщується в горизонтальному, похилому або вертикальному напрямку. Скребки, що переміщуються разом з ланцюгом, переміщують вантаж.

1.1.3.2 Ланцюгові транспортери з рухомими скребками

Ланцюгові транспортери з рухомими скребками застосовуються для транспортування вантажів з невеликою питомою вагою, наприклад, зерна, кормів, хімічних продуктів.

У ланцюгових транспортерах з рухомими скребками скребки кріпляться до ланцюга шарнірно. Ланцюг переміщується в горизонтальному, похилому або вертикальному напрямку. Скребки, що переміщуються разом з ланцюгом, переміщують вантаж.

1.2 Ланцюгові транспортери для транспортування зерна

1.2.1 Загальні відомості

Ланцюгові транспортери поширені в сільському господарстві у вигляді самостійних стаціонарних і пересувних машин або у вигляді вбудованих агрегатів спеціальних машин. В залежності від призначення вони бувають різного конструктивного виконання. Найбільше розповсюдження отримали скребокві, планчасті та пластинчасті транспортери

Ланцюгові транспортери для транспортування зерна є одним з найпоширеніших типів транспортерів у зерноосховищ, елеваторах та інших зернопереробних підприємствах. Вони застосовуються для транспортування зерна з одного місця в інше, а також для завантаження та вивантаження зерна з транспорту.

					КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Безпечними. Ланцюгові транспортери повинні бути безпечними в експлуатації.

1.2.2 Конструкція ланцюгових транспортерів

Корпус ланцюгового транспортера для транспортування зерна являє собою замкнуту раму, що складається з поздовжніх і поперечних зв'язків. Корпус транспортера може бути виконаний з металу (рис. 1.5), дерева або бетону. Корпус транспортера повинен бути міцним і стійким до корозії. Він повинен забезпечувати надійну підтримку ланцюга та скребок, а також запобігати розсипанню зерна.



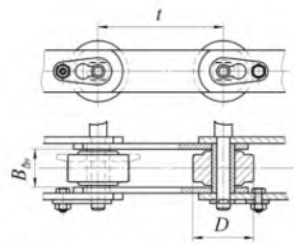
Рис. 1.5 – Секція корпусу ланцюгового транспортера

1.2.2.1 Ланцюг

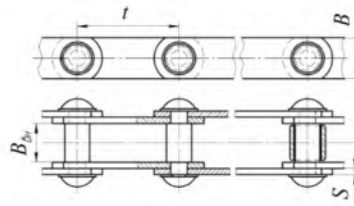
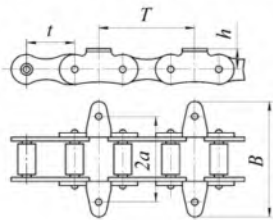
Ланцюг є тяговою частиною ланцюгового транспортера для транспортування зерна. Він складається з ланок, з'єднаних між собою шарнірами. Ланцюг може бути ланцюгом з плоскими або круглими ланками. Ланцюг повинен бути міцним і надійним. Він повинен забезпечувати плавний і безперервний рух скребоків.

Ланцюги (рис. 1.6) складаються із спеціальних ланок з лапками, призначеними для кріплення робочих органів (планок, скребоків, гребінок і т. п.).

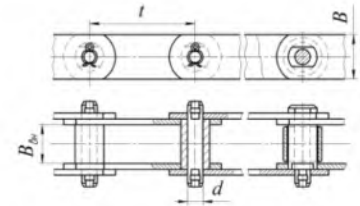
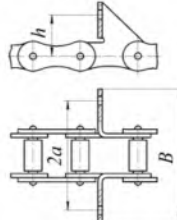
					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13



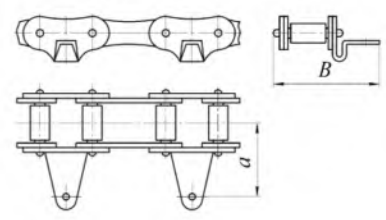
Втулкові каткові
а) з ребордами (ВКТ)
б) без реборд (ВК)



Безвтулкові
а) без роликова
б) роликова



Втулкові
а) без роликова (В)
б) роликова (ВР)



Роликові довголанкові, що мають кріплення

з обох боків
горизонтальне

з обох боків
вертикальне

з одного боку
горизонтальне

Рис. 1.6 – Конструкції ланцюгів для скребкових транспортерів

Ланцюги тягові пластинчаті застосовують в більш навантажених транспортерах. По конструкції їх ділять на втулкові, роликові й каткові. Для кріплення робочих органів ланцюги мають спеціальні пластини, з одним, двома і трьома отворами.

1.2.2.2 Скребки

Скребки є робочими органами ланцюгового транспортера для транспортування зерна. Вони прикріплюються до ланцюга і переміщують зерно. Скребки можуть бути виконані з різних матеріалів, наприклад, з металу, гуми або пластмаси. Скребки повинні бути міцними і довговічними. Вони повинні забезпечувати ефективне переміщення зерна, не пошкоджуючи його.

Матеріали для виготовлення скребоків:

- Сталь – це найпоширеніший матеріал для виготовлення скребоків. Сталь має високу міцність і зносостійкість, але також має високий коефіцієнт тертя.

- Поліуретан – це матеріал, який має низький коефіцієнт тертя і добре гнеться. Поліуретан також має високу зносостійкість і стійкість до агресивних середовищ.
- Гума – це матеріал, який має низький коефіцієнт тертя і добре гнеться. Гума також має високу зносостійкість, але менш стійка до агресивних середовищ, ніж поліуретан.

Скребки можуть мати різну форму, але найпоширенішою є прямокутна форма. Прямокутні скребки мають високу зносостійкість і добре очищають поверхню транспортера.

Розміри скребоків залежать від ширини і висоти транспортера. Ширина скребка повинна бути на 10...20 мм менше ширини транспортера, щоб забезпечити зазор для збору зерна. Висота скребка повинна бути достатньою для забезпечення ефективного збору зерна.

Скребки кріпляться до ланцюга транспортера за допомогою болтів або інших кріплень. Кріплення скребоків повинні бути міцними і надійно утримувати скребки на місці.

Скребки необхідно регулярно перевіряти на наявність пошкоджень. Пошкоджені скребки необхідно своєчасно замінити, щоб уникнути перешкод у роботі транспортера.

Скребки з поліуретану мають ряд переваг перед скребками з інших матеріалів:

- Низький коефіцієнт тертя, що дозволяє поліпшити продуктивність транспортера і знизити витрати енергії.
- Висока зносостійкість, що дозволяє збільшити термін служби скребоків.
- Стійкість до агресивних середовищ, що дозволяє використовувати скребки в різних умовах.

Правильно підібрані скребки для ланцюгових транспортерів зерна забезпечать ефективну роботу транспортера і збережуть його продуктивність протягом тривалого часу.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2.2.3 Приводна станція

Приводна станція забезпечує рух ланцюга. Вона складається з електродвигуна, редуктора і муфти (рис. 1.7).

Приводна станція повинна бути потужною і надійною. Вона повинна забезпечувати плавний і безперервний рух ланцюга.

Для приведення в рух приводу ланцюгового транспортера необхідний двигун та механічні передачі для перетворення параметрів руху.

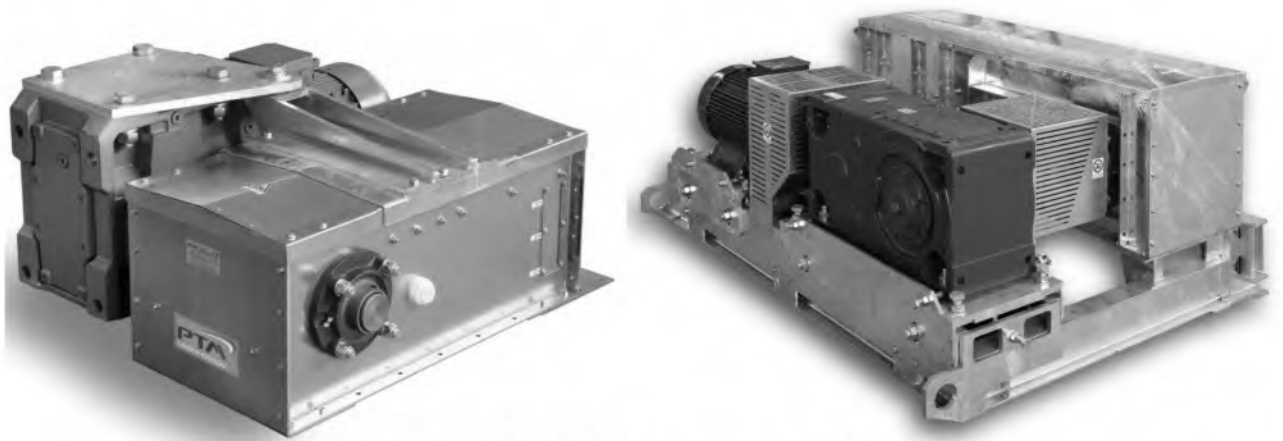


Рис. 1.7 – Приводна станція

Стандартні асинхронні двигуни змінного струму мають просту міцну конструкцію та високий ступінь захисту. Завдяки цьому навіть при тривалій експлуатації в найскладніших умовах вони забезпечують безпеку і надійність приводної системи. Однак у будь-якому випадку вирішальним фактором успіху є точне знання та дотримання умов експлуатації. Стандартні двигуни змінного струму можуть роками працювати надійно, не потребуючи технічного обслуговування.

Перед вибором стандартного передавального механізму чи розробкою конструкції власного приводу зазвичай передус визначення, як передавального відношення самого приводу, так і передавального відношення редуктора. У свою чергу, передатне відношення редуктора розбивається на передатне відношення ступенів редуктора.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

1.2.2.4 Додаткові елементи

Ланцюгові транспортери для транспортування зерна можуть мати додаткові елементи, такі як:

- Засувки – дозволяють перекривати рух зерна по транспортеру (рис. 1.5).
- Сепаратори – відокремлюють зерно від домішок.
- Люки – дозволяють завантажувати і розвантажувати зерно з транспортера.

1.2.3 Переваги та недоліки

Ланцюгові транспортери для транспортування зерна мають ряд переваг перед іншими типами транспортерів, зокрема:

- Висока продуктивність. Ланцюгові транспортери можуть транспортувати зерно з високою швидкістю і продуктивністю.
- Ефективність. Ланцюгові транспортери забезпечують ефективне транспортування зерна, не пошкоджуючи його.
- Надійність. Ланцюгові транспортери мають просту конструкцію і не вимагають складного технічного обслуговування.

Ланцюгові транспортери для транспортування зерна мають деякі недоліки, зокрема:

- Висока вартість. Ланцюгові транспортери є більш дорогими, ніж інші типи транспортерів.
- Шум. Ланцюгові транспортери працюють з шумом.
- Забруднення. Ланцюгові транспортери можуть забруднювати зерно.

1.3 Оцінювання сервіс-фактору приводу

Сервіс-фактор (SF) - це параметр, який використовується для визначення інтенсивності та тривалості роботи привідної системи. Визначення сервіс-фактора є важливим для правильного вибору обладнання, так як він враховує умови експлуатації, які можуть відрізнитися в залежності від конкретного застосування.

Сервіс-фактор враховує фактичне навантаження та тривалість роботи системи порівняно із номінальним режимом. Зазвичай, виробники обладнання

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

вказують сервіс-фактор для своїх продуктів, але можна також самостійно визначити його, аналізуючи конкретні умови експлуатації.

Сервіс-фактор може змінюватися в залежності від конкретного застосування, тому при визначенні його важливо враховувати всі фактори, що можуть впливати на роботу приводної системи.

Залежно від розрахованого сервіс-фактору за навантажувальною характеристикою – виділяють такі типи обладнання:

- Сервіс-фактор менший або дорівнює 0,3. Редуктори з таким сервіс-фактором використовуються в системах керування, вентиляторах, конвеєрах, в очисних та змішувальних установках малої потужності.
- Сервіс-фактор більше 0,3 і менше 3. Такі редуктори застосовуються у лебідках, пакувальних механізмах, фрезах, бетонозмішувачах та балансирах, у баштових кранах (підйомний механізм), насосах, згинальних та різьбонарізних верстатах, вантажних ліфтах.
- Сервіс-фактор більше 3 і менше 10. Редуктори з таким сервіс-фактором використовуються в пресах, свердлильних установках, змішувачах, токарних та шліфувальних верстатах, центрифугах, поворотних столах, очисних барабанах, каменедробарках, ковшових елеваторах.
- Існують також редуктори із сервіс-фактором вище 10, проте таке обладнання застосовується значно менше.

Сервіс-фактор мотор-редуктора обчислюється емпірично (за фактом експлуатації досвідченим шляхом). У міру зношування механізму його запас міцності (і розмір показника) може змінюватися. Тому його розрахунок здійснюється періодично під час експлуатації редуктора, а результати розрахунків систематизуються і вносяться до зведених графіків, таблиць.

Рекомендації щодо зниження сервіс-фактору конструкції приводної станції:

- Використання легкодоступних матеріалів і конструкцій.
- Максимальне спрощення конструкції.
- Об'єднання вузлів і деталей в єдині блоки.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

- Використання стандартних вузлів і деталей.
- Використання легкодоступних місць для підключення до електромережі і інших комунікацій.

Також сервіс-фактор, як показник, може характеризувати складність обслуговування конструкції. Чим вище сервіс-фактор, тим складніше і трудомісткіше обслуговування конструкції.

Оцінювання сервіс-фактору конструкції приводної станції можна провести за такими критеріями:

- Доступність до вузлів і деталей. Чи легко можна отримати доступ до всіх вузлів і деталей приводної станції для їх обслуговування? Якщо доступ до вузлів і деталей ускладнений, то сервіс-фактор підвищується.
- Складність демонтажу і монтажу вузлів і деталей. Чи складно демонтувати і змонтувати вузли і деталі приводної станції? Якщо демонтаж і монтаж складні, то сервіс-фактор підвищується.
- Кількість вузлів і деталей. Чим більше вузлів і деталей в конструкції, тим складніше її обслуговування.
- Складність регулювання і налаштування. Чи складно регулювати і налаштувати вузли і деталі приводної станції? Якщо регулювання і налаштування складні, то сервіс-фактор підвищується.

Для оцінки сервіс-фактору конструкції приводної станції можна використовувати наступну шкалу:

- Сервіс-фактор до 10: конструкція легкодоступна, вузли і деталі легко демонтуються і монтуються, кількість вузлів і деталей незначна, регулювання і налаштування нескладні.
- Сервіс-фактор від 10 до 20: конструкція доступна, вузли і деталі демонтуються і монтуються без особливих зусиль, кількість вузлів і деталей незначна, регулювання і налаштування нескладні.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Сервіс-фактор від 20 до 30: конструкція доступна, вузли і деталі демонтуються і монтуються з деякими труднощами, кількість вузлів і деталей значна, регулювання і налаштування вимагають певних навичок.
- Сервіс-фактор від 30 до 40: конструкція доступна, вузли і деталі демонтуються і монтуються з великими труднощами, кількість вузлів і деталей значна, регулювання і налаштування вимагають значних навичок.
- Сервіс-фактор від 40: конструкція недоступна, вузли і деталі демонтуються і монтуються з дуже великими труднощами, кількість вузлів і деталей значна, регулювання і налаштування вимагають високого рівня кваліфікації.

Конструкція приводної станції з високим сервіс-фактором вимагає більш частого і складного обслуговування, що може призвести до збільшення витрат на експлуатацію і ремонту транспортера. Тому при проектуванні приводної станції необхідно прагнути до зниження сервіс-фактору.

Сервіс-фактор редуктора в контексті параметрів при виборі – показник, визначений під час випробувань. Періодичний розрахунок вже після купівлі дозволяє прогнозувати його ефективність при перевстановленні на різні типи обладнання (без зайвого запасу міцності та ймовірного перевитрати електроенергії, з ним пов'язаного, але з достатньою працездатністю для конкретних умов).

Виконання цих рекомендацій дозволить зробити конструкцію приводної станції більш доступною для обслуговування і знизити витрати на її експлуатацію і ремонт.

1.4 Забезпечення високого ККД приводу

Високий коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу дозволяє економити електроенергію, а також зменшити теплові втрати і шум. Для забезпечення високого ККД приводу необхідно дотримуватися таких заходів:

- Вибір оптимальних параметрів приводу. Потужність електродвигуна, передаточне число редуктора і інші параметри приводу повинні бути

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підбрані таким чином, щоб забезпечити необхідну продуктивність при мінімальних витратах енергії.

- Використання високоякісних матеріалів і компонентів. Від якості матеріалів і компонентів приводу залежить його ККД.
- Правильне обслуговування приводу. Регулярне обслуговування приводу дозволяє запобігти передчасному зносу його деталей, що також сприяє підвищенню ККД.
- Заходи, які можна вжити для підвищення ККД приводу:
- Вибір електродвигуна з високим ККД. ККД електродвигуна залежить від його конструкції та параметрів. Зазвичай, електродвигуни з високим ККД мають більш високу ціну, але їх використання дозволяє окупити витрати за рахунок економії електроенергії.
- Використання редуктора з високим ККД. ККД редуктора залежить від його конструкції та параметрів. Зазвичай, редуктори з високим ККД мають більш складну конструкцію і більш високу ціну, але їх використання дозволяє значно підвищити ККД приводу.
- Використання поліуретанових скребків. Скребки з поліуретану мають низький коефіцієнт тертя, що дозволяє значно знизити втрати потужності в приводі.
- Регулярне змащення деталей приводу. Змащення деталей приводу дозволяє зменшити тертя і, відповідно, втрати потужності.

1.5 Висновки

- Ланцюгові (скребкові) транспортери є ефективним і надійним засобом транспортування різних матеріалів. Вони мають ряд переваг перед іншими типами транспортерів, що дозволяє використовувати їх в різних галузях промисловості.

					КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Для забезпечення ефективної роботи ланцюгових транспортерів необхідно правильно підібрати тип транспортера, його розміри і характеристики, а також регулярно проводити його обслуговування.
- При проектуванні вузлів транспортерів необхідно прагнути до зниження сервіс-фактору шляхом використання легкодоступних матеріалів і конструкцій, максимальним спрощенням конструкції, об'єднанням вузлів і деталей в єдині блоки та використанням стандартних вузлів і деталей.
- Для забезпечення високого ККД приводу необхідно дотримуватися заходів щодо вибору матеріалів, передач та їх кінематичних властивостей, вибору скребків та дотримання рекомендованих режимів та умов експлуатації.

					<i>КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		22

2 ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

2.1 Вибір конструкції ланцюгового транспортера

Вибір конструкції ланцюгового транспортера для транспортування зерна залежить від таких факторів, як:

- **Характеристика зерна.** Важливо враховувати вид зерна, його вологість, крупність і інші характеристики.
- **Відстань транспортування.** Відстань транспортування впливає на необхідну продуктивність транспортера.
- **Кут нахилу транспортера.** Кут нахилу транспортера впливає на необхідну потужність приводної станції.
- **Умови експлуатації.** Важливо враховувати умови експлуатації транспортера, такі як температура, вологість, наявність агресивних середовищ.

2.2 Визначення параметрів приводної станції

Визначення параметрів приводної станції ланцюгового (скребкового) транспортера включає в себе ряд ключових критеріїв, які повинні бути враховані при розробці системи. Основні параметри приводної станції включають:

- **Механічна потужність ($P_{\text{потр}}$, Вт),** яку потрібно передавати для ефективної роботи транспортера. Для визначення потужності необхідно враховувати фактори, такі як вага матеріалів, швидкість руху конвеєра та опір руху.
- **Обертний момент ($T_{\text{ном}}$, Нм),** який необхідно виконувати для переміщення матеріалу по конвеєру. Визначається через встановлення опору руху, тертя та інші фактори.
- **Швидкість (v , м/с),** оптимальна швидкість транспортера приймається в залежності від типу та об'єму переміщуваного матеріалу, а також умов роботи.
- **Коефіцієнт корисної дії (ККД)** приводу залежить від прийнятої кінематичної схеми приводу та типу механічних передач, які вибираються

									Арк.
									23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ				

для досягнення для максимальної ефективності. Слід враховувати енергоефективні технології та оптимізацію роботи приводної системи.

Тяговий ланцюг отримує свій рух від виконавчого механізму, а початковий натяг від натягувача. Вантаж, що перевозиться 4 висипається в жолоб в будь-якій точці маршруту, вивантаження може здійснюватися в будь-якому місці по його довжині за допомогою люків в нижній частині жолоба, закритих шибєрними затворами.

Конвеєри зі скребками шириною захвату 200...320 мм мають швидкість руху 0,1...1,0 м/с; з широкими скребками 400...1200 мм – 0,5... 0,63 м/с. Основним параметром скребкового транспортера є ширина скребка або скребкового ланцюга.

Вантаж 6 переміщається в нерухомому жолобі 5 (рис. 2.1) і штовхається окремими порціями перед скребками 1, які закріплені на тяговому ланцюгу 4, що спирається на ходові ролики 3 на напрямних 2.

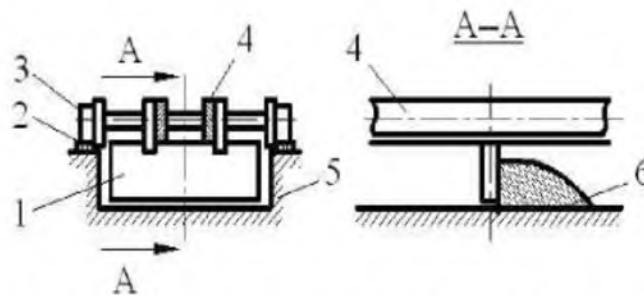


Рис. 2.1 – Схема руху матеріалу по жолобу в конвеєрі з суцільними високими скребками: 1 – скребок; 2 – напрямні доріжки; 3 – ролики ланцюга; 4 – тяговий ланцюг; 5 – жолоб; 6 – вантаж

Тяговим елементом конвеєра з високими суцільними скребками є один або два роликівих ланцюга: в одно-ланцюговому транспортері тяговий ланцюг розташовується посередині ширини скребка над ним; У дво-ланцюговому транспортері тягові ланцюги розташовані з боків скребків. Для скребків шириною до 400 мм використовується один тяговий ланцюг, при більшій ширині - два ланцюга.

Несучим елементом конвеєра є скребки, які виготовляються трапецієподібної, напівкруглої або прямокутної форми (у формі жолоба або труби),

									Арк.
									24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ				

скребки виготовляються з листової сталі товщиною 3...8 мм. Ширина плоских скребок – до 650 мм, коробчастих – 500...1200 мм; Висота скребка приймається в 2...3 рази менше його ширини.

У скребоквих конвеєрах вантаж переміщається за допомогою волочіння по нерухомому відкритому або закритому жолобу або прямокутної або круглої трубі за допомогою рухомих скребок, прикріплених до тягового елемента. Кут нахилу скребоквих транспортерів становить до 30...40°.

Основні розміри скребок вивирають залежно від роду вантажу і його властивостей, продуктивності транспортера і напрямку транспортування. Відстань між скребокками приймають $l_c = (1...3)b$.

Визначення основних розмірів суцільного скребка і продуктивності транспортера з відкритим жолобом. Об'єм порції вантажу, що знаходиться перед скребокком у міжскребокковому просторі, залежить від фізико-механічних властивостей вантажу, стану поверхні жолоба і швидкості транспортування. З деяким наближенням цю порцію (тіло волочіння) можна прийняти за призму з підставою у вигляді прямокутної трапеції (рис. 2.2). Кут осипання ϕ' матеріалу, що транспортується, при русі на 5...10% менше кута природного ухилу. При транспортуванні під кутом і перевантаженнях вантаж може пересипатися через скребок.

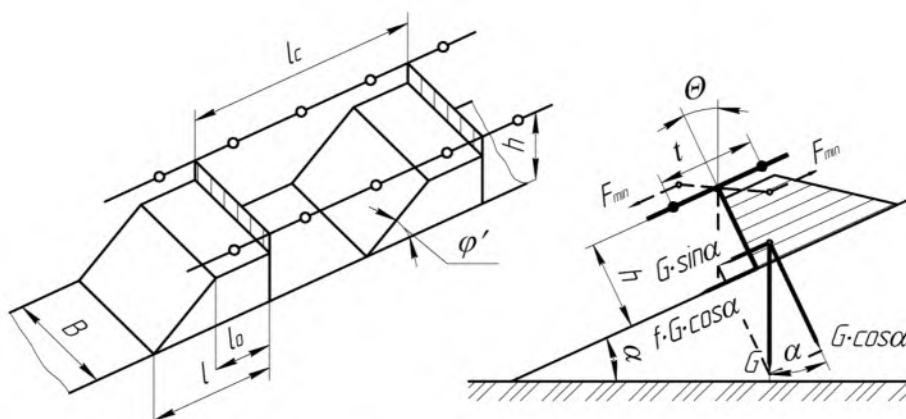


Рис. 2.2 – Визначення об'єму порції вантажу

Оскільки визначення розмірів тіла волочіння неможливо через відсутність даних, то при розрахунку допускають, що вантаж розташовується в жолобі рівним

						Арк.
					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шаром, а відхилення від дійсної форми враховують узагальненим коефіцієнтом продуктивності:

$$k_{\Pi} = k_V k_{\beta}, \quad (2.1)$$

де k_V – коефіцієнт заповнення, що є відношенням об'єму тіла волочіння горизонтального транспортера до об'єму жолоба в міжскребковому просторі;

k_{β} – коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу транспортера на заповнення міжскребкового простору.

Значення коефіцієнтів k_V і k_{β} дані в таблицях.

Розрахункова продуктивність скребкового транспортера, т/с

$$\Pi = k_{\Pi} h b v \rho = k_{\Pi} k h^2 v \rho, \quad (2.2)$$

де v – швидкість транспортування (руху ланцюга), рівна для коренебульбоплодів 0,3...0,5 м/с; пилоподібних вантажів, муки і гною 0,5...1,0 м/с; для зерна 1,8...2,2 м/с;

ρ – щільність вантажу, т/м³;

$k_c = b/h$ – коефіцієнт пропорційності.

З цієї формули визначають робочі розміри скребок, м

$$h = \sqrt{\frac{Q_m}{k_{\Pi} k v \rho}}; \quad b = \sqrt{\frac{Q_m k_c}{k_{\Pi} v \rho}}. \quad (2.3)$$

Відстань між скребками приймають $l_c = (3...6)h$; необхідно, щоб $l_c > l$ (рис. 2.2).

Одержані розрахунком розміри b і h повинні забезпечити стійку роботу скребка. Під дією сил опору переміщенню вантажу скребок прагне відхилитися від перпендикулярного положення до напрямку руху тягового органу; при цьому можливо його спливання і заклинювання. Стійка робота скребка забезпечується при натягу ланцюга (рис. 2.2), що визначається по виразу:

$$mgh \sin \alpha \cos \theta + f mgh \cos \alpha \cos \theta = F_{min} \sin \theta, \quad (2.4)$$

Звідки

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{min} = \frac{mgh(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{p \tan \theta}, \quad (2.5)$$

де $\theta = 2...3^\circ$ – кут відхилення скребка.

Практично найменше натягнення тягового елемента приймають залежно від його продуктивності і довжини: для транспортера сільськогосподарського типу $F_{min} = 0,5...3,0$ кН.

При попередніх розрахунках потужність двигуна, необхідну для приводу транспортера порційного волочіння, можна визначити по формулі

$$P = \frac{Pgk_{\pi}(Lk_c \cos \beta + H)}{\eta}, \quad (2.6)$$

де $k_c = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує втрати потужності при пуску;

k_c – коефіцієнт опору руху: для ковзаючого ланцюга 4,2...1,6; для ланцюга з роликками 2,25...1,05.

2.3 Проектування вузлів приводного механізму

2.3.1 Призначення матеріалів

Вибір матеріалу для деталі машини або елемента конструкції є одним з найважливіших рішень, які покликаний прийняти дизайнер [1]. Рішення зазвичай приймається до того, як будуть встановлені розміри деталі. Після вибору процесу створення бажаної геометрії та матеріалу (ці два поняття не можна розділяти), дизайнер може пропорціонувати елемент таким чином, щоб уникнути втрати функції або зменшити ймовірність втрати функції на прийнятний ризик.

Методи оцінки напружень і прогинів елементів машини ґрунтуються на властивостях матеріалу, з якого буде виготовлений елемент [9]. Наприклад, для оцінки прогинів і стабільності необхідні пружні (жорсткі) властивості матеріалу, а оцінка напруження в критичному місці в елементі машини вимагає порівняння з міцністю матеріалу в цьому місці в геометрії та умові використання. Ця міцність є властивістю матеріалу, виявленою під час випробувань, і за необхідності коригується відповідно до геометрії та умов використання.

Якими б важливими не були напруження і прогин в конструкції механічних деталей, вибір матеріалу не завжди ґрунтується на цих факторах. Багато деталей не

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

несуть на себе ніяких навантажень. Деталі можуть бути сконструйовані лише для заповнення простору або для естетичних якостей. Елементи часто повинні бути сконструйовані таким чином, щоб також протистояти корозії. Іноді температурні ефекти важливіші в дизайні, ніж стрес і деформація. Так багато інших факторів, крім напруження та деформації, можуть керувати дизайном деталей, що дизайнер повинен володіти універсальністю, яка приходить лише з широким досвідом у матеріалах та процесах.

2.3.2 Проектування передач

Методи розрахунку зубчастих коліс по ГОСТу і ДСТУ ISO, незважаючи на загальну теоретичну базу, мають ряд істотних відмінностей. Це вибір величини коефіцієнта розподілу навантаження по довжині контактних ліній, підбір параметрів матеріалу, а також підхід до використання спектра навантаження. Крім того, розрахунок ДСТУ ISO вимагає значно більше вхідних даних (~80 параметрів), ніж розрахунок ГОСТу (~20 параметрів).

Згідно з методикою ГОСТу, для вибору коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній використовується спрощений підхід. При існуючій технології і культурі виробництва цей коефіцієнт найчастіше занижується, що дає надмірно оптимістичні результати. Проте, неправильна конструкція, неточність установки коліс і валів в трансмісію, неточність при виготовленні зубчастого колеса призводять до різкої нерівномірності навантаження по довжині контактних ліній, що не відбивається в розрахунку по ГОСТу. Згідно з методикою ДСТУ ISO, цей коефіцієнт є розрахунковою величиною, яка безпосередньо залежить від деформацій, що відбуваються в зубчастих передачах. Таким чином, розрахунок коефіцієнта нерівномірності підвищує точність обчислення.

Параметри матеріалів, що використовуються при розрахунку по ГОСТу ($\sigma_{F.lim}$, $\sigma_{H.lim}$), наведені в широкому діапазоні, що іноді не дозволяє отримати однозначний результат. Крім того, методика ГОСТу спочатку говорить, що результати є приблизними, і щоб отримати досить близьке до істини значення

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коефіцієнта запасу міцності, підсумкове значення необхідно скорегувати спеціальним коефіцієнтом, що залежить від групи матеріалів і термічної обробки. В результаті може виникнути ситуація, коли значення коефіцієнтів запасу міцності за результатами розрахунку по ГОСТу склали $\sim 0,9$, до корекції (тобто за результатами порівняння напружень) $\sim 1,4$, а за фактом зубчаста пара витримує заданий термін служби з великим запасом. Методика ДСТУ ISO по вибору параметрів матеріалу заснована на експериментальних значеннях, включає вибірку параметрів і залежностей, отриманих емпіричним шляхом зі світової практики зубчастого виробництва, і дає більш певні результати при розрахунку.

Підхід до використання спектра навантаження за методиками ГОСТ та ДСТУ ISO також відрізняється. За ГОСТом еквівалентне навантаження розраховується зі спектра навантаження, який потім використовується для розрахунку коефіцієнтів запасу міцності. Таким чином, розрахунок проводиться без урахування накопичення пошкоджень. Відповідно до ДСТУ ISO 6336 ступені навантаження перетворюються в спектр напружень. Потім для кожного етапу навантаження розраховується частковий накопичений збиток, який зазвичай зображується у вигляді графіка. Тільки отримані коефіцієнти запасу міцності розраховуються на основі сукупності накопичених пошкоджень. При цьому при однакових вихідних даних коефіцієнти запасу міцності можуть бути отримані на 5...15% нижче по ДСТУ ISO, ніж по ГОСТу, що легко пояснюється ефектом накопичення пошкоджень в результаті роботи зубчастої пари.

2.3.3 Проектування валів

Розрахункові навантаження при складанні розрахункової схеми валу зазвичай приймають за зосереджені сили, прикладені посередині довжини елементів, що передають сили або моменти.

Навантаження на вал передаються через сполученими з ним деталями і залежно від низки умов (жорсткості сполучених елементів, точності виготовлення) розподіляється вздовж робочих елементів за різними закономірностями.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На статичну міцність вали розраховують за найбільшим короточасним навантаженням, повторюваність якої настільки мала, що не може викликати втомного руйнування.

На витривалість розраховують за тривалим навантаженням з урахуванням режиму навантаження. Розрахунок можна вести за найбільшою з цих навантажень, до якої наводяться інші.

Змінна напруга викликається навантаженнями, що обертаються щодо валу, постійні напруги - навантаженнями, що обертаються синхронно з ним.

Залежності (2.7...2.15) використовуються для розрахунку валу (з одним або кількома перерізами) із кількома опорами та навантаженнями.

Зсувні сили:

$$T(z) = - \int q(z) dz + \sum_0^n F \quad (2.7)$$

Згинальні моменти:

$$M_B(z) = \int T(z) dz + \sum_0^n M_B \quad (2.8)$$

Кут відхилення:

$$\varphi(z) = - \int \frac{M_B(z)}{E * J(z)} dz + \varphi(0) + \frac{\beta}{G * S(z)} \quad (2.9)$$

Прогин:

$$y(z) = \int \varphi(z) dz + y(0) \quad (2.10)$$

Напруження вигину:

$$\sigma_B(z) = \frac{M_B(z)}{W_B(z)} \quad (2.11)$$

Напруження зсуву:

$$\tau_S(z) = \frac{T(z)}{S(z)} \quad (2.12)$$

Напруження кручення:

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau(z) = \frac{M_{torq}(z)}{W_{torq}(z)} \quad (2.13)$$

Напруження згину:

$$\sigma_T(z) = \frac{\sum_0^n F_z}{S(z)} \quad (2.14)$$

Приведене напруження:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_T)^2 + \alpha * (\tau^2 + \tau_S^2)} \quad (2.15)$$

2.4 Визначення сервіс-фактору приводу

Перед вибором або проектуванням мотор-редуктора слід визначити, які параметри він повинен мати. Одна з ключових характеристик цього обладнання – це сервіс-фактор, який визначається за спеціальною формулою. Сервіс-фактор повинен чітко відповідати тому навантаженню, яке мотор-редуктор сприйматиме.

Щоб зрозуміти, який сервіс-фактор потрібен для того чи іншого рівня навантаження, слід насамперед розібратися з ключовими поняттями. Саме навантаження може бути постійним (рівномірним) або періодичним (непостійним).

Коефіцієнт сервіс-фактору – це відносна величина, що розраховується досвідченим шляхом і дозволяє приблизно оцінити міцність пристрою. Сервіс-фактор може змінюватись для різного обладнання – залежно від його конструкції, використаних матеріалів тощо. Він дає можливість оцінювати похибку моменту, що крутить, – відхилення від того значення, яке зазначено в техпаспорті обладнання.

Зрозуміти, як розшифровується коефіцієнт сервіс-фактору, досить легко. Наприклад, сервіс-фактор 1,44 говорить про те, що обладнання безперебійно працюватиме у разі перевищення номінального навантаження до 44%. Сервіс-фактор 0,85 вказує на те, що повне (паспортне) навантаження системи небажане, оскільки при навантаженні 85% від номінальної високий ризик збоїв або виходу з ладу.

					КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У електротехнічній промисловості саме це поняття з'явилося нещодавно – після того, як заводи налагодили виробництво механізмів з комбінацією редуктора і електромотора в єдиному корпусі.

Коефіцієнт сервіс-фактору обчислюється емпіричним шляхом. Коли двигун активно експлуатується, його ресурс поступово виробляється. Тому розрахунки сервіс-фактору також проводяться періодично, і отримані значення можуть відрізнятися.

Сервіс-фактор розраховується за спеціальною формулою (2.16), яка досить проста: робочий крутний момент $T_{роб}$, слід розділити на номінальний крутний момент $T_{ном}$. Під робочим моментом, що крутить, розуміється фактичне значення крутного моменту, яке передається вузлом з електродвигуном наявних параметрів. Під номінальним мається на увазі граничний момент, що крутить, тобто той максимум, який може передавати редуктор.

$$SF = \frac{T_{роб}}{T_{ном}}. \quad (2.16)$$

Отримане в результаті розрахунку значення необхідно для того, щоб визначити найбільш оптимальний спосіб використання конкретного редуктора – вибрати, до якого обладнання його підключати, і який робочий режим встановити, щоб забезпечити безперебійне функціонування.

Крім зазначеної вище методики є ще одна. Вона враховує основні умови, що впливають на коефіцієнт сервіс-фактору:

- частота запуску редуктора за годину,
- загальна кількість робочих годин механізму за 1 добу,
- загальний характер навантажень.

Сервіс-фактор (SF) обладнання може визначатись за альтернативною формулою:

$$SF = \frac{J_e}{J_m} \quad (2.17)$$

де J_e – показник, при якому інерція на швидкохідному валу знижується,

J_m – інерція електродвигуна ($\text{кг} \times \text{м}^2$).

					КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Висновки

- Встановлено, що сервіс-фактор та ККД визначають ефективність та надійність приводної станції. Оптимізація цих показників є ключовою метою для досягнення високих технічних і експлуатаційних результатів.
- Визначено, що аналіз параметрів, таких як потужність, обертовий момент, швидкість, є необхідним для правильного розрахунку та проектування приводної станції.
- Обґрунтовано використання інноваційних технологій та матеріалів для досягнення оптимальних технічних характеристик, зменшення ваги та підвищення ефективності.

					<i>КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>33</i>

3 МЕТОДИКА Й ОСНОВНІ МЕТОДИ ПРОЄКТУВАННЯ

3.1 Методика проєктування

Методика проєктування вузлів — це систематизований підхід до створення та розробки окремих компонентів або елементів складної системи. Мета такої методики полягає в ефективному та системному вирішенні завдань з проєктування, що включає аналіз, концептуалізацію, розробку та тестування вузлів.

3.1.1 Аналіз вимог та технічних специфікацій

При виборі напряму досліджень для розробки приводної станції ланцюгового (скребкового) транспортера з приводом із високим сервіс-фактором та ККД, взято до розгляду кілька ключових аспектів:

- **Оптимізація системи приводу** – дослідження різних конфігурацій та типів приводів для досягнення оптимальної потужності та ККД.
- **Використання новітніх технологій проєктування** – дослідження можливостей використання передових матеріалів та технологій для зменшення втрат енергії та підвищення ККД.
- **Аналіз впливу завантаження та тривалості роботи** – визначення оптимальних параметрів приводної станції враховуючи фактичне завантаження та тривалість роботи.
- **Ергономіка та сервісна зручність** – дослідження аспектів ергономіки та сервісної зручності для спрощення обслуговування та ремонту приводної станції.

Серійні транспортери мають велику кількість технологічних особливостей [5], які значно збільшують їх діапазон продуктивності, зручності експлуатації, надійності та зменшення витрат на експлуатацію обладнання. Якщо продуктивність транспортерів для замовників недостатня – на підприємствах розробляють індивідуальні серії моделей транспортерів або адаптують приводну станцію до іншого варіанту приводу.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Приводна секція рис. 3.1 призначена для розміщення на ній двигуна, редуктора та приводної зірочки з валом. На валу приводної зірочки монтується редуктор, реактивний момент обертання валу компенсується важелем, який одним кінцем кріпиться до вуха або лап редуктора, а іншим – до конструкції конвеєра або до вмурованого в бетонний фундамент кронштейна. Двигун може бути розташований зверху приводної секції, або попереду.

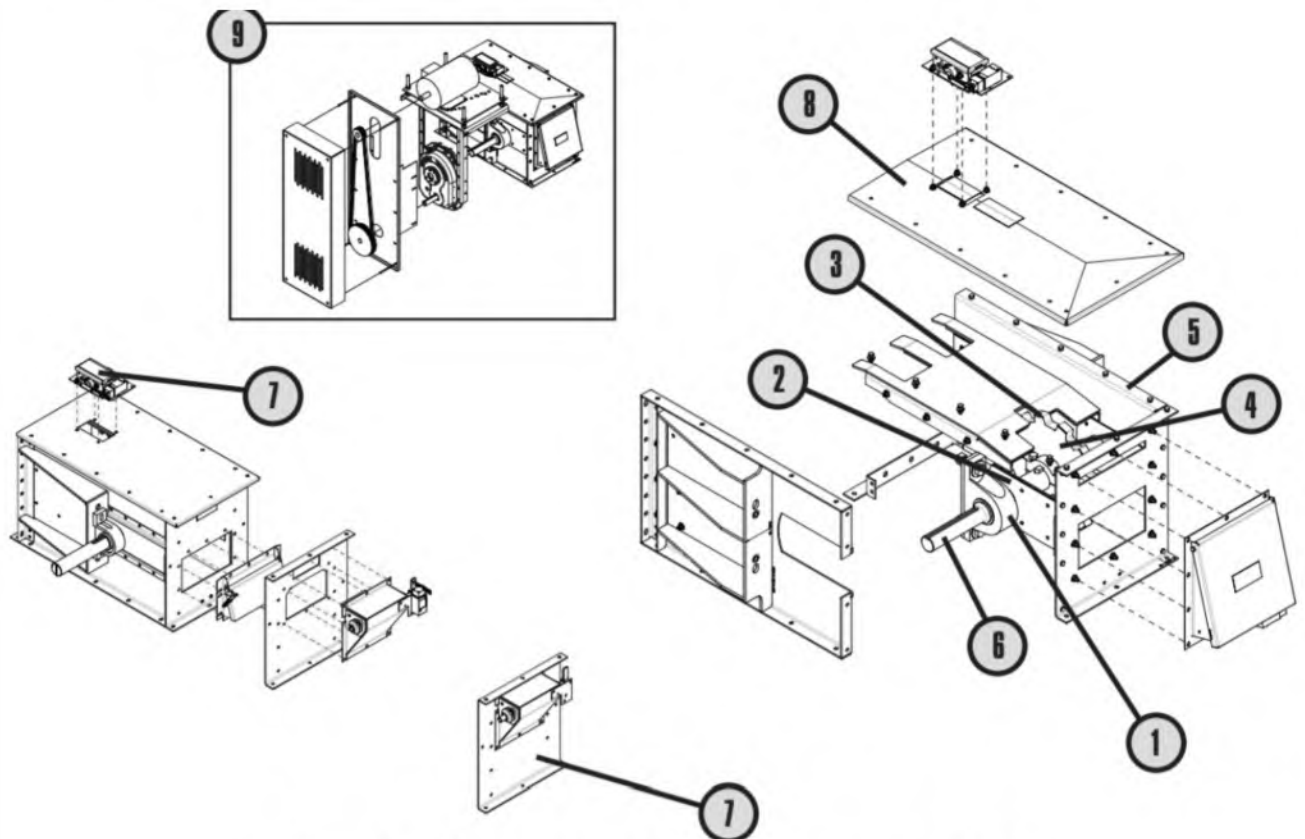


Рис. 3.1 – Схематична будова приводної секції

1 – підшипник; 2 – ущільнювач валу; 3 – зірочка; 4 – знімний вал, зірочка та підшипниковий вузол (без зняття) для зручності обслуговування;

5 – корпус; 6 – вал; 7 – засувка; 8 – кришка; 9 –привод

У тяговому органі за різних характеристик двигунів може створюватися додатковий натяг, обумовлений різницею тягових зусиль, що розвиваються двигунами конвеєра.

При виборі двигунів приводних станцій конвеєра слід перевіряти їх характеристики та по можливості домагатися збігу. Тому доцільно застосовувати

										Арк.
										35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ					

асинхронні двигуни з фазним ротором, де відповідність характеристик може бути отримано введенням додаткових опорів у роторний ланцюг.

Для конвеєрів у багатьох випадках слід використовувати електроприводи, що регулюються, перспективними з яких є системи з асинхронними двигунами і частотним управлінням, асинхронні вентильні каскади, електроприводи постійного струму з тиристорними перетворювачами. Застосування лінійних двигунів дозволяє ліквідувати складні та металомісткі редукторні механічні передачі та створити безконтактні та безредукторні електроприводи.

3.1.2 Вибір технологій та матеріалів

Як зазначалося раніше, підбір матеріалу для деталі машини або елемента конструкції є одним з найважливіших рішень, які покликаний прийняти інженер. Фактичний вибір матеріалу для конкретного виробу може бути простим, скажімо, на основі попередніх застосувань (сталь 20 завжди є хорошим кандидатом через її численні позитивні властивості), або процес вибору може бути таким же складним, як і будь-яка конструкторська проблема з оцінкою багатьох фізичних матеріалів, економічні та технологічні параметри. Існують системні та підходи оптимізації до вибору матеріалу [9].

Одним з основних прийомів є перерахування всіх важливих властивостей матеріалу, пов'язаних з конструкцією, наприклад, міцності, жорсткості та вартості. Це можна розставити пріоритети, використовуючи вагову міру залежно від того, які властивості важливіші за інші. Далі для кожної властивості перерахувати всі доступні матеріали та розташуйте їх у порядку, починаючи з найкращого матеріалу; Наприклад, для міцності – високоміцна сталь, така як сталь 40XH2MA (ASTM 4340), повинна бути у верхній частині списку. Для повноти наявних матеріалів може знадобитися велике джерело матеріальних даних. Після того, як списки будуть сформовані, виберіть керовану кількість матеріалів у верхній частині кожного списку. З кожного скороченого списку вибирають матеріали, які містяться в кожному списку, для подальшого ознайомлення. Матеріали в скорочених списках можуть бути оцінені в межах списку, а потім зважені

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відповідно до важливості кожної властивості. М. Ф. Ешбі розробив потужний систематичний метод з використанням таблиць вибору матеріалів [9].

3.1.3 Вибір засобів проектування

У сучасних САПР розробка зубчастих передач максимально спрощена [2]. Користувачеві не потрібно вручну розраховувати параметри сітки за формулами з довідників, йому достатньо ввести вихідні дані та миттєво отримати результати розрахунку та готові тривимірні моделі. В Autodesk Inventor шестерні сконструйовані з використанням так званого Design Accelerator «Генератор компонентів» [4].

«Генератор компонентів» у Autodesk Inventor підтримує проектування:

- компонентів циліндричних зубчастих зачеплень;
- компонентів конічних зубчастих коліс;
- компонентів черв'ячної передачі.

Прискорювач дизайну є важливим компонентом функціонального дизайну. Інженерні розрахунки та підтримка прийняття рішень визначають стандартні компоненти або створюють геометрію на основі стандартів.

«Генератор компонентів» у Inventor дозволяє:

- спростити процес проектування;
- автоматизувати виділення та створення геометрії;
- покращити початкову якість проектування шляхом перевірки відповідності вимогам проектування; і
- підвищення стандартизації шляхом вибору однакових компонентів для тих самих завдань.

Через повсюдне поширення валів в багатьох програмах проектування машин, є певна перевага в тому, щоб надати валу та його конструкції більшу увагу. Повна конструкція валу має велику взаємозалежність від конструкції компонентів [8]. Конструкція самої машини буде диктувати, що певні шестерні, шківни, підшипники

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

та інші елементи будуть принаймні частково проаналізовані, а їх розмір і відстань попередньо визначені.

Загальна схема валу для розміщення елементів валу, наприклад, шестерень, підшипників і шківів, повинна бути визначена на початку процесу проектування, щоб виконати аналіз сил та отримати епюри моментів. Геометрія валу, як правило, дорівнює геометрії ступінчастого циліндра. Використання заплічників на валу є відмінним засобом для осевого розташування елементів валу і для перенесення будь-яких осевих навантажень. На рисунку 3.2 показаний приклад ступінчастого валу, що підтримує шестерню редуктора.



Рис. 3.2 – Геометрична конфігурація валу

Слід враховувати спосіб складання компонентів на вал і збірку валу в корпус. Для цього, як правило, потрібен найбільший діаметр у центрі валу, з поступово меншими діаметрами до кінців, щоб забезпечити ковзання компонентів з кінців. Якщо плече потрібне з обох боків компонента, одне з них має бути створене таким засобом, як стопорне кільце або втулка між двома компонентами. Самому корпусу знадобляться засоби, щоб фізично розташувати вал у своїх підшипниках, а підшипники – у стаканах. Зазвичай це досягається шляхом забезпечення доступу через корпус до підшипника на одному кінці валу.

Коли компоненти повинні бути притиснуті до валу, вал повинен бути сконструйований таким чином що не потрібно притискати компонент до валу великої довжини. Це може вимагатиме додаткової зміни діаметра, але це знизить вартість виготовлення та складання вимагаючи лише близького допуску для короткої довжини.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Також слід враховувати необхідність розбирання компонентів з валу. Для цього необхідно розглянути такі питання, як доступність стопорні кільця, простір для знімачів для доступу до підшипників, отвори в корпусі, що дозволяють випресовування валу або підшипників і т.д.

Аналіз прогину навіть в одній точці вимагає повної геометричної інформації для всього валу. З цієї причини бажано спроектувати розміри в критичних місцях, щоб впоратися з напруженнями, і заповнити обґрунтовані оцінки для всіх інших розмірів, перш ніж виконувати аналіз прогину. Прогин валу, як лінійний, так і кутовий, слід перевіряти на шестернях і підшипниках. Допустимі відхилення будуть залежати від багатьох факторів, і каталоги підшипників і шестерень слід використовувати для вказівок щодо допустимого зміщення конкретних підшипників і шестерень. Допустимі поперечні прогини для прямозубих шестерень залежать від розміру зубів, що представляється діаметральним кроком P_t та числа зубів.

У ступінчастому валу властивості поперечного перерізу змінюються уздовж валу на кожному кроці, збільшуючи складність інтегрування, оскільки T та I змінюються. На щастя, необхідно враховувати лише загальні геометричні розміри, оскільки місцеві фактори, такі як галтелі, канавки та шпонкові пази, не мають великого впливу на прогин. Багато валів будуть включати сили в декількох площинах, що вимагає або тривимірного аналізу, або використання суперпозиції для отримання прогинів у двох площинах, які потім можна підсумувати як вектори.

Аналіз відхилень є простим, але його довго проводити вручну, особливо для кількох точок. Отже, практично весь аналіз напружено-деформованого стану валу буде оцінюватися за допомогою програмного забезпечення. Будь-яке універсальне кінцево-елементне програмне забезпечення може легко впоратися з проблемою валу. Це практично, якщо конструктор вже знайомий з використанням програмного забезпечення і з тим, як правильно моделювати вал. Спеціалізовані програмні рішення для 3-D аналізу валів доступні, але дещо дорогі, якщо використовувати їх

					КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

лише час від часу. Програмне забезпечення, що вимагає дуже незначної підготовки, легко доступне для аналізу плоскої вісі, що не завжди присутнє у реальних умовах.

3.2 Методи проектування

Метод автоматизованого проектування (МАП) [7] у програмі Autodesk Inventor використовується для ефективного та швидкого створення складних 3D-моделей та креслень, особливо коли мається на увазі розробка багатокomпонентних вузлів або збірок.

3.2.1 Передачі

Перед тим, як сконструювати передачу в Inventor, користувач повинен визначитися з проблемою, яку потрібно вирішити. Генератор компонентів передач виконує такі операції:

- розрахунок геометричних та міцнісних характеристик передач;
- вставляти в передачу тільки одну або дві елементи одної передачі;
- додавання деталей до існуючої збірки.

Іншими словами, генератор можна використовувати як чисто обчислювальну систему або як інструмент для проектування і побудови тривимірних моделей зубчастих коліс. Кнопка запуску генератора розташована на стрічці у вкладці «Проектування».

У вікні генератора (рис. 3.3) на вкладці «Дизайн» визначаються та обчислюються геометричні параметри:

- Виринаючий список дозволяє визначити параметри, за якими буде обчислюватися геометрія. Для розрахунку доступні розрахункові геометричні параметри [12]. Кожен вид обчислень дозволяє вводити відомі значення і на їх основі обчислювати всі інші. Наприклад, якщо відома міжосьова відстань між колесами, необхідно вибрати відповідний пункт меню.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

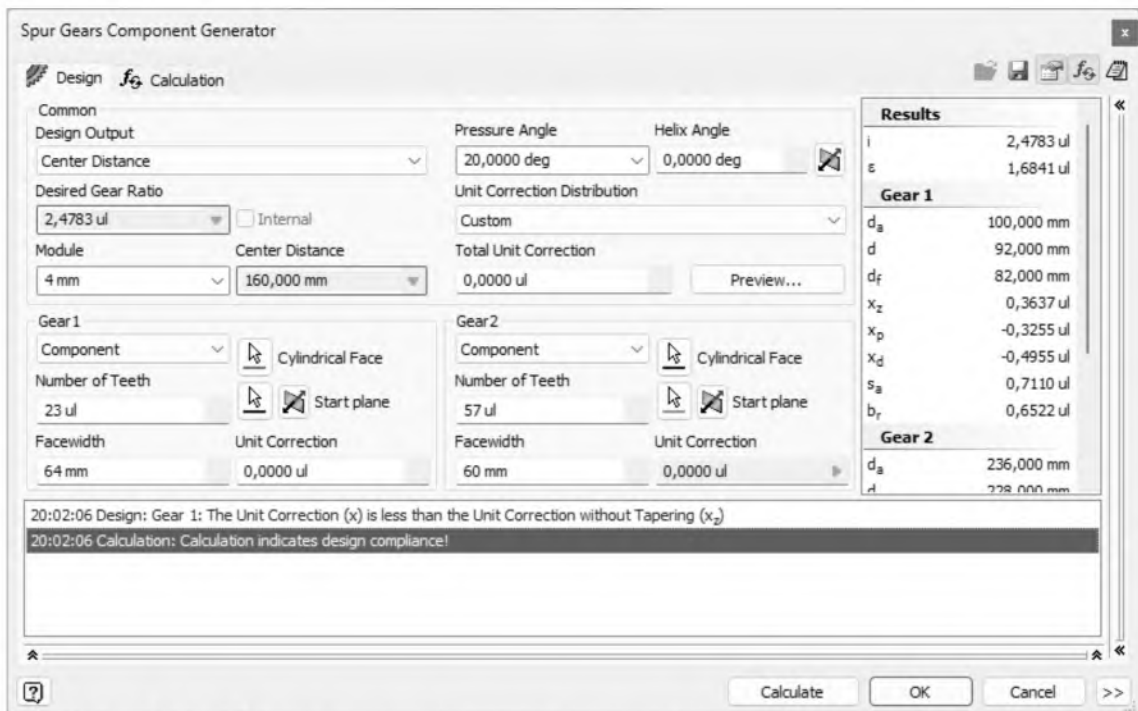


Рис. 3.3 – Вікно генератора компонентів циліндричної передачі

- Заповнюють поля «Передавальне число», «Модуль» і «Міжосьова відстань», щоб ввести відповідні значення. Вибрані раніше параметр обчислення визначає, чи можна редагувати певні параметри.
- Зміна кута нахилу зуба дозволяє конструювати гвинтові циліндричні колеса. Користувач може вводити кут нахилу в діапазоні від 0 до 55 градусів, з можливістю змінювати напрямок кута.
- Визначають параметри для елемента 1. У виринаючому списку вибирають «Компонент», якщо потрібно вставити модель колеса в вузол, «Функція», якщо ви хочете додати зубчасте кільце до наявної деталі, або «Немає моделі», якщо ви не хочете збирати. Щоб точно позиціонувати модель, вкажіть циліндричну поверхню, до якої вона буде прив'язана, стартову площину та ширину шестерні. Також при необхідності вказують кількість зубів.
- Аналогічно визначаються параметри для елемента 2.

Після введення всіх потрібних параметрів натискають кнопку «Розрахунок». Програма обчислить відсутні значення та видає звіт про результати. Якщо при розрахунку виникнуть помилки, область звіту виділиться червоним кольором, а в самому звіті виведеться інформація про знайдені помилки. Шляхом коригування

вихідних даних потрібно досягти остаточного правильного розрахунку, а сине виділення області звіту сигналізуватиме про правильні результати.

При виконанні розрахунку на міцність на вкладці «Розрахунок» (рис. 3.4) вказують такі параметри:

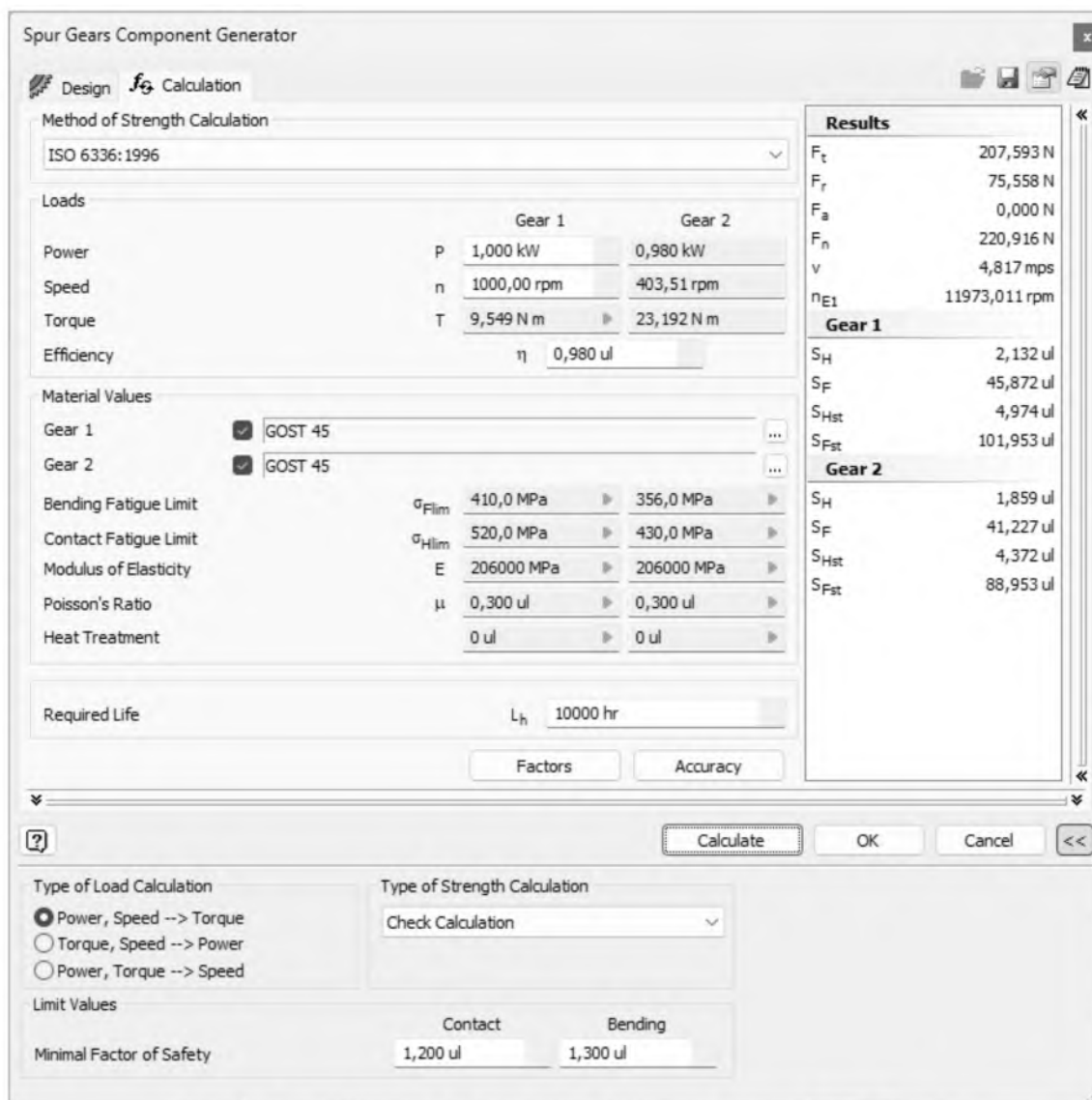


Рис. 3.4 – Вікно розрахунку циліндричної передачі

- «Метод розрахунку міцності». У списку варіантів – потрібну методику. Для вибору доступні розрахунки за стандартами ANSI, ISO, DIN та CSN [20...27].
- «Навантаження». Величини навантажень на зубчасті колеса: потужність, швидкість обертання, крутний момент і ККД.
- «Характеристики матеріалів». Матеріал коліс можна вибрати із запропонованих або самостійно ввести характеристики.

У вікні Autodesk Inventor використовують тривимірні ручки, щоб змінити та визначити параметри валу. Обираючи елемент валу, увімкнувши його, відобразяться ручки, можна:

- переглянути вибраний розділ, щоб побачити підказку з показаними значеннями розмірів.
- двічі клацнувши розділ, щоб відкрити діалогове вікно «Редагувати», де можна встановити такі значення, як довжина або діаметр. Також буде показано попередній перегляд розділу.
- двічі клацнувши ручку – відкриється діалогове вікно «Редагувати», де можна встановити відповідне значення (довжину або діаметр).

Розміщення визначає розташування валу. У вікні Autodesk Inventor вибирають циліндричну грань або робочу вісь, початкову площину та орієнтацію валу, якщо потрібно.

Коли визначають розташування, вал попередньо переглядається в цьому місці у вікні Autodesk Inventor. Натискають ОК, щоб створити та закріпити вал у збірці.

Розділи – дозволяють створювати форму валу. Використовується графічна панель інструментів і елемент керування деревом розділів. У розкритому списку вибирають «Секції» або «Порожнина праворуч/ Порожнина ліворуч». Вибір відображає відповідні команди на панелі інструментів.

Натискання кнопки, додає відповідний переріз валу (конус, циліндр або багатокутник) і елемент (наприклад, шпонковий паз). Для крайових функцій відображається діалогове вікно, у якому можна встановити відповідні значення. Клацніть середню піктограму функції, щоб відкрити діалогове вікно редагування.

Вибраний розділ і функція відображаються у списку, де їх можна редагувати або видаляти.

Графічне представлення функцій і розділів відображається у вікні Autodesk Inventor як попередній 3D-перегляд. На вкладці «Дизайн» у вигляді 2D попереднього перегляду (необов'язково).

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Елемент керування деревом секцій містить елементи керування для секцій шахти та елементів. Середні елементи відображаються як дочірні елементи розділів. Крайові елементи відображаються як частина розділів. Керування деревом секцій відображає секції або отвори лише за один раз.

Щоб відобразити область результатів у правій частині вкладок «Проект», «Обчислення» та «Графіки», двічі клацніть подвійну лінію праворуч або клацніть шеврон. Діалогове вікно генератора компонентів валу – вкладка обчислення (рис. 3.6) дозволяє встановити обмеження навантаження та обрати матеріал.

Вісь валу вирівняно з віссю Z. Якщо в розрахунок врахувати вплив щільності матеріалу, вектор сили тяжіння узгоджується з віссю Y.

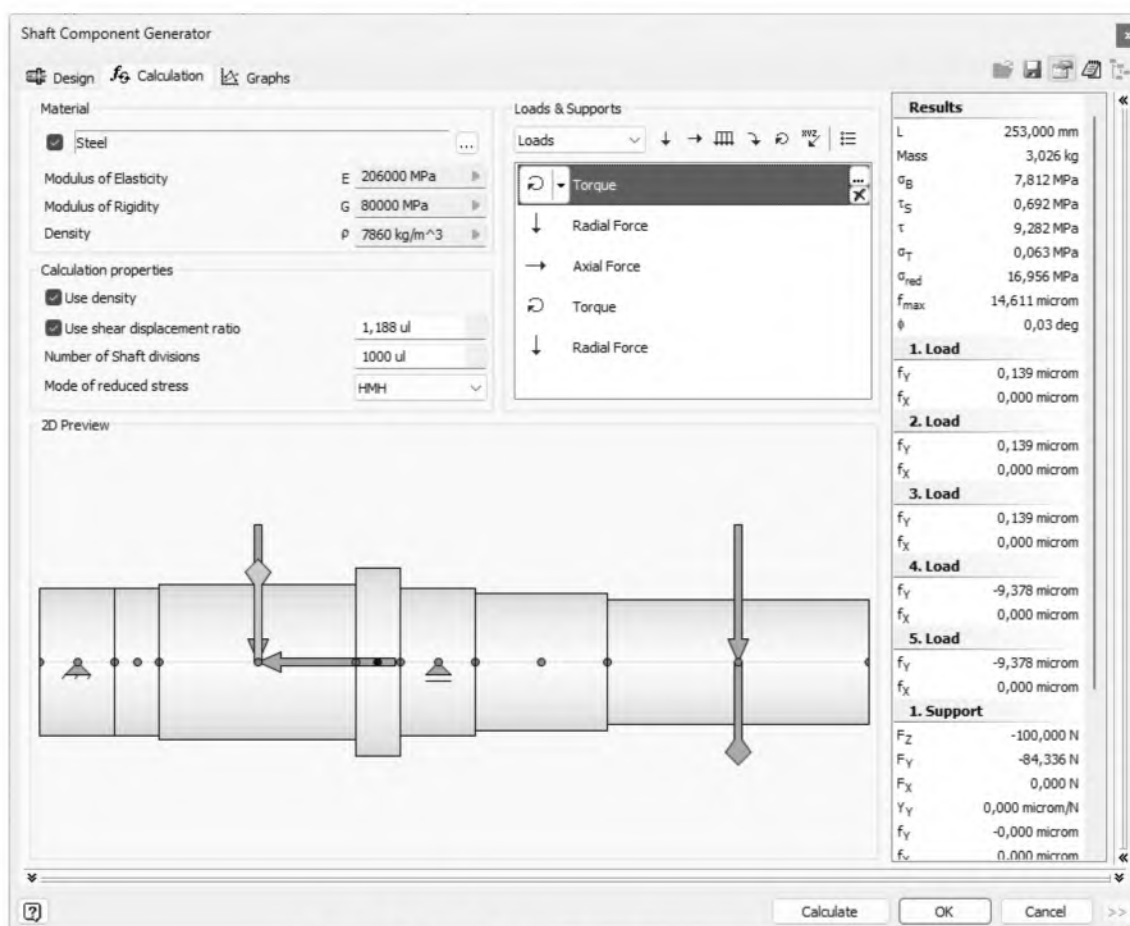


Рис. 3.6 – Розрахунок моделі валу

На вкладці Графіки рис. 3.7 відображаються діаграми окремих розрахованих характеристик. Деякі графіки доступні для площин YZ і XZ, а також для сумарного

значення. Залежно від налаштувань, відповідні графіки в площині YZ (а також сумарні графіки) можуть включати вплив сили тяжіння та щільності матеріалу.

Кут відхилення - це кут між віссю Z і напрямком відхиленої центральної лінії в даній координаті Z. Формула для зменшення напруги наведена в довіднику інженера.

На графіку «Ідеальний діаметр» показано, що ідеальна форма валу базується на згинальному моменті та обчислює діаметр круглої ділянки, що призводить до напруги 50 МПа в кожній координаті валу. Цей графік не залежить від обраного матеріалу валу. Він показує загальні відносини форми на основі деякого постійного напруження.

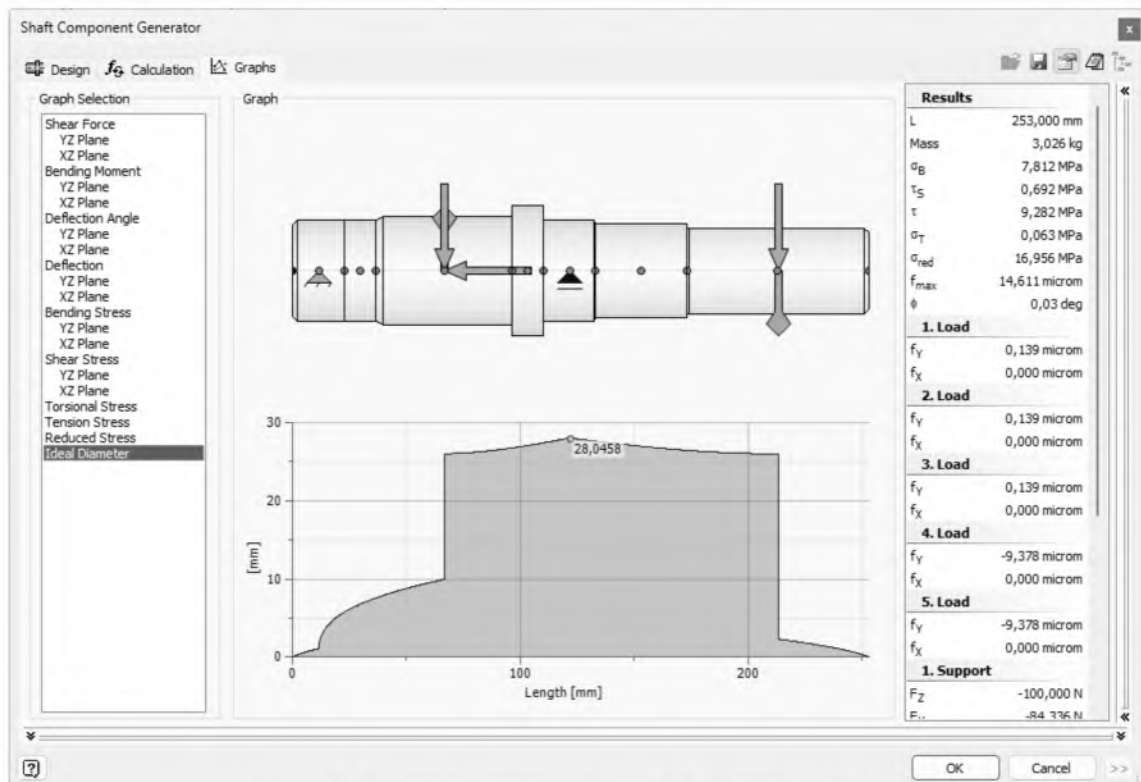


Рис. 3.7 – Аналіз результатів розрахунку

3.3 Висновки

Визначено стратегію та підходи до розробки приводної станції ланцюгового (скребкового) транспортера з приводом із високим сервіс-фактором та ККД. Прийнято методику, яка включає в себе кілька етапів та ключових завдань:

- методика охоплює комплексні етапи від аналізу вимог та технічних специфікацій до тестування та вдосконалення прототипу. Це забезпечує системний підхід до розробки та досліджень.
- методика враховує вимоги та умови експлуатації, такі як сервіс-фактор, матеріали, геометрію, навантаження та інші, що дозволяє розробляти приводну станцію, відповідну конкретним умовам застосування.
- досягнення максимальної ефективності та надійності враховує використання інноваційних технологій, оптимізацію параметрів та впровадження сучасних рішень.
- у Autodesk Inventor дуже легко аналізувати вплив різних факторів на проєктовані передачі, з'єднання, вали та їх опори, що здійснюється за допомогою спеціальних генераторів.
- Для перевірки адекватності розрахунків моделі, користувач може проаналізувати використовувані системою формули у «Блокноті інженера».

					<i>КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		47

$$b_c = \sqrt{\frac{kQ}{k_v k_\beta \rho v}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 41,67}{0,8 \cdot 1 \cdot 760 \cdot 0,75}} = 0,38 \text{ м.}$$

Тоді висота скребка

$$h_c = \frac{b_c}{k} = 0,38 : 2 = 0,19 \text{ м.}$$

Приймаємо скребок, у якого $h_c = 0,38 \text{ м}$, $b_c = 0,19 \text{ м}$.

Тоді швидкість руху ланцюга для обраних розмірів скребка становитиме:

$$v = \frac{Q}{k_v k_\beta h_c b_c \rho} = \frac{41,67}{0,8 * 1 * 0,19 * 0,38 * 760} = 0,8 \text{ м/с}$$

4.3 Вибір тягового органу

Як тяговий орган приймаємо ланцюг транспортерний К4 УТФ-320, який зазвичай використовується у транспортерів серії ТСЦ-400:

У якого:

- крок ланцюга $l_p = 160 \text{ мм}$,
- руйнуюче навантаження $[F]_p = 80 \text{ кН}$.
- крок спеціальних ланок для кріплення скребків $l_c = 320 \text{ мм}$.

При лінійній щільності вантажу:

$$q = \frac{Q}{v} = \frac{41,67}{0,56} = 74,41 \text{ кг/м}$$

Лінійна щільність тягового органу (за даними виробника):

$$q_0 \approx 7,9 \text{ кг/м,}$$

4.4 Тяговий розрахунок

Приймаємо попередній натяг ланцюга $F_0 = F_{36} = 3000 \text{ Н}$.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

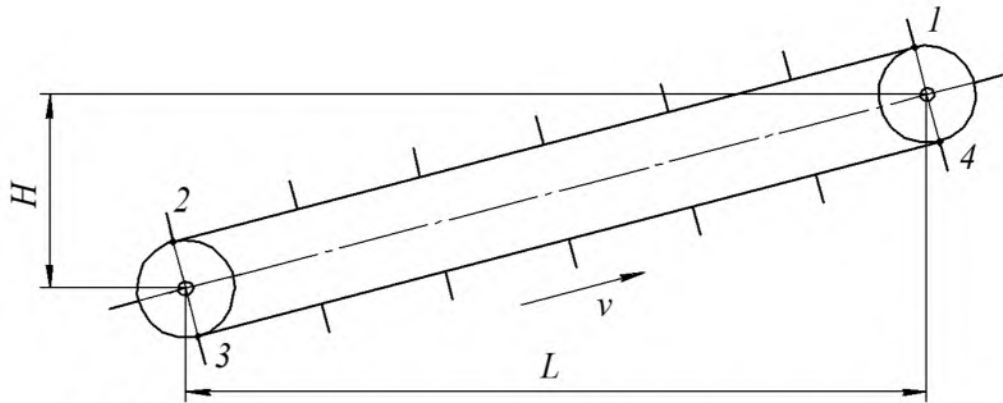


Рис. 4.2 – Розрахункова схема скребкового транспортера

Натяг набігаючої гілки ланцюга на натяжній зірочці:

$$F_2 = F_0 + gq_0k_xL - gq_0H = 3000 + 9,81 * 7,9 * 0,25 * 40 - 9,81 * 74,41 * 3 = 1585,1 \text{ Н.}$$

Натяг збігаючої гілки ланцюга на натяжній зірочці:

$$F_3 = 1,06 \cdot F_2 = 1,06 * 1585,1 = 1680,21 \text{ Н.}$$

Натяг набігаючої гілки ланцюга на приводній зірочці:

$$\begin{aligned} F_4 = F_{нб} &= F_3 + gq_0k_{эс}L + g(q + q_0)H \\ &= 1680,21 + 9,81 * 7,9 * 0,57 * 40 + 9,81 * (74,41 + 7,9) * 3 \\ &= 6869,57 \text{ Н,} \end{aligned}$$

Опір на приводній зірочці:

$$F_{np} = (0,03...0,05)(F_{нб} + F_{зб}) = 0,04 * (6869,57 + 3000) = 354,78 \text{ Н.}$$

При кількості зубів приводної зірочки $z = 8$ і повній довжині транспортера

$$L_{II} = \sqrt{L^2 + H^2} = \sqrt{40^2 + 3^2} = 40,11 \text{ м динамічне зусилля:}$$

$$\begin{aligned} F_{дин} &= (q + 2q_0)L_{II} \frac{2\pi^2 v^2}{z^2 l_p} = (74,41 + 2 \cdot 7,9) * 40,11 * \frac{2 * 3,14^2 * 0,8^2}{12^2 * 0,14} \\ &= 2265,09 \text{ Н} \end{aligned}$$

									Арк.
									50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ				

Найбільший натяг ланцюга

$$F_{max} = F_{нб} + F_{дин} = 6869,57 + 2265,09 = 9134,66 \text{ Н.}$$

Міцність ланцюга достатня, оскільки при її запасі міцності $s = 8$ маємо

$$F_p = sF_{max} = 8 \cdot 9134,66 = 65077 \text{ Н,}$$

що менше $[F]_p = 80000 \text{ Н.}$

4.5 Вибір приводного механізму

Потужність двигуна при к.к.д. зірочки $\eta_3 = 0,98$ і приводу $\eta_m = 0,9$

$$P_{дв} = k_n \frac{F_t v}{\eta_3 \eta_m} = 1,3 * \frac{6489,44 * 0,8}{0,98 * 0,9} = 7651 \text{ Вт}$$

де F_t – колове зусилля на приводній зірочці:

$$F_t = F_{нб} - F_{зб} + F_{цр} + F_{дин} = 6869,57 - 3000 + 354,78 + 2265,09 = 6489,44 \text{ Н;}$$

η_3 – ККД барабана та підшипників, $\eta_3 = 0,98$;

η_m – ККД механізму, $\eta_m = 0,9$;

k_n – коефіцієнт, що враховує інерційні сили при пуску двигуна, $k_n = 1,2$.

Визначаємо діаметр приводної зірочки:

$$D_3 = \frac{l_p}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{160}{\sin \frac{180}{8}} = 418,1 \text{ мм}$$

де l_p – крок ланцюга;

z – число зубів зірочки.

Частота обертання становитиме:

$$n_3 = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_3} = \frac{60 * 0,8}{3,14 * 0,4181} = 36,56 \text{ хв}^{-1}.$$

Крутний момент на приводному валу:

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

блоковому корпусі та відрізняються високою надійністю, невибагливістю та тривалим терміном служби. Асортимент циліндро-конічних редукторів BLOCK включає різні варіанти та типорозміри пристроїв, що дозволяє вибрати пристрій, що оптимально підходить для конкретного застосування. Для вибору також доступний онлайн-конфігуратор з отриманням файлу 3D-моделі де обрано модель NORD SK9072 (табл. 4.1).

Циліндро-конічні мотор-редуктори K.DR від SEW Evrodrome [33] є непоганим вибором для більшості сфер виробництва, де вирішальне значення мають компактна конструкція приводу і його висока ефективність. Завдяки своїй конструкції циліндро-конічні редуктори SEW Evrodrome є виключно надійними і не вимагають великих експлуатаційних витрат. Це стало можливим завдяки високоякісній зубчастій передачі та високій якості виробництва кожної деталі. Циліндро-конічний редуктор у комбінації з двигуном змінного струму є потужним і компактним рішенням у вигляді циліндро-конічного мотор-редуктора: високоефективне, енергоефективне в залежності від обраного класу ефективності і з діапазоном потужності двигуна до 200 кВт. За допомогою конфігуратора обираємо до порівняння модель SEW Evrodrome KA87B (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Технічні показники варіантів мотор-редукторів

	P_1 , кВт	T_2 , Нм	n_2 , хв ⁻¹	d_2 , мм	s_f	ККД, %
TRAMEC TF 200C 63 350 48 O B3	11	2956	36	100h7	2,6	94
MOTOVARIO B153US38.81180	11	2841	36,1	90m6	2,6	92
NORD SK9072.1AZ BH- 180MP4 TF	11	2939	36	90h7	1,8	93
SEW Evrodrome KA87B DRS132S4	11	2890	36	90h7	1,6	93

Для подальшого проектування приводної секції приймаємо конічно-циліндричний мотор-редуктор TRAMEC TF 200C 63 350 48 O B3, який має більший

сервіс-фактор та навантажувальну здатність, а також конструкцію приєднувальних отворів, що відповідає особливостям проєктованого вузла транспортера.

4.7 Розробка приводного валу

Для прийнятого розміру редуктора та габаритів транспортувального коробу розробляємо конструкцію приводного валу транспортеру за допомогою програмного додатку Autodesk Inventor використовуючи «Генератор компонентів» – «Вал» (рис. 4.5) з урахуванням розмірів транспортувального короба транспортера, геометричних параметрів приводної зірочки для тягового ланцюга.

Діаметр вихідного кінця приводного валу приймаємо відповідно до геометричних параметрів вихідного валу приводу. У якості опор приймаємо підшипникові вузли, що самоцентруються з варіантами кріплення у вигляді фланців і корпусом з чавуну UCFS324 – SNR [34] (рис. 4.4, табл. 4.2).

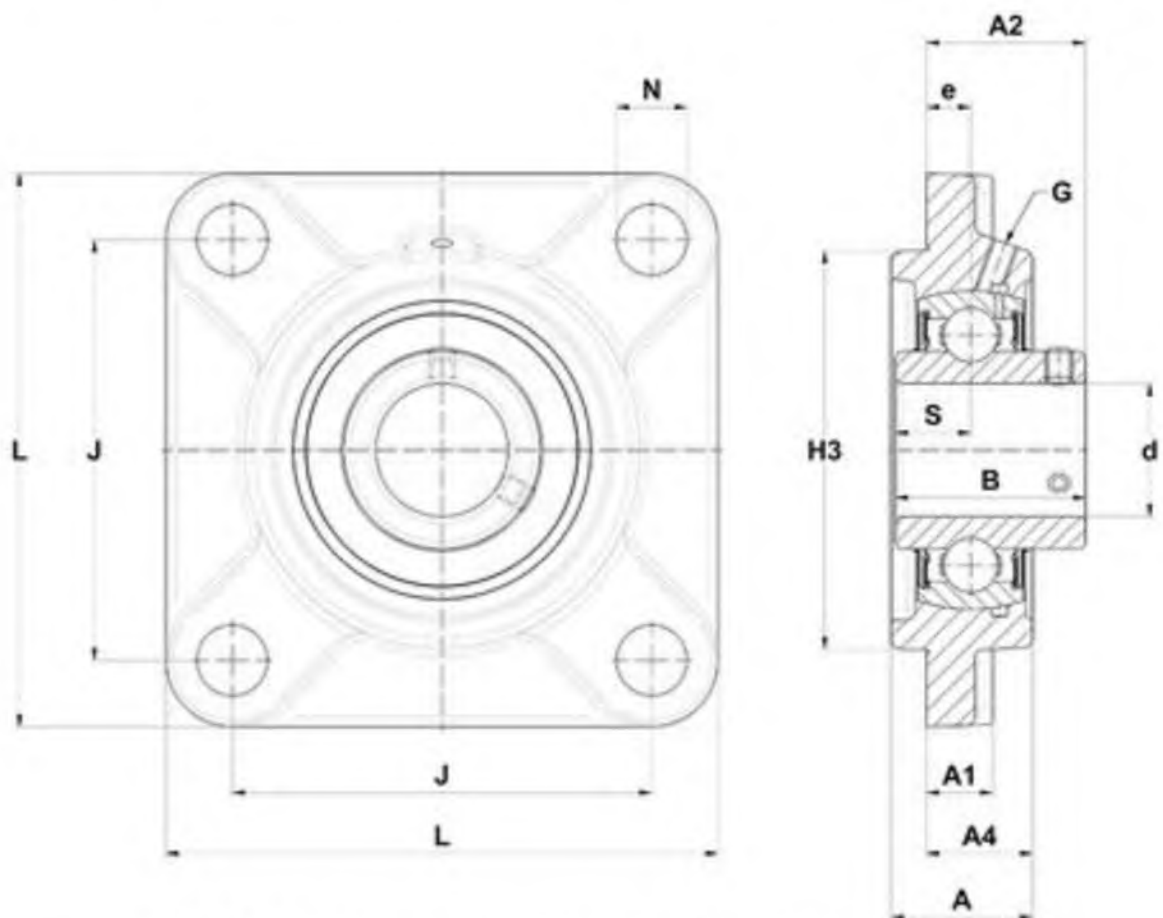


Рис. 4.4 – Геометричні параметри підшипникового вузла

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Таблиця 4.2 – Геометричні параметри підшипникового вузла UCFS324

A - Висота корпусу	110 мм
A1 - Висота основи корпусу/висота фланця	40 мм
A2 – Загальна висота (корпус + вставка) від монтажної поверхні	110 мм
A4 - Висота корпусу від монтажної поверхні	80 мм
B - Ширина внутрішнього кільця	126 mm
d - Діаметр валу	120 мм
e – Відстань від монтажної поверхні до центру підшипника	35 мм
G - Прес-маслянка	M10x1
H3 - Центрувальний діаметр	330 мм
J - Відстань між монтажними отворами	290 mm
L - Ширина/діаметр корпусу	370 мм
N - Розмір монтажного отвору	41 мм
S - Відстань передня сторона/центр підшипника	51 мм

Кріплення підшипникових вузлів до корпусу приводного вузла здійснюється через додаткові пластини, товщиною 20 мм для забезпечення надійного різьбового з'єднання монтажними болтами М36. Таким чином відстань між площинами підшипникових вузлів складає 466 мм. Після попереднього ескізного компоунання створюємо модель ступеневого валу (рис. 4.5...4.7).

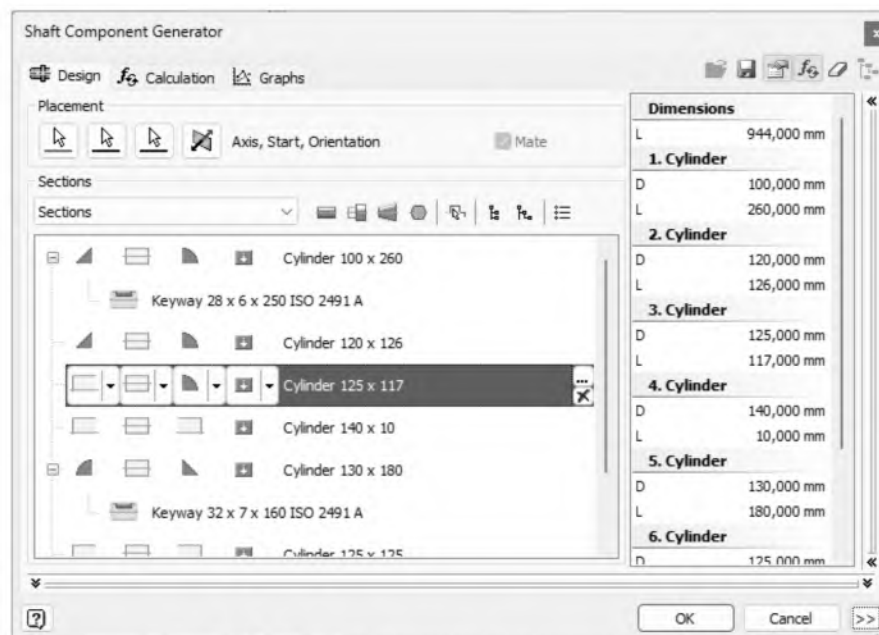


Рис. 4.5 – Створення ступеневого валу

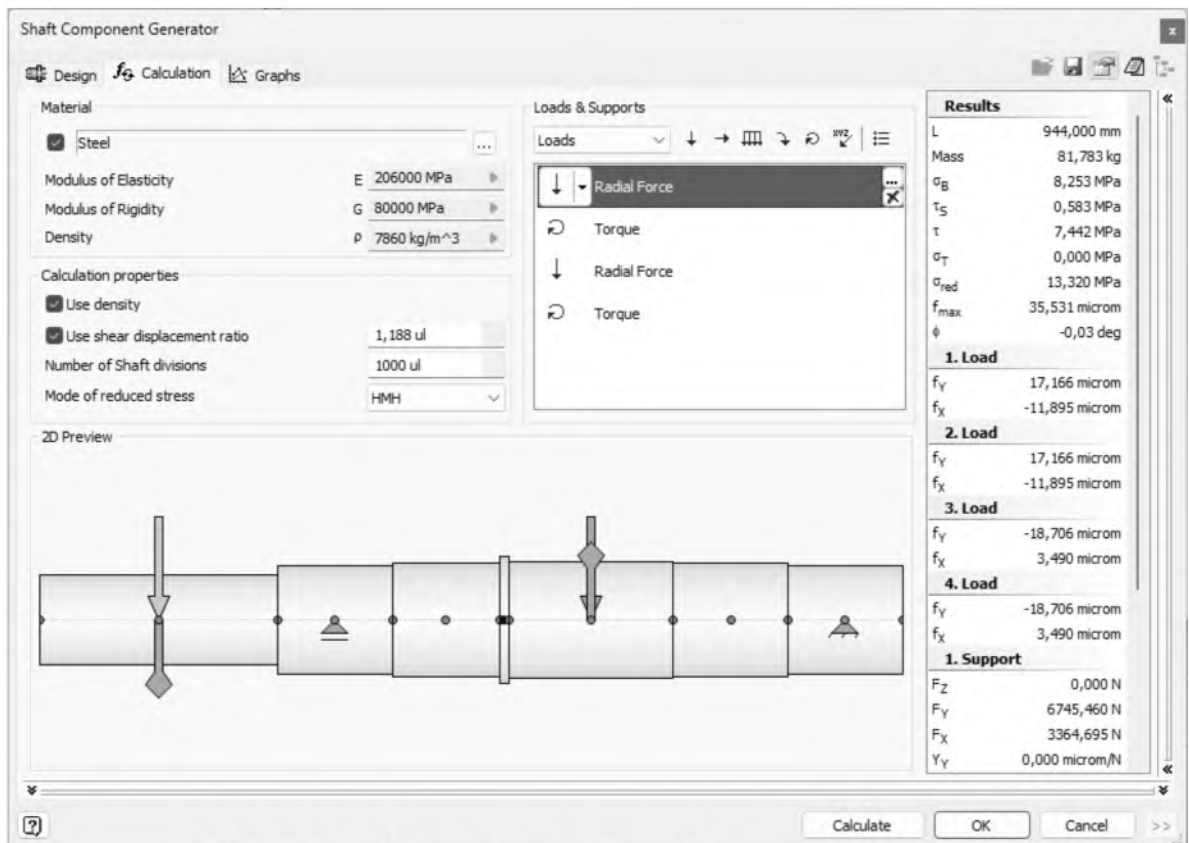


Рис. 4.6 – Розрахунок міцності (див. додаток А)

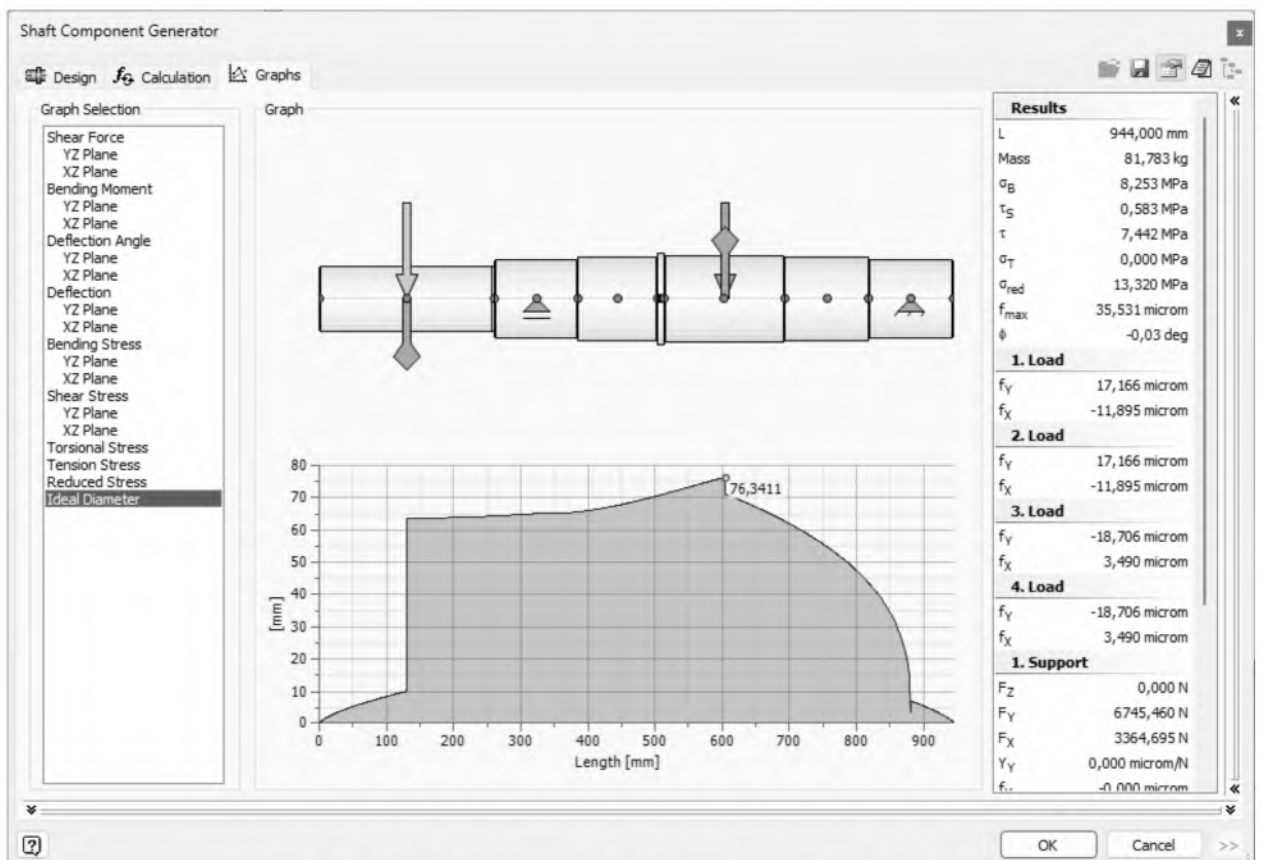


Рис. 4.7 – Епюра ідеального діаметру валу

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

KPM.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

Арк.

57

Наступним кроком перевіряємо міцність шпонкових з'єднань з редуктором та приводною зірочкою (рис. 4.8...рис. 4.9).

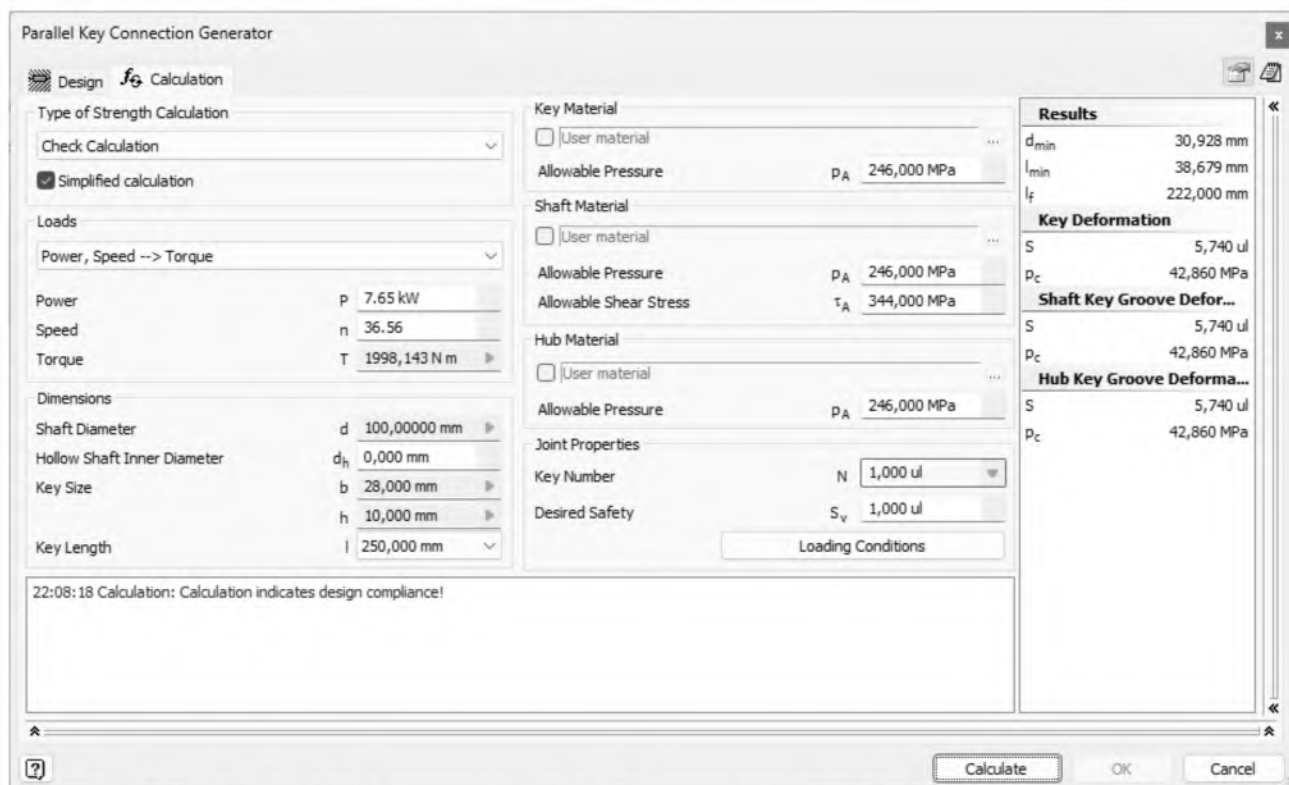


Рис. 4.8 – Перевірка шпонкового з'єднання з редуктором (див. додаток Б)

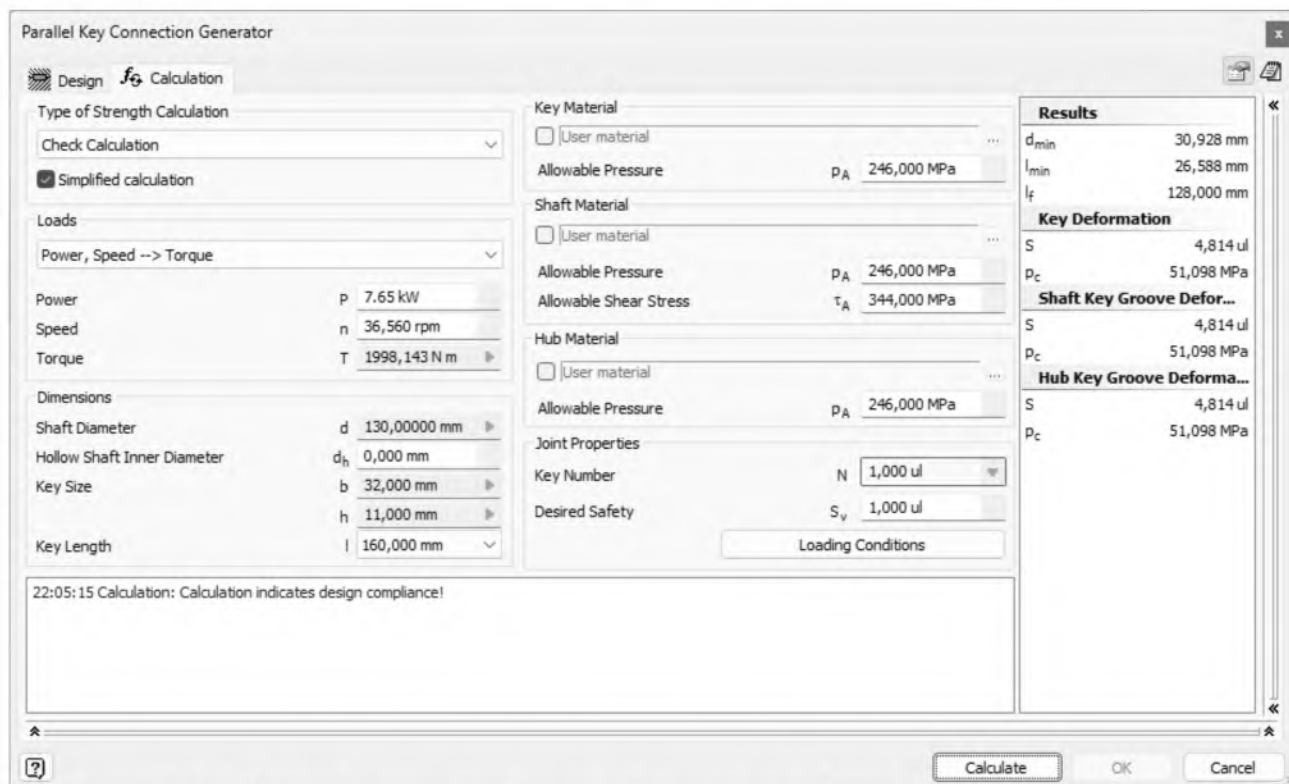


Рис. 4.9 – Перевірка шпонкового з'єднання з зірочкою (див. додаток В)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

Арк.

58

За отриманими даними перевірного розрахунку валу (додаток Г) здійснюємо перевірку довговічності підшипників UCFS324 – SNR (рис. 4.10).

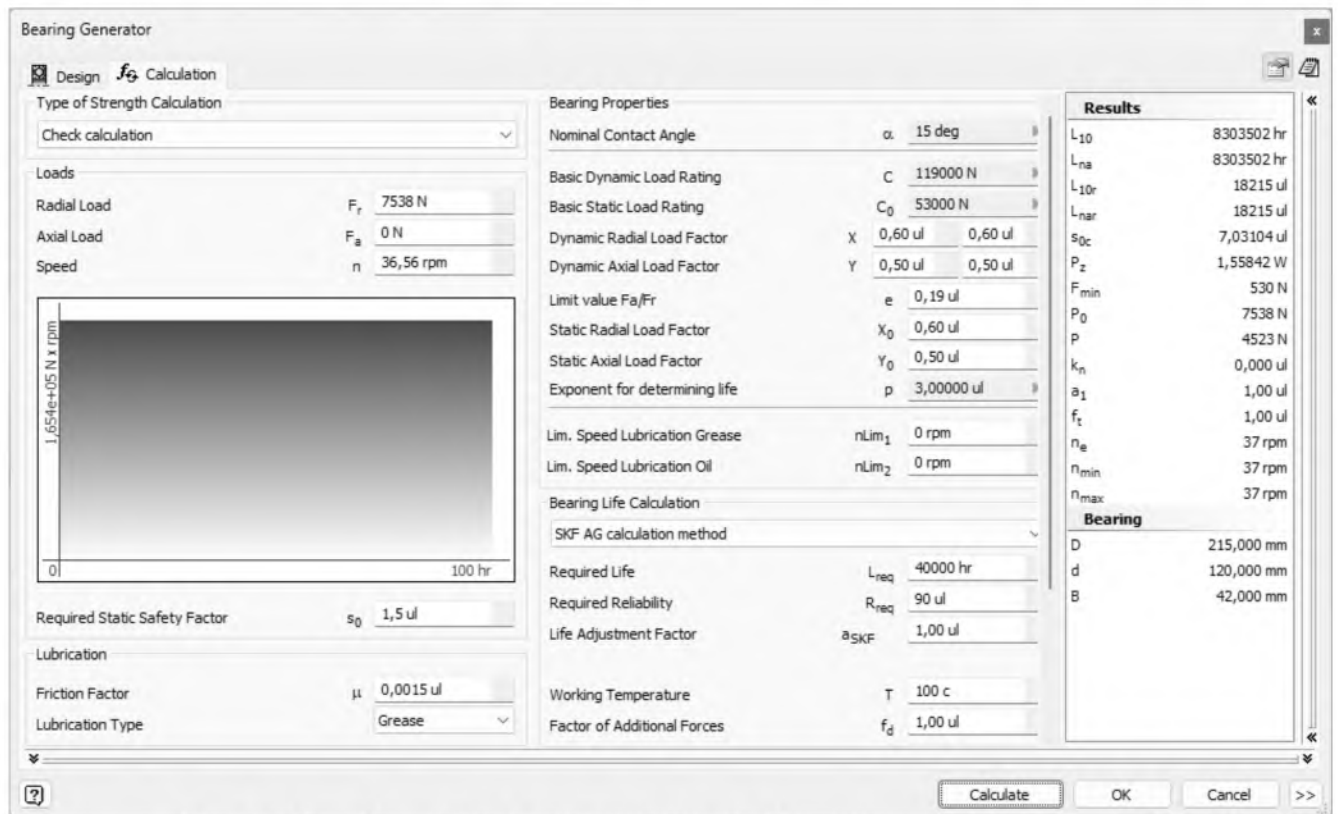


Рис. 4.10 – Перевірка довговічності підшипників (додаток __)

Відповідно до отриманих результатів (додатки __ ... __) прийняті геометричні параметри приводного валу, з'єднань та опор вузли мають достатню міцність та довговічність.

4.8 Моделювання приводної секції

Подальше проєктування стінок корпусу приводного вузла здійснювалось з використанням засобів листового моделювання Autodesk Inventor (рис. 4.11). Створено правило для листового металу, що включає: матеріал (HARDOX® 450 (Швеція) і товщина листа 3 мм; переваги рельєфу згинів і кутів; значення скосу, розриву та зазору шва; вибір правила розгортання; відображення штампу плоского шаблону (застосовується за замовчуванням до елементів листового металу під час створення плоского шаблону); плоска форма висвободжень на кутах згину.

Усі ці вибрані параметри зберігаються в іменованому правилі, пов'язаному з матеріалом, інструментом або виробничим процесом. Використовуйте команду «Параметри листового металу за замовчуванням», розташовану на вкладці «Листовий метал», щоб установити правила, які застосовуються до активної деталі з листового металу.

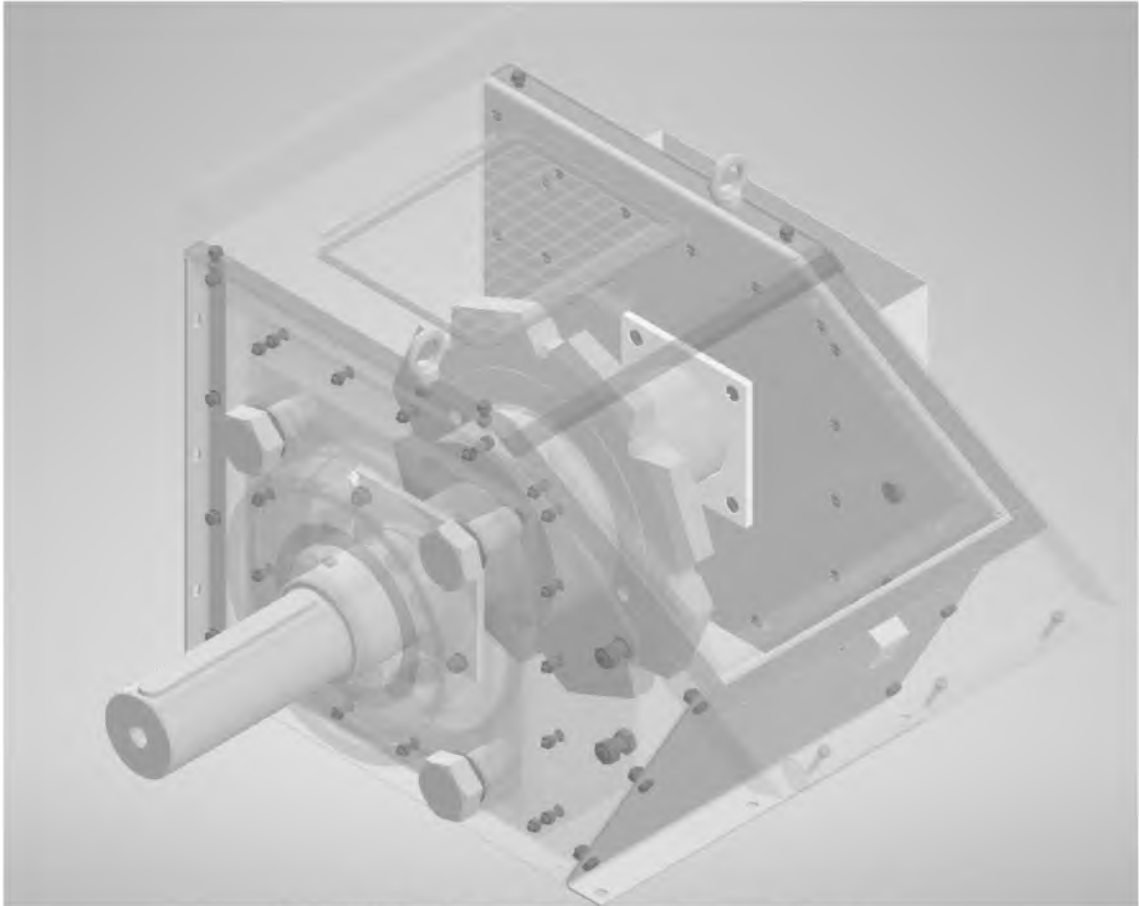


Рис. 4.11 – Розробка приводного вузла

Деталь з листового металу спочатку виглядає як плоский шматок металу постійної товщини.

У виробничих цілях такі деталі, як радіуси вигинів і рельєфні розміри, зазвичай однакові по всій частині. Введення значення для цих деталей, а потім програмне забезпечення застосовує їх під час проектування. Наприклад, коли створюємо фланець, згин додається автоматично.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Для виготовлення необхідно перетворити складену модель на плоску модель. Потім перемикається між складеним виглядом моделі та розведеним виглядом, двічі клацнувши вузол браузера «Складена модель» або «Плоский шаблон».

При проєктуванні інших елементів приймалися типові рішення існуючих моделей транспортерів. Реакційний стрижень утримує мотор-редуктор від повертання під час роботи запроєктовано аналогічно до існуючих аналогів. Електродвигун вимикається при відхиленні мотор-редуктора від горизонталі більш ніж на 3°. Виконавчий механізм оснащений кінцевим вимикачем, який захищає механізм від поломок в аварійних ситуаціях. Реакційний стрижень являє собою стрижень, один кінець якого шарнірно закріплений на металевій конструкції. На іншому кінці розташована пластина, яка впирається в кришку корпусу приводу, а з іншого боку затягується гайкою, накрученою на реакційний стрижень. Геометричні параметри реактивної тяги прийняті конструктивно.

Розроблена електронна модель приводної станції (Додаток Д) містить електроні моделі деталей які можуть бути використані для підготовки технологічного процесу виробництва транспортеру, орієнтована на впровадження Індустрії 4.0. Під терміном розуміються як сам процес комп'ютеризованої підготовки виробництва, так і програмно-обчислювальні комплекси, використовувані інженерами-технологами.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ПРАКТИЧНОЇ РЕАЛІЗАЦІЇ РОЗРОБКИ

5.1 Екологічна експертиза

В рамках розробки приводної станції ланцюгового транспортера велика увага приділялася не лише технічним аспектам, але й екологічному впливу запропонованої системи. Екологічна експертиза цього проєкту включає оцінку можливих впливів на природне середовище та визначення заходів для зменшення негативного впливу.

Екологічна експертиза – це встановлення відповідності запланованої чи здійснюваної господарської та іншої діяльності нормам і вимогам законодавства про охорону навколишнього природного середовища, раціональне використання і відтворення природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки з метою запобігання негативного впливу антропогенної діяльності на стан навколишнього природного середовища і здоров'я людей, а також оцінка ступеня екологічної безпеки господарської діяльності та екологічної ситуації на окремих територіях і об'єктах.

Сільськогосподарське обладнання створює комплексний вплив на навколишнє середовище: атмосферу, тваринний і рослинний світ, водну екосистему, ґрунтовий покрив. Зниження негативного техногенного впливу на природу можливо при строгому дотриманні існуючих нормативів по всьому технологічному ланцюжку сільськогосподарського виробництва при експлуатації та утриманні техніки відповідно до техніко-екологічних вимог.

Експертні оцінки представляють собою кількісні або порядкові оцінки процесів чи явищ, що не піддаються безпосередньому вимірюванню, а тому ґрунтуються на судженнях фахівців. Експертні підрозділи, покликані перевіряти дотримання розробниками проєктів діючих норм і правил, у тому числі і в галузі охорони навколишнього природного середовища, але ці підрозділи враховували в першу чергу інтереси відомств, часто суперечать екологічним інтересам суспільства.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для будь-якої запланованої господарської та іншої діяльності при оцінці матеріалів, які є об'єктом екологічної експертизи повинні виходити з того, що реалізація відповідної діяльності може спричинити шкідливі впливи на навколишнє природне середовище.

До прийняття рішень про реалізацію відповідного об'єкта адресований замовнику планованої діяльності і органам державної екологічної експертизи. Для замовника це означає, що він не має права прийняти рішення про реалізацію запланованої діяльності та здійснювати її.

Оцінка впливу на навколишнє природне середовище від господарської та іншої діяльності і її наслідків зобов'язують оцінити повноту видів і масштабів впливів на природне середовище в процесі реалізації об'єкта екологічної експертизи.

Обов'язковість урахування вимог екологічної безпеки, як мінімум, зобов'язує суб'єктів еколого-експертного процесу забезпечити дотримання нормативів якості навколишнього природного середовища, що встановлюються на рівнях, безпечних для здоров'я людини, об'єктів тваринного і рослинного світу, правових екологічних вимог до розміщення, проектування, будівництва, експлуатації об'єктів, що впливають на стан навколишнього природного середовища, і в кінцевому рахунку права кожного на сприятливе навколишнє середовище.

Проведення екологічної експертизи в аграрному секторі економіки викликано тим, що сільське господарство має низку особливостей, які впливають на екологічність виробництва. це:

- органічний зв'язок ведення виробництва з використанням землі і природного середовища (ландшафтів);
- залежність ритму і результатів виробництва, термінів і методів технологій від регіональних і місцевих природно-кліматичних умов;
- сезонність виробництва і впливу на природне середовище;
- стійкість до тривалої антропогенному навантаженню на природне середовище, техногенного забруднення;

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- історично сформовані місцеві і регіональні традиції в житті і виробництва може, як привести до величезних втрат для самого сільського господарства, так і заподіяти трудносполнімий шкоди навколишньому середовищу.

5.2 Охорона праці

Основним нормативно-правовим актом, який регламентує безпечне виконання робіт у сільськогосподарському виробництві, є Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві, затверджені наказом Міністерства надзвичайних ситуацій України від 26 листопада 2012 р. № 1353.

Умови праці у сільськогосподарському виробництві мають певні особливості. Здебільшого польові роботи виконуються на значній відстані від центральної садиби і тракторної бригади. Через це знижується контроль за безпекою працівників з боку адміністрації господарства. У цих умовах підвищується особиста відповідальність механізаторів за безпеку проведення робіт.

Разом з тим поживляються й інші роботи в агропромисловому виробництві. Зростає, порівняно із зимовими місяцями, кількість зайнятих на ручних роботах працівників, насамперед на технологічному обслуговуванні та забезпеченні роботи посівних та інших машинно-тракторних агрегатів.

Все це об'єктивно збільшує вірогідність травматизму, особливо при недотриманні правил техніки безпеки та охорони праці й неналежній організації робіт.

Основними шкідливими та небезпечними факторами при проведенні весняно-польових робіт є:

- технічна несправність тракторів і сільськогосподарських машин;
- виконання робіт в охоронних зонах ліній електропередач;
- виконання робіт на відкритому повітрі, при підвищеній або низькій температурі повітря;
- підвищений рівень шуму та вібрацій;
- підвищена забрудненість повітря пилом;
- наявність отрутохімікатів;

					КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- ризик контакту з отруйними рослинами, небезпечними комахами та тваринами;
- схили полів, наявність перешкод у вигляді ям, ярів;
- рухомі агрегати;
- пожежна безпека;
- нервово-психічні перевантаження.

З метою запобігання порушенням, які можуть призвести до нещасних випадків та інших надзвичайних ситуацій, напередодні проведення весняно-польових робіт необхідно:

- призначити відповідальних осіб за організацію безпечної експлуатації обладнання та виконання робіт в структурних підрозділах;
- організувати та провести семінари-навчання працівників безпечним методам роботи;
- провести інструктажі з охорони праці з усіма працівниками, зайнятими у виробничих процесах;
- забезпечити працівників спецодягом, засобами індивідуального захисту, аптечкою, питною водою та засобами пожежогасіння;
- визначити та обладнати місця для відпочинку, споживання їжі та куріння;
- не допускати до роботи осіб, які не пройшли медичний огляд, хворих, перевтомлених, осіб, які перебувають в нетверезому стані, та які не пройшли інструктажі та навчання з охорони праці;
- до виконання технологічних процесів не допускати машини і обладнання, які мають технічні несправності.

Під час виконання робіт забороняється:

- заміна, регулювання та очищення робочих органів машин при ввімкненому двигуні,
- виконання робіт після того, як будуть опущені або встановлені на підставки робочі органи;

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- експлуатація машин без передбачених конструкцією огорож рухомих елементів.

5.3 Техніко-економічне обґрунтування досліджень

Вміст пошкоджених зерен у масі насіння призводить до зниження врожайності культур. Відомо, що кожен відсоток мікротравмованого насіння веде до зниження врожайності пшениці до 5 кг га.

Оцінка травмування насіння транспортера проводилася шляхом підрахунку кількості зерен з мікротравмами і подрібнених. Кількісна характеристика ступеня зниження дроблення і мікротравмування наступна: за рахунок вдосконалення конструкції режиму роботи транспортера – 7...12%;

Проведемо перерахунок отриманих значень дроблення і мікротравмування на травми з вбитим зародком за виразом

$$G_{вз} = G_{др} \frac{b_{др}}{b_{вз}} + G_{пз} \frac{b_{пз}}{b_{вз}}, \quad (5.1)$$

де $G_{вз}$, $G_{др}$ і $G_{пз}$ – процентний вміст зерен з вибитим зародком, подрібнених і з пошкодженим зародком;

$b_{вз}$, $b_{др}$ і $b_{пз}$ – коефіцієнти, що визначаються за формулою:

$$b_i = 0,01(B_{ц} - B_i), \quad (5.2)$$

де $B_{ц}$ – схожість нетравмованих зерна;

B_i – схожість зерна з окремими видами травми.

Економію за рахунок врожайності визначимо за виразом

$$E = B_n - B_б = Ц(Ж_n - Ж_б) = Ц \Delta Ж, \quad (5.3)$$

де B_n і $B_б$ – вартість продукції, отриманої при використанні нової і базової машин, грн.;

$Ж_n$ і $Ж_б$ – кількість продукції, отриманої при використанні нової і базової машин, т;

$Ц$ – закупівельна ціна пшениці, грн. т.

Величину $\Delta Ж$ можна визначити за формулою

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta Ж = \frac{S_c \Delta У}{10}, \quad (5.4)$$

де $\Delta У$ – приріст врожайності, ц га;

S_c - річне навантаження на норію, га;

$$S_c = \frac{10 Q_e t_H}{У}, \quad (5.5)$$

де Q_e – продуктивність транспортеру, т год;

$У$ – врожайність культури, ц га;

t_H - час роботи транспортеру на насіннєвому матеріалі, год.

$$t_H = t k, \quad (5.6)$$

де t – річна навантаження на транспортер, год.;

k – коефіцієнт, що показує частку насіннєвого зерна в загальній масі зібраного врожаю

$$k = \frac{Ж_c}{Ж} = \frac{SН}{SУ} = \frac{Н}{У}, \quad (5.7)$$

де S – загальна посівна площа, га;

$Н$ – норма висіву, ц га.

Приріст врожайності $\Delta У$ визначаємо за виразом

$$\Delta У = \frac{П \Delta Т}{100}, \quad (5.8)$$

де $П$ – величина втрат зерна з одного гектара при мікротравмуванні насіння в 1%, кг га;

$\Delta Т$ – зниження травмування насіння, %.

З урахуванням вищевикладеного, формула для розрахунку економії за рахунок збільшення врожайності прийме наступний вигляд:

$$E = \frac{Ц \omega_e t_H П \Delta Т}{100 У^2} \quad (5.9)$$

Значення величин ω_e , t , $У$, і $Н$ наведені в табл. 5.1.

Розрахунки, проведені за формулою (5.9), показали, що економія за рахунок збільшення врожайності пшениці склала:

Для транспортера – 124,4 тис.грн.

					КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За конструктивним виконанням приводна станція транспортеру відрізняється від серійної тим, що вона має покращений варіант приводу.

Вартість удосконалення приводної станції транспортеру визначимо виходячи з її маси і вартості 1 кг металокопструкцій. Вартість 1 кг металокопструкцій визначимо, як відношення вартості серійної норії її масі. Маса серійної приводної станції транспортеру ТСЦ-400 становить 1249 кг, вартість її ≈ 250 тис. грн.

Тоді вартість одного кілограма металокопструкцій буде:

$$B_{\text{кг}} = \frac{250000}{1249} = 200,16 \text{ грн кг.}$$

Масу розробленої приводної станції визначимо за допомогою властивостей моделі $m_e = 1016,9$ кг.

Вартість експериментальної приводної станції транспортеру складе

$$B_e = B_{\text{кг}} m_{\text{ф}} = 200,16 * 1016,9 = 203,5 \text{ тис. грн.}$$

Визначення економічних показників при використанні серійних і експериментальних машин проведено згідно з рекомендаціями, ГОСТ 23728-79 ГОСТ 23730-79.

Дані порівняльних показників економічної ефективності машин наведені в таблиці 5.1.

Витрати на амортизацію, грн. т

$$A = \frac{B * \alpha}{t * Q * 100'}$$

де $B = 1,2B$ – балансова вартість машин.

Для ТСЦ-400

$$A_c = \frac{1,2 * 124585 * 13,8}{2400 * 150 * 100} = 0,057;$$

$$A_e = \frac{1,2 * 119061 * 13,8}{2400 * 150 * 100} = 0,054.$$

Витрати на капітальний, поточний ремонти та на техобслуговування, грн. т

$$R = \frac{B * \delta}{t * Q * 100'}$$

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1 – Розрахунок вартості компонування обладнання

Показники	Позначення	Виконання	
		серійне	модернізоване
Оптова ціна, тис.грн	B	250	203,5
Середньорічне завантаження, год	t	2400	2400
Продуктивність, т год	Q	150	150
Відрахування на амортизацію, %	α	13,8	13,8
Відрахування на капітальний, поточний ремонт та на тих. витрати, %	δ	14,3	14,3
Потужність двигунів, кВт	N	16	11
Питома витрата електроенергії, кВт. год	g	0,07	0,05
Вартість 1 кВт год електроенергії	$ц$	6	6

для ТСЦ-400*

$$R_c = \frac{250000 * 14,3}{2400 * 150 * 100} = 0,054;$$

$$R_e = \frac{203500 * 14,3}{2400 * 150 * 100} = 0,081$$

Витрати на електроенергію, грн. т

$$E_{сер} = gB_e = 0,07 * 6 = 4,2.$$

Підсумки прями витрати на одиницю напрацювання, грн.. т

$$ПЗ = A + R + E + З;$$

$$ПЗ_c = 0,057 + 0,054 + 4,2 + 1,52 = 5,831;$$

$$ПЗ_e = 0,054 + 0,08 + 3,6 + 1,52 = 5,254.$$

де A – витрати на амортизацію;

R – витрати на капітальний, поточний ремонт та планове ТО;

E – витрати на електроенергію;

$З$ – заробітна плата обслуговуючого персоналу.

Заробітну плату обслуговуючого персоналу визначаємо за формулою:

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$З = T_{\text{пр}} * T_{\text{к}} * K_{\text{п}} * K,$$

де $T_{\text{пр}}$ – праця (люд. год.);

$T_{\text{к}}$ – годинна тарифна ставка;

$K_{\text{п}}$ – коефіцієнт підвищення;

K – відрахування на соціальні потреби.

$$T_{\text{пр}} = t * x,$$

де t – річне завантаження машини, в год.;

x – кількість обслуговуючого персоналу.

$$З = \frac{4,94 * 1,6 * 1,271 * 2400}{48000} = 1,52 \text{ грн. т.}$$

Питомі капітальні вкладення, грн. т

$$K_{\text{пит}} = \frac{Б}{Q * t};$$

$$K_{\text{пит(с)}} = \frac{1,2 * 250000}{150 * 2400} = 0,833;$$

$$K_{\text{пит(е)}} = \frac{1,2 * 203500}{150 * 2400} = 0,678$$

Приведені витрати на одиницю вироблення, грн. т

$$П_{\text{пит}} = ПЗ_{\text{пит}} + E_{\text{н}} * K_{\text{пит}},$$

де $E_{\text{н}}$ – нормативний коефіцієнт ефективності.

$$П_{\text{пит(с)}} = 5,831 + 0,15 * 0,833 = 5,956;$$

$$П_{\text{пит(е)}} = 5,254 + 0,15 * 0,678 = 5,356.$$

Річний економічний ефект для ТСЦ-400, грн.

$$E_{\text{ре}} = [П_{\text{пит(с)}} - П_{\text{пит(е)}}] * Q * t = [5,956 - 5,356] * 150 * 2400 = 151 200 \text{ грн.}$$

У таблиці 5.2 наведені підсумкові результати розрахунку економічної ефективності.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2 – Результати розрахунку економічної ефективності

Показники	Базовий варіант	Експериментальний варіант
Балансова вартість, тис.грн.	250	203,5
Витрати на:		
- зарплату обслуговуючого персоналу, тис.грн.	1,52	1,52
- амортизацію, тис.грн.	0,057	0,054
- капітальний, поточний ремонт і ТО обслуговування, тис.грн.	0,099	0,081
- електроенергію, тис.грн.	5,831	5,254
Прямі експлуатаційні витрати, грн т.	2,50	2,32
Приведені виробничі витрати, тис.грн.	2,97	2,90
Питомі капіталовкладення, тис.грн.	5,956	5,356
Річний економічний ефект модернізації, тис.грн.	-	151,2

6 ВИСНОВКИ

Загальні висновки щодо розробки приводної станції ланцюгового (скребкового) транспортера з приводом із високим сервіс-фактором та ККД можна сформулювати наступним чином:

1. Мета та Завдання:

- В ході роботи було сформульовано мету розробки приводної станції для ланцюгового транспортера з акцентом на високий сервіс-фактор та ККД. Завдання включали в себе аналіз вимог, визначення параметрів, вибір оптимальних технічних рішень та проведення ефективних досліджень.

2. Сервіс-фактор та ККД:

- Визначено, що сервіс-фактор та коефіцієнт корисної дії (ККД) є ключовими показниками, які визначають ефективність та надійність приводної станції. Високий сервіс-фактор враховує інтенсивність експлуатації, а високий ККД показує оптимальну енергоефективність.

3. Методика та основні методи досліджень:

- Розроблено методику, яка включає етапи визначення параметрів, аналізу технічних специфікацій, вибору напряму досліджень та розробки прототипу. Основні методи досліджень включають аналіз вимог, математичне моделювання, експериментальні випробування та оптимізацію.

4. Автоматизоване проектування у Inventor:

- Зазначено, що використання автоматизованих методів проектування, зокрема у програмі Autodesk Inventor, сприяє ефективній розробці та оптимізації складних вузлів, полегшуючи та прискорюючи процес.

5. Технічна надійність та інноваційні рішення:

- Виділено важливість забезпечення технічної надійності приводної станції та використання інноваційних технологій та матеріалів для досягнення оптимальних результатів.

6. Комплексний підхід та перспективи досліджень:

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Зазначено, що комплексний підхід до досліджень дозволяє враховувати всі аспекти проектування та функціонування приводної станції. Перспективи досліджень включають вдосконалення енергоефективності, розробку систем автоматизації та моніторингу.

Загалом відзначено, що розробка приводної станції ланцюгового транспортера є складним інженерним завданням, і представлені підходи та методи можуть слугувати основою для подальших розробок та вдосконалень у цій галузі.

					<i>КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		73

7 СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бучинський М.Я., Горик О.В., Чернявський А.М., Яхін С.В. Основи творення машин : підручник : Харків : Вид-во «НТМТ», 2020. 448с.
2. Барандич К.С., Подолян О.О., Гладський М.М. Системи автоматизованого проектування: конспект лекцій : навч. посіб.. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. 97 с.
3. Бондарев В. С., Дубинець О. І., Колісник М. П. та ін. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин [Електронний ресурс] : підручник для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за напрямом «Інженерна механіка». Електронні текстові дані (1 файл: 30,8 Мбайт). Київ : Вища школа, 2009
4. Гейчук В.М., Вакуленко С.В. Динамічне моделювання механізмів верстатів та машин в Autodesk Inventor : навч. посіб. Навчальне електронне видання [для студ. вищ. навч. закл.]. Київ: НТУУ «КПІ», 2016. 167 с.
5. Козуб Ю.Г., Маслійов С.В. Підйомно-транспортні машини : Підручник. Старобільськ: вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2018. 277с.
6. Дереза О.О. Машини безперервного транспорту. Мелітополь: Таврійський державний агротехнологічний університет, 2016. 108 с
7. Machinery's handbook / Erik Oberg et al. ; ed. by Laura Bregelman. 31st ed. South Norwalk, Connecticut, U.S.A. : Industrial Press, inc., 2020. 2979 p.
8. Budynas R. G. Shigley's mechanical engineering design. 9th ed. New York : McGraw-Hill, 2011. 1082 p.
9. M. F. Ashby, Materials Selection in Mechanical Design, 3rd ed., Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2005.
- 10.ДСТУ 2226-93 Автоматизовані системи. Терміни і визначення [Діючий]. 1994. 93 с.
- 11.ДСТУ ГОСТ 2.053:2006 Єдина система конструкторської документації. Електронна структура виробу. Загальні положення (ГОСТ 2.053-2006, IDT). З поправкою. [Діючий]. 2006. 17 с.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

- 12.ISO 1328-1:1995, Cylindrical gears – ISO system of accuracy – Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth.
- 13.ISO 1328-2:1997, Cylindrical gears – ISO system of accuracy – Part 2: Definitions and allowable values of deviations relevant to radial composite deviations and runout information.
- 14.ISO/TR 10064-4:1998, Cylindrical gears – Code of inspection practice. Part 4: Recommendations relative to surface roughness and tooth contact pattern checking.
- 15.ISO/TR 10064-2:1996, Cylindrical gears. Code of inspection practice. Part 2. Inspection related to radial composite deviations, runout, tooth thickness and backlash.
- 16.ДСТУ 2279-93 Мотор-редуктори зубчасті. Загальні технічні умови. 17 с.
- 17.ДСТУ 2280-93 Редуктори зубчасті. Загальні технічні умови. 15 с.
- 18.ДСТУ 2796-94 Приводи механічні. Методи випробувань. 20 с.
- 19.ДСТУ ISO 5612:2004 Гірництво. Скребки для скребкових конвеєрів (ISO 5612:1990, IDT)
- 20.ДСТУ ISO 6336-1:2005 Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 1. Основні принципи, вступна частина і загальні коефіцієнти впливу (ISO 6336-1:1996, IDT)
- 21.ДСТУ ISO 6336-2:2005 Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 2. Розрахунок міцності активної поверхні зубів (ISO 6336-2:1996, IDT)
- 22.ДСТУ ISO 6336-3:2005 Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 3. Розрахунок на міцність зубців при вигині (ISO 6336-3:1996, IDT)
- 23.ДСТУ ISO 6336-5:2005 Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 5. Міцність і якість матеріалів (ISO 6336-5:1996, IDT)

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 24.ДСТУ ISO 10300-1:2006 Розрахування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 1. Вступна частина і загальні коефіцієнти впливу (ISO 10300-1:2001, IDT)
- 25.ДСТУ ISO 10300-2:2006 Розрахування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 2. Розрахування міцності активної поверхні зубців (ISO 10300-2:2001, IDT)
- 26.ДСТУ ISO 10300-3:2006 Розрахування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 3. Розрахування міцності зубців при вигині (ISO 10300-3:2001, IDT)
- 27.ДСТУ ISO 23509:2010 Передачі зубчасті конічні та гіпоїдні. Розрахунок геометрії (ISO 23509:2006, IDT)
- 28.Autodesk learning. URL: <https://www.autodesk.com/learn> (дата звернення: 28.08.2023).
- 29.Autodesk for Students. URL: <https://www.autodesk.com/education/students> (дата звернення: 28.08.2023).
- 30.Gearboxes, gearmotors, power transmission solutions. URL: <https://www.tramec.it/en>
- 31.Motovario: Мотор-редуктори URL: <https://www.motovario.com/eng/>
- 32.NORD Drivesystems URL: <https://www.nord.com/ua/home-ua.jsp>
- 33.SEW-EURODRIVE Україна URL: <https://www.sew-eurodrive.ua>
- 34.NTN Europe / NTN-SNR BALL BEARINGS URL: <https://www.ntn-snr.com/>

					КРМ.133ГМд_23.05.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

ДОДАТКИ

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Shaft Component Generator (Version: 2024.2 (Build 282272000, 272))

Project Info (iProperties)

Summary

Title	
Subject	
Author	Didenko
Manager	
Company	
Category	
Keywords	
Comments	

Project

Part Number	Val_TSC400
Stock Number	
Description	
Revision Number	
Project	
Designer	Didenko
Engineer	
Authority	
Cost Center	
Estimated Cost	0,00 €
Creation Date	01.12.2023
Vendor	
Web Link	

Status

Status	
Design State	1
Last Saved By	
Checked By	
Eng. Approved By	
Eng. Approved Date	
Part Type name	Assembly
Mfg. Approved By	
Mfg. Approved Date	
Standard	
Manufacturer	
Standards Organization	

Calculation

Material

Material	Steel
Modulus of Elasticity E	206000 MPa
Modulus of Rigidity G	80000 MPa
Density ρ	7860 kg/m ³

Calculation Properties

Include		
Yes	Density	ρ 7860 kg/m ³
Yes	Shear Displacement Ratio β	1,188 ul
	Number of Divisions	1000 ul
	Mode of reduced stress	HMH

Loads

Index	Location	Radial Force				Bending Moment			Continuous Load				Axial Force	Torque	Deflection				Deflection Angle
		Y	X	Size	Direction	Y	X	Direction	Y	X	Direction	Length			Y	X	Size	Direction	
1	130 mm	0,000 N	2500,000 N	2500,000 N	90,00 deg										17,166 microm	-11,895 microm	20,884 microm	325,28 deg	0,01 deg
2	130 mm													-1461,140 Nm	17,166 microm	-11,895 microm	20,884 microm	325,28 deg	0,01 deg
3	603,5 mm	12489,000 N		12489,000 N											-18,706 microm	3,490 microm	19,029 microm	169,43 deg	0,00 deg
4	603,5 mm													1461,140 Nm	18,706 microm	3,490 microm	19,029 microm	169,43 deg	0,00 deg

Supports

Index	Type	Location	Reaction Force					Axial Force	Yielding	Type	Deflection				Deflection Angle
			Y	X	Size	Direction	Y				X	Size	Direction		
1	Free	323 mm	6745,460 N	3364,695 N	7538,063 N	26,51 deg			Use	-0,000 microm	0,000 microm	0,000 microm	177,74 deg	0,01 deg	
2	Fixed	881 mm	6545,560 N	-864,695 N	6602,428 N	352,47 deg			Use	-0,000 microm	0,000 microm	0,000 microm	179,19 deg	0,01 deg	

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

KPM.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

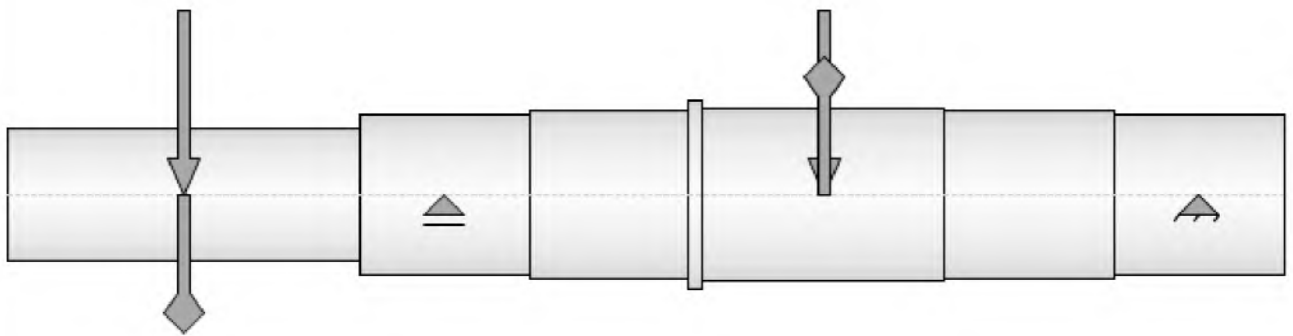
Арк.

79

Results

Length	L	944,000 mm
Mass	Mass	81,783 kg
Maximal Bending Stress	σ_B	8,253 MPa
Maximal Shear Stress	τ_s	0,583 MPa
Maximal Torsional Stress	τ	7,442 MPa
Maximal Tension Stress	σ_T	0,000 MPa
Maximal Reduced Stress	σ_{red}	13,320 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	35,531 microm
Angle of Twist	ϕ	-0,03 deg

Preview



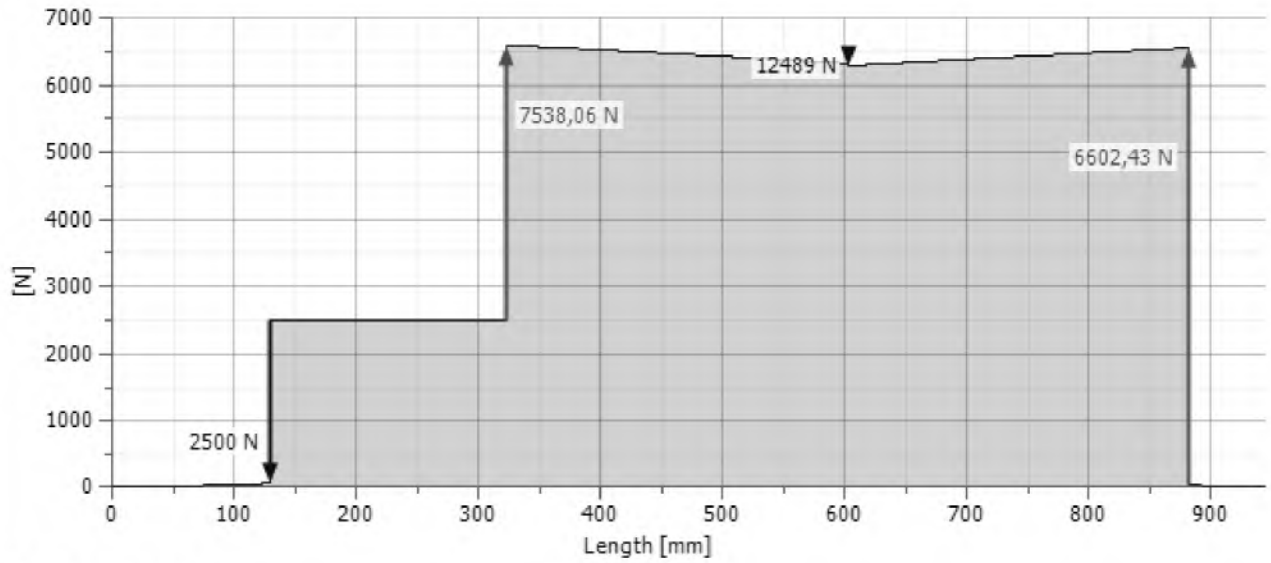
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

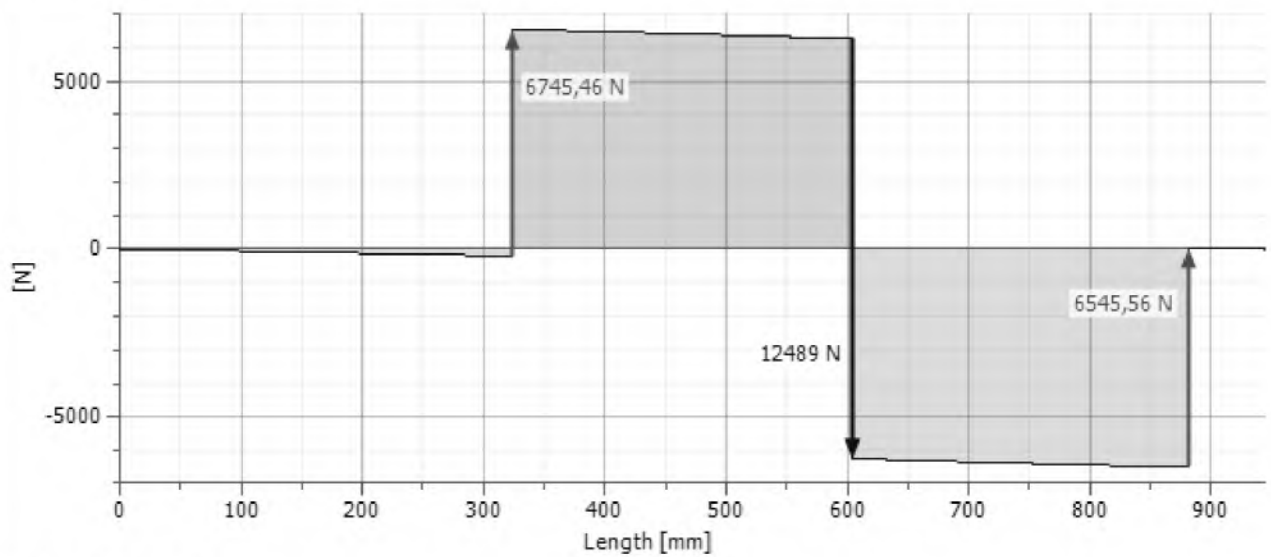
Арк.

80

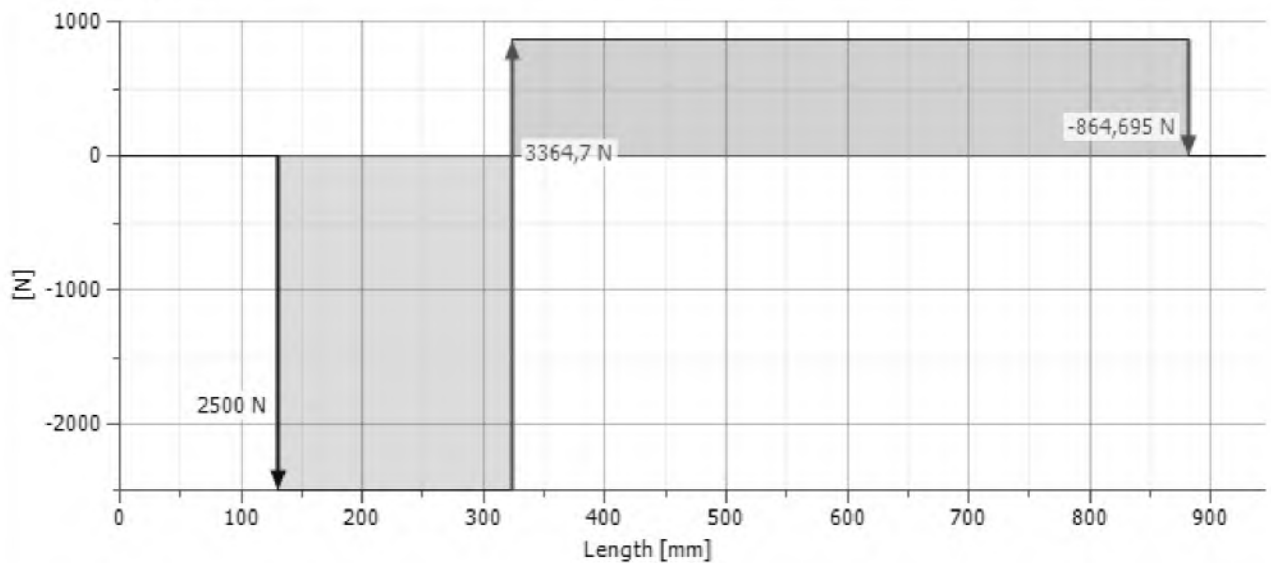
Shear Force



Shear Force, YZ Plane



Shear Force, XZ Plane



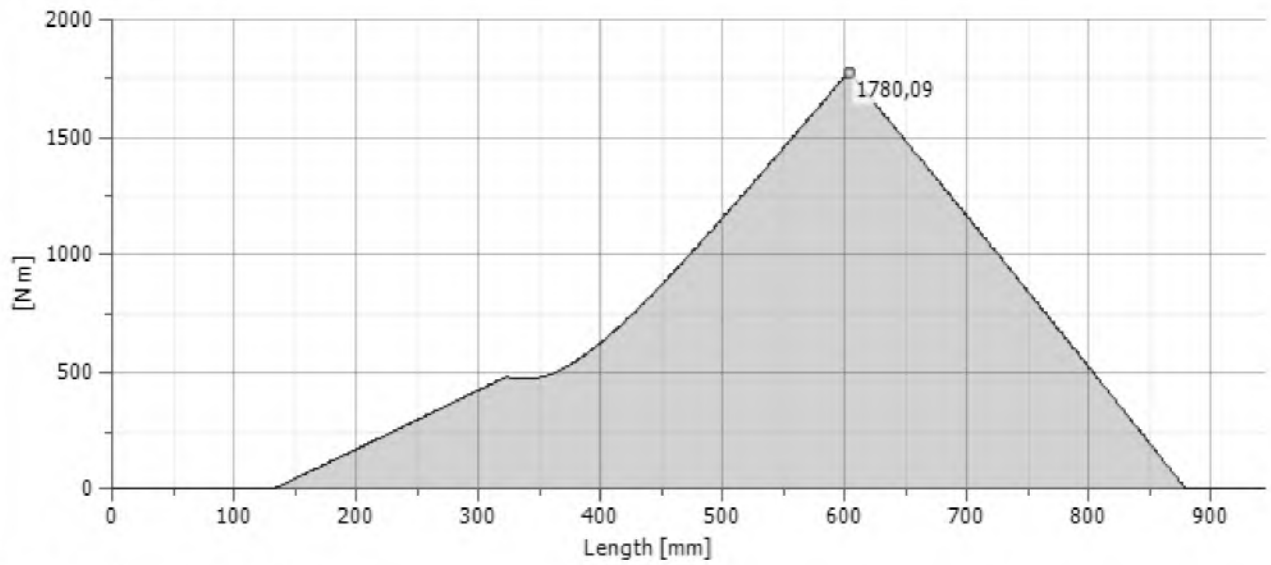
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

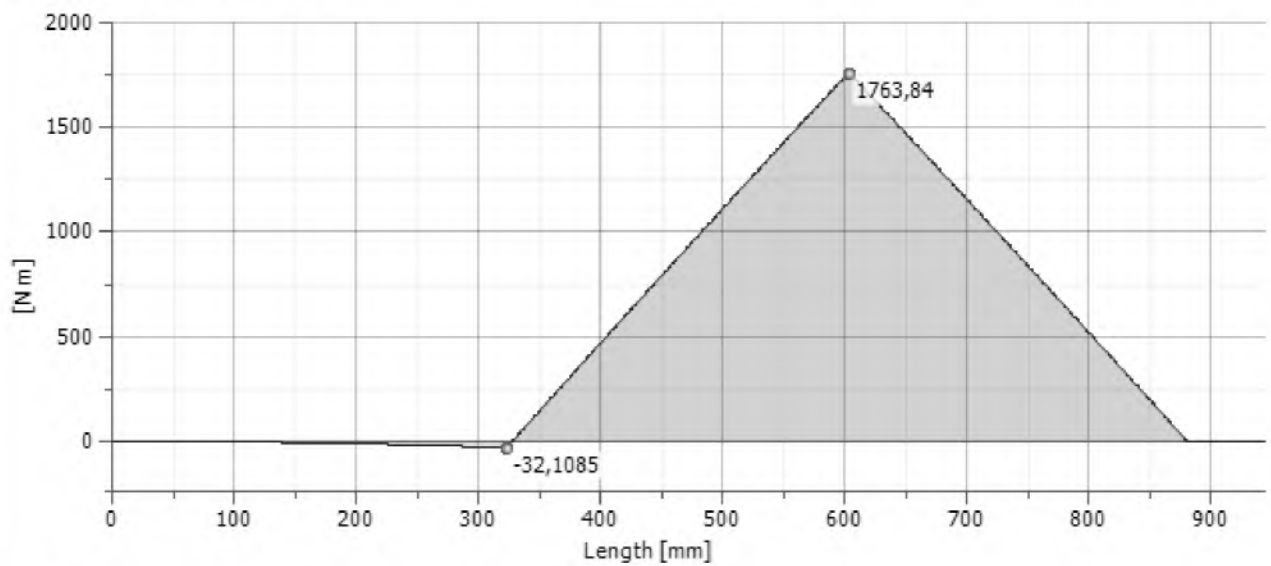
Арк.

81

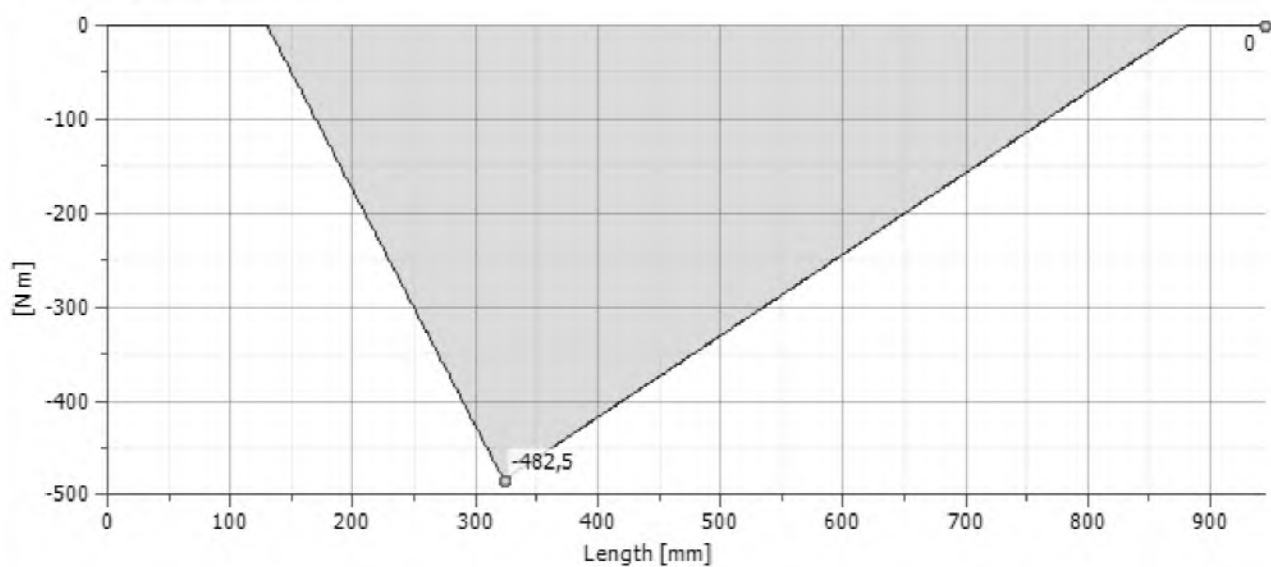
Bending Moment



Bending Moment, YZ Plane



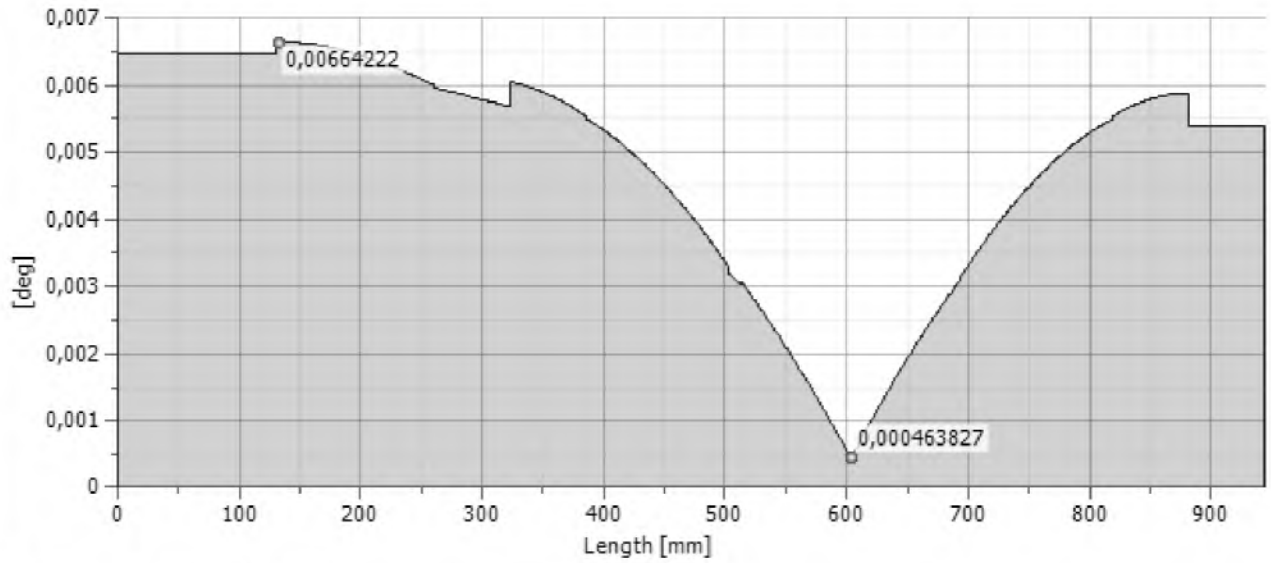
Bending Moment, XZ Plane



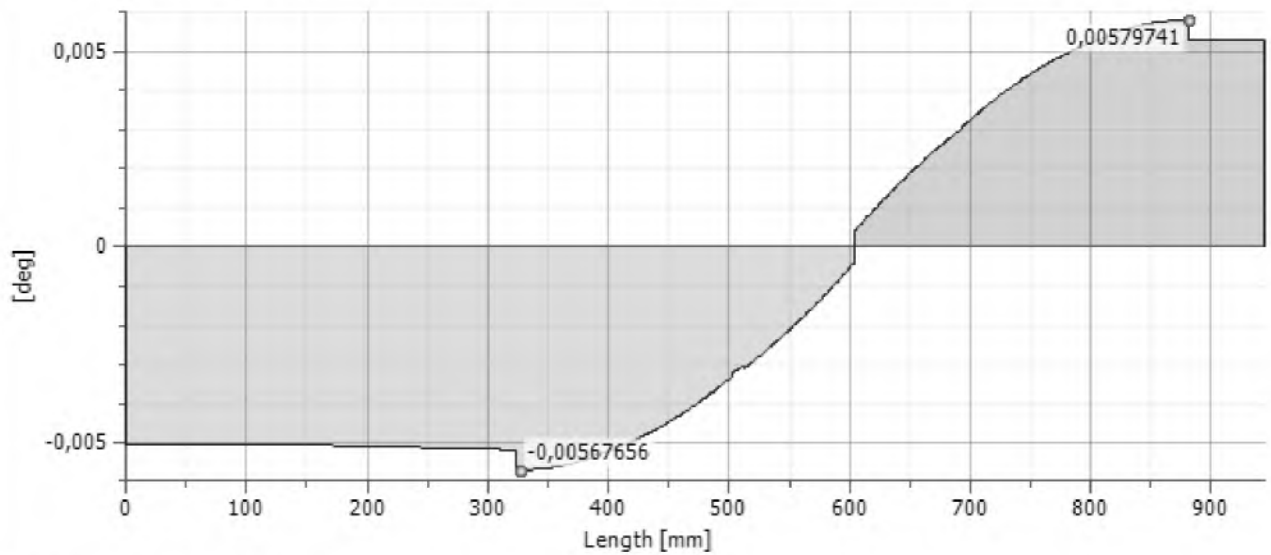
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

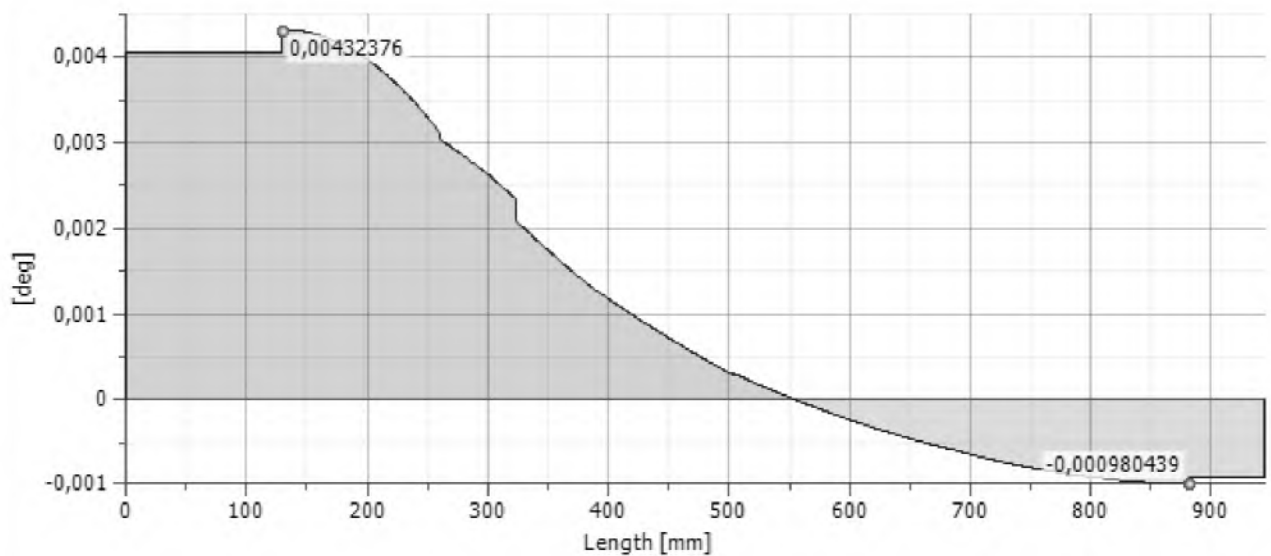
Deflection Angle



Deflection Angle, YZ Plane



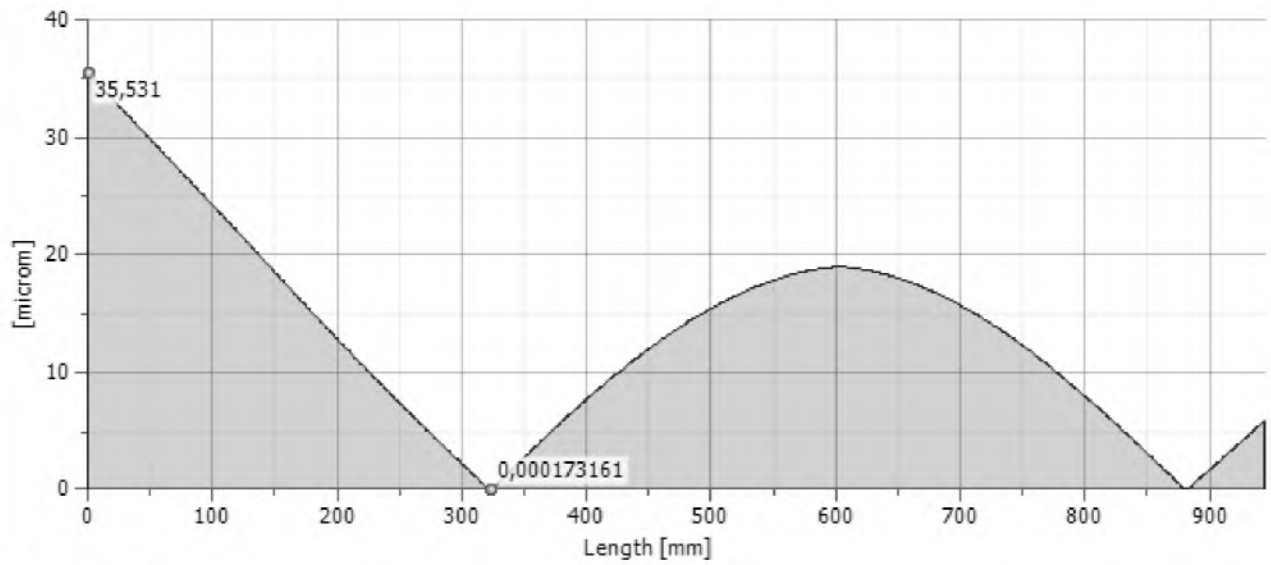
Deflection Angle, XZ Plane



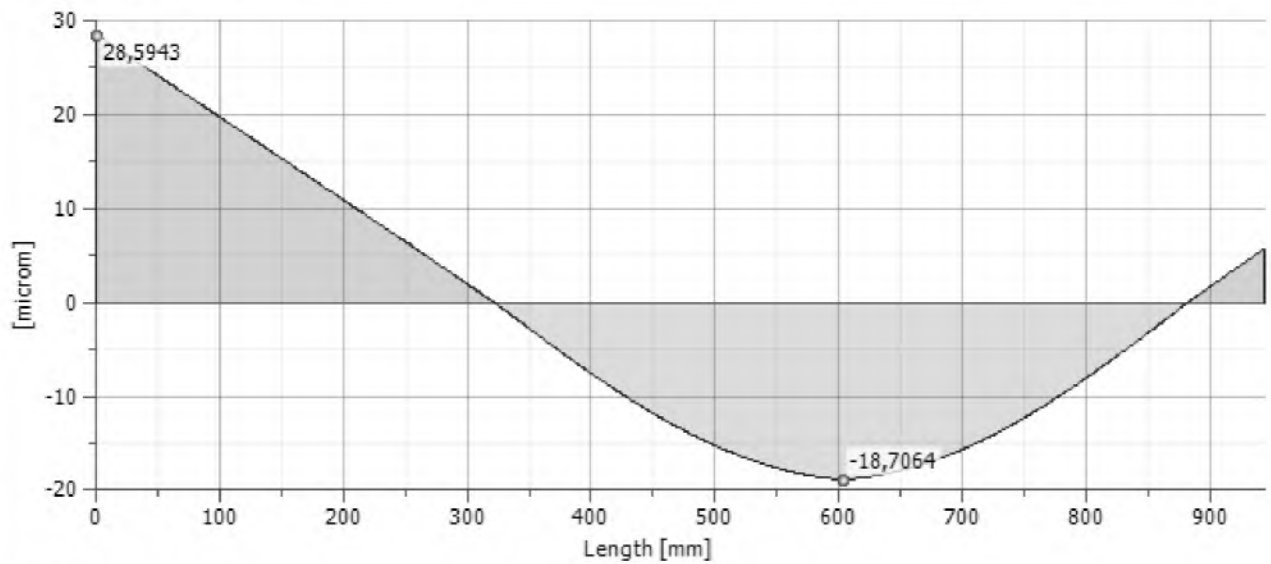
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

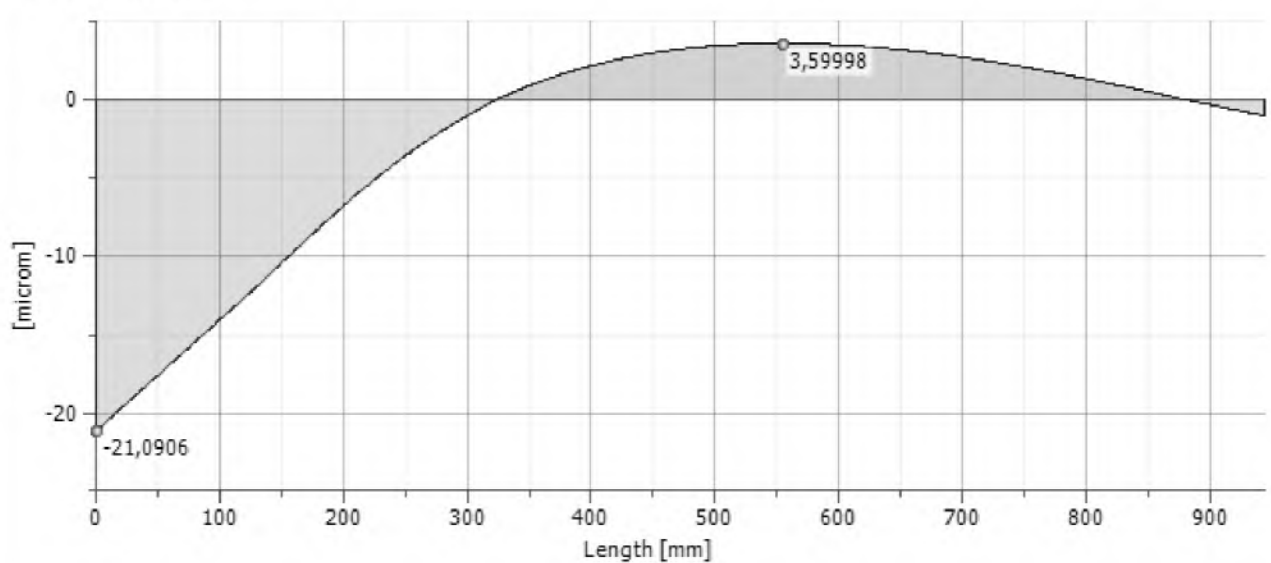
Deflection



Deflection, YZ Plane



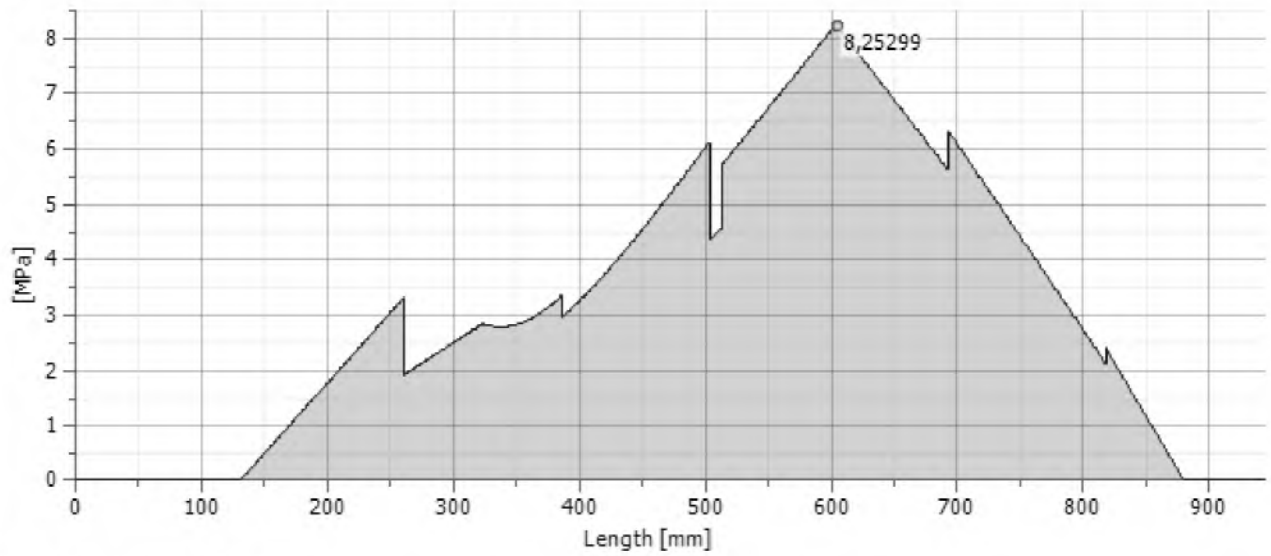
Deflection, XZ Plane



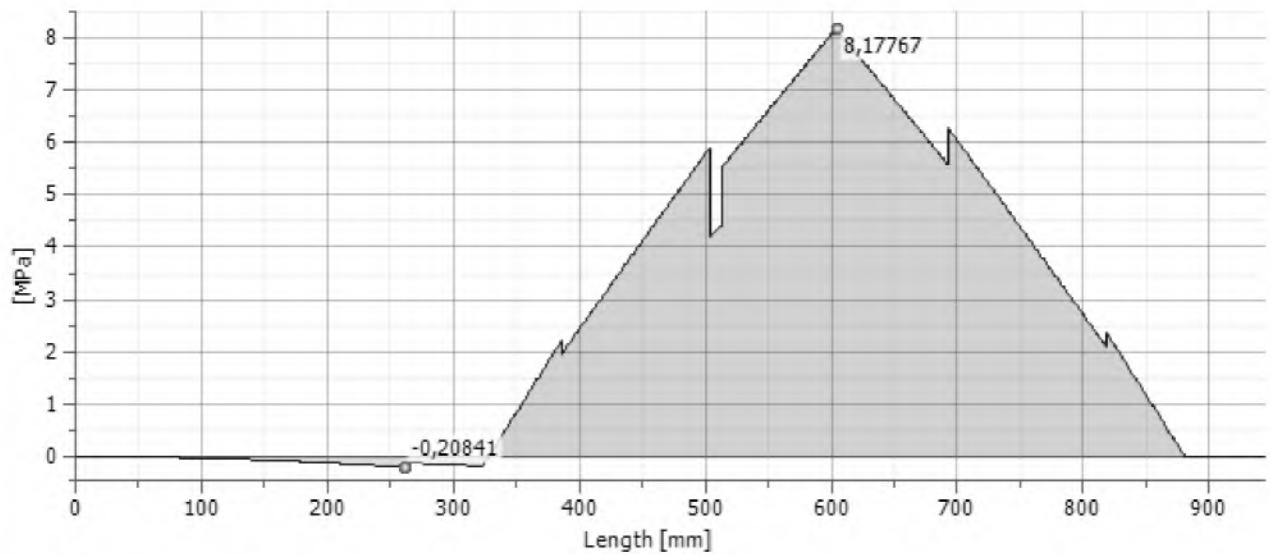
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

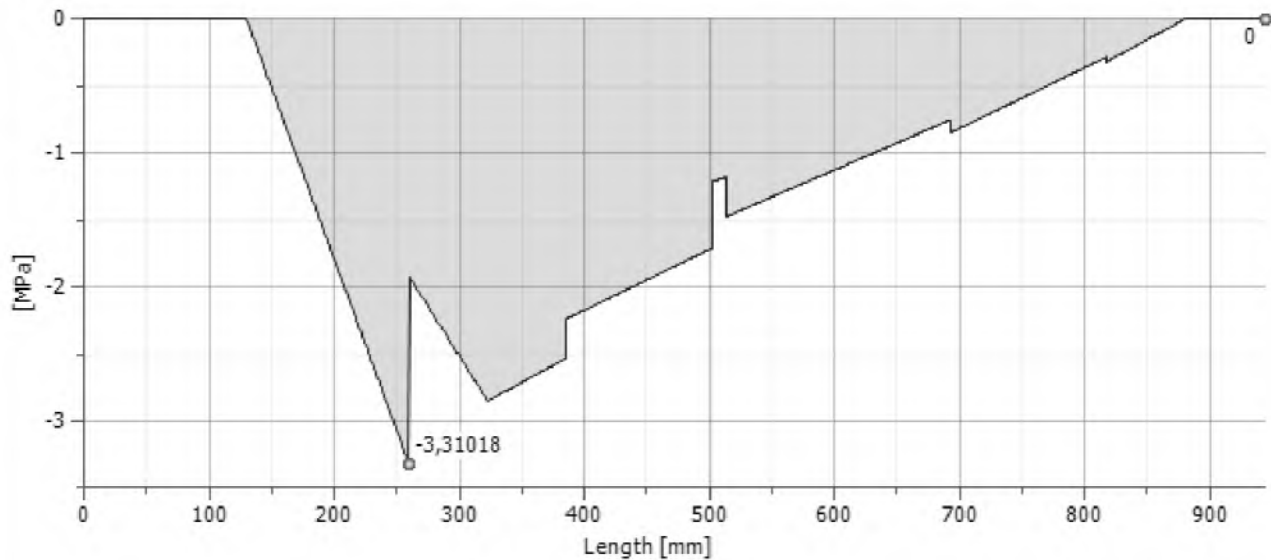
Bending Stress



Bending Stress, YZ Plane



Bending Stress, XZ Plane



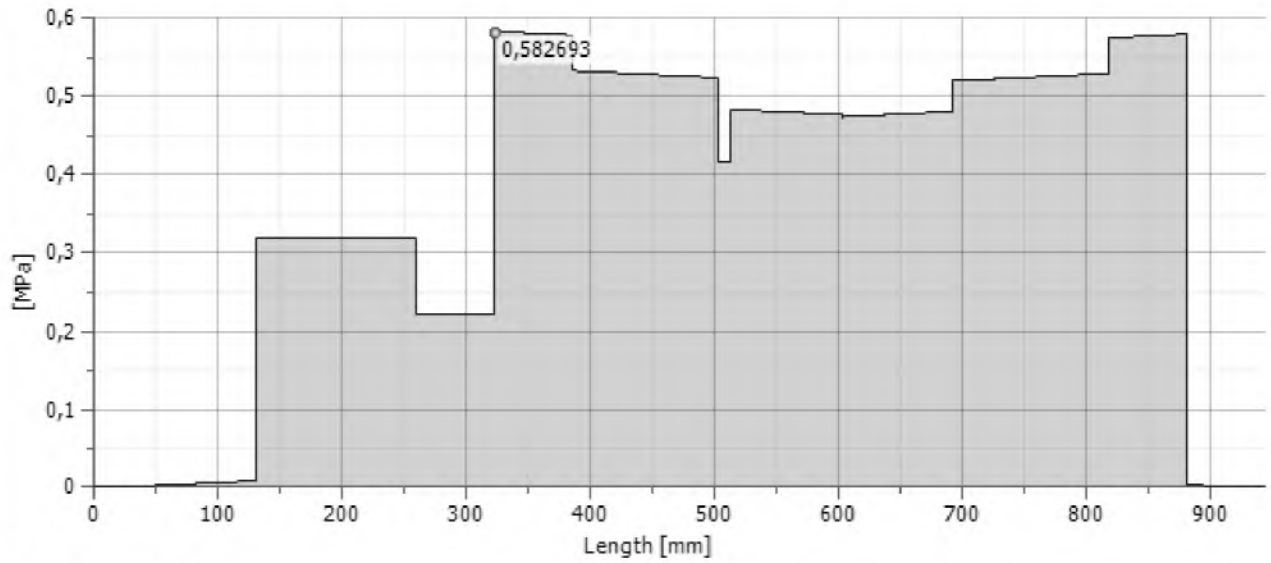
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

KPM.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

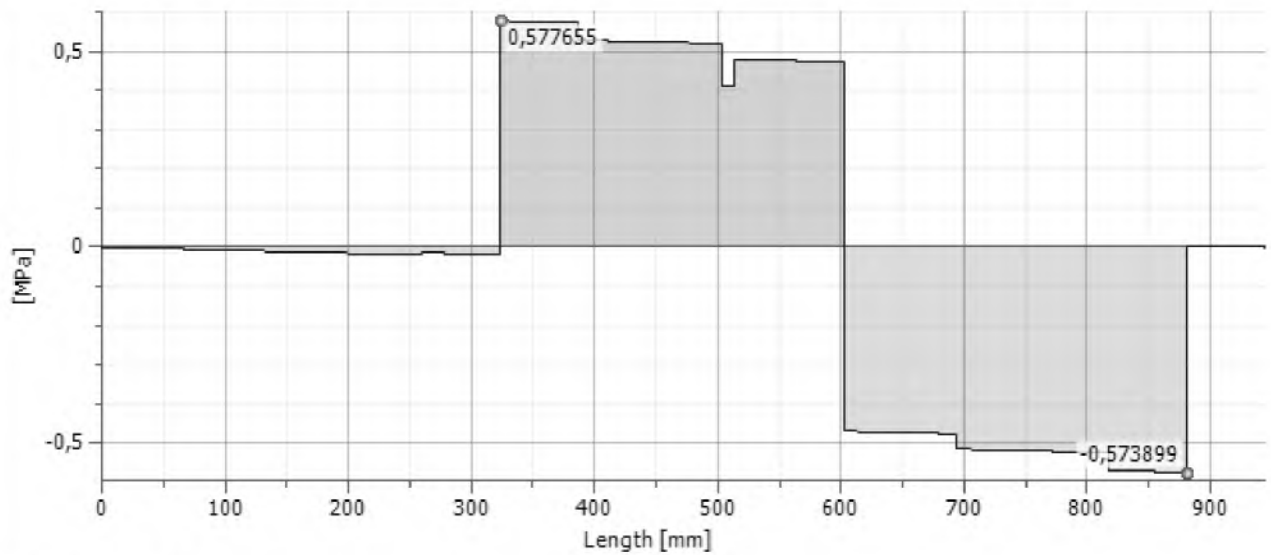
Арк.

85

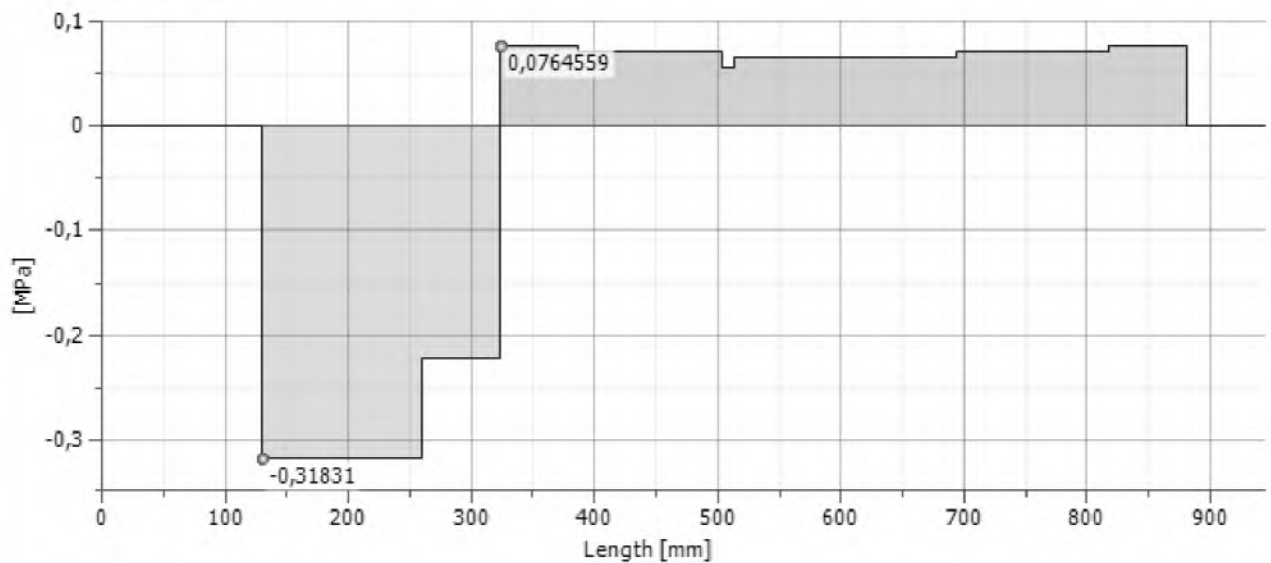
Shear Stress



Shear Stress, YZ Plane



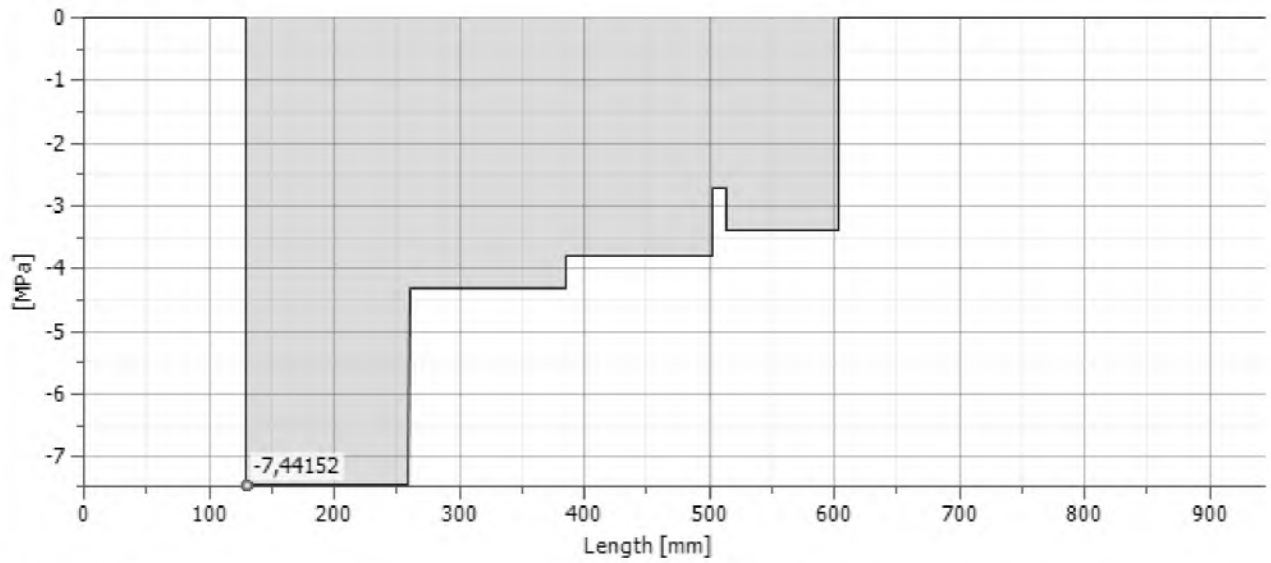
Shear Stress, XZ Plane



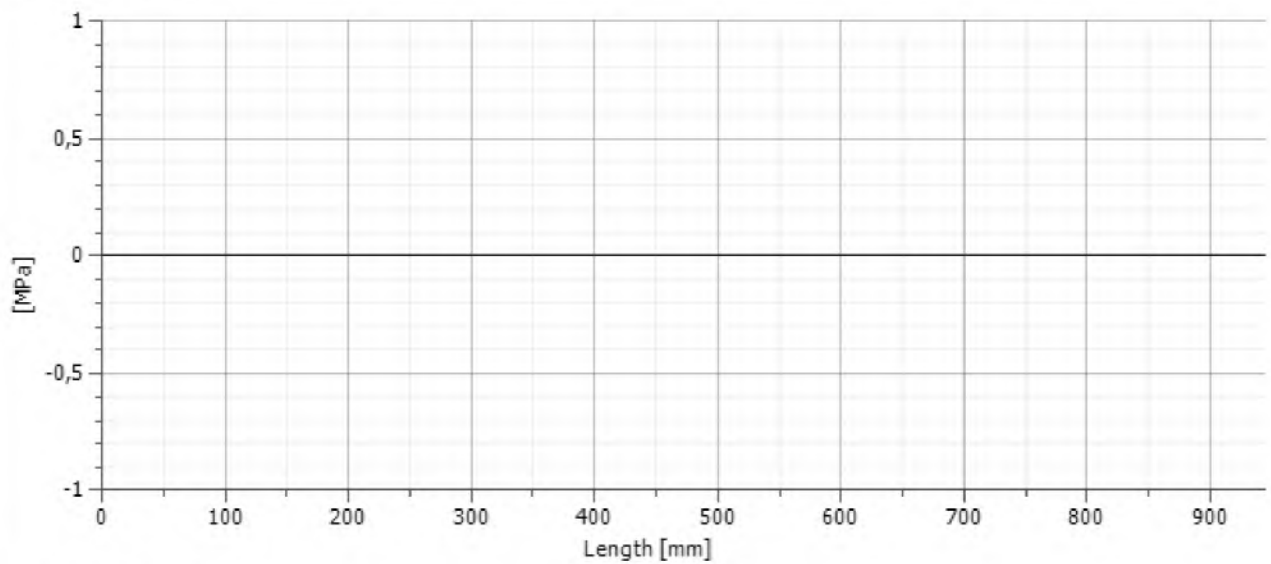
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

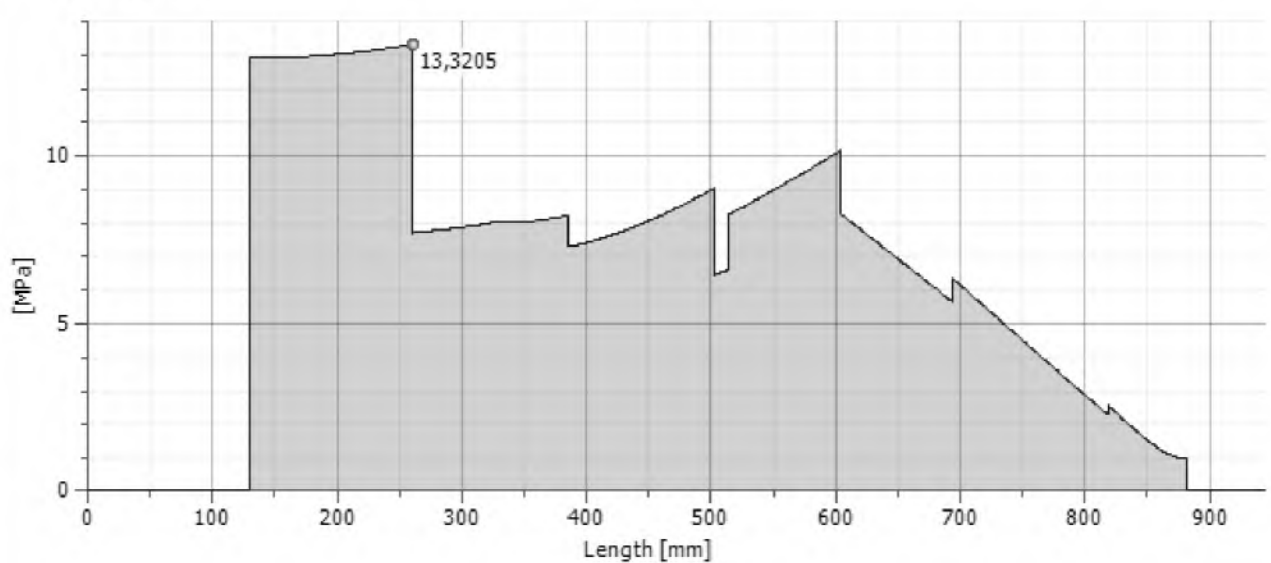
Torsional Stress



Tension Stress



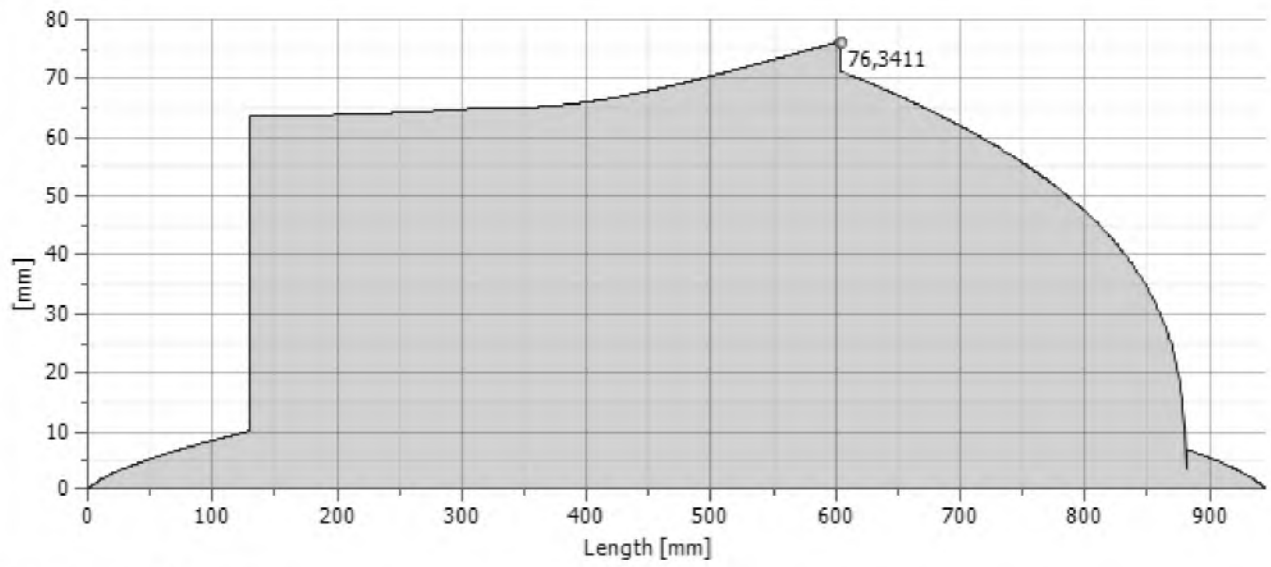
Reduced Stress



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

Ideal Diameter



Summary of Messages

22:10:03 Calculation: Calculated.

					КРМ.133ГМмд_23.05.000 ПЗ	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Parallel Key Component Generator (Version: 2024.2 (Build 282272000, 272))

Project Info (iProperties)

Summary

Title	
Subject	
Author	Didenko
Manager	
Company	
Category	
Keywords	
Comments	

Cost Center	
Estimated Cost	0,00 €
Creation Date	01.12.2023
Vendor	
Web Link	

Status

Status	
Design State	1
Last Saved By	
Checked By	
Eng. Approved By	
Eng. Approved Date	
Part Type name	Assembly
Mfg. Approved By	
Mfg. Approved Date	
Standard	
Manufacturer	
Standards Organization	

Project

Part Number	Val_TSC400
Stock Number	
Description	
Revision Number	
Project	
Designer	Didenko
Engineer	
Authority	

Guide

Method of Load Calculation - Torque calculation for the specified power and speed

Type of Strength Calculation - Strength check for the specified load, dimensions and joint properties

Loads

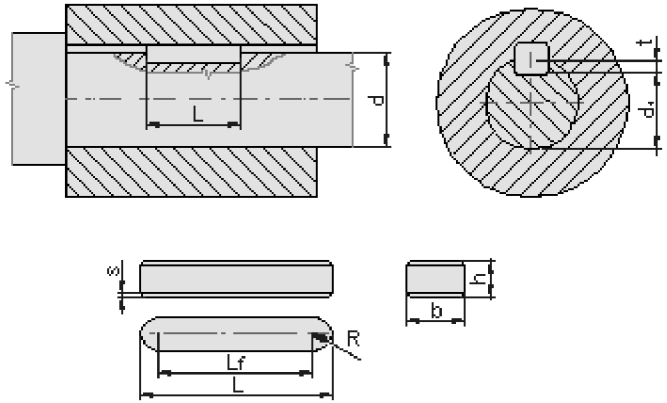
Power	P	7,650 kW
Speed	n	36,560 rpm
Torque	T	1998,143 N m

Dimensions

Shaft Diameter	d	130,00000 mm
Hollow Shaft Inner Diameter	d _h	0,000 mm

Key

Key Width	b	32,000 mm
Key Height	h	11,000 mm
Key Length	l	160,000 mm
Functional Length	l _f	128,000 mm
Key Chamfer	s	0,800 mm
Key Radius	R	0,160 mm



Joint Properties

Number of Keys	N	1,000 ul
Application Factor	K _a	1,000 ul
Fatigue-Life Factor	K _f	1,000 ul
Wear-Life Factor	K _w	1,000 ul
Load Distribution Factor	K _m	1,000 ul
Desired Safety	S _v	1,000 ul

Material

Key

Material	User material
Allowable Pressure	p _A 246,000 MPa

Shaft

Material	User material
Allowable Pressure	p _A 246,000 MPa
Allowable Stress in Shear	τ _A 344,000 MPa

Hub

Material	User material
Allowable Pressure	p _A 246,000 MPa

Results

Min. Functional Key Length	l _{min}	26,588 mm
Min. Shaft Diameter	d _{min}	30,928 mm
Strength Check	Positive	

Key

Calculated Pressure	p _c	51,098 MPa
Safety	S	4,814 ul

Shaft

Calculated Pressure	p _c	51,098 MPa
Safety	S	4,814 ul

Hub

Calculated Pressure	p _c	51,098 MPa
Safety	S	4,814 ul

Summary of Messages

22:07:12 Calculation: Calculation indicates design compliance!

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

KPM.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

Арк.

90

Parallel Key Component Generator (Version: 2024.2 (Build 282272000, 272))

Project Info (iProperties)

Summary

Title	
Subject	
Author	Didenko
Manager	
Company	
Category	
Keywords	
Comments	

Cost Center	
Estimated Cost	0,00 €
Creation Date	01.12.2023
Vendor	
Web Link	

Status

Status	
Design State	1
Last Saved By	
Checked By	
Eng. Approved By	
Eng. Approved Date	
Part Type name	Assembly
Mfg. Approved By	
Mfg. Approved Date	
Standard	
Manufacturer	
Standards Organization	

Project

Part Number	Val_TSC400
Stock Number	
Description	
Revision Number	
Project	
Designer	Didenko Didenko
Engineer	
Authority	

Guide

Method of Load Calculation - Torque calculation for the specified power and speed

Type of Strength Calculation - Strength check for the specified load, dimensions and joint properties

Loads

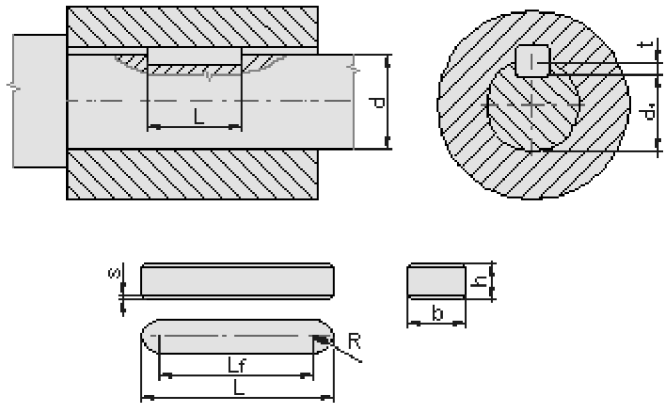
Power	P	7,650 kW
Speed	n	36,560 rpm
Torque	T	1998,143 N m

Dimensions

Shaft Diameter	d	100,00000 mm
Hollow Shaft Inner Diameter	d _h	0,000 mm

Key

Key Width	b	28,000 mm
Key Height	h	10,000 mm
Key Length	l	250,000 mm
Functional Length	l _f	222,000 mm
Key Chamfer	s	0,800 mm
Key Radius	R	0,160 mm



Joint Properties

Number of Keys	N	1,000 ul
Application Factor	K _a	1,000 ul
Fatigue-Life Factor	K _f	1,000 ul
Wear-Life Factor	K _w	1,000 ul
Load Distribution Factor	K _m	1,000 ul
Desired Safety	S _v	1,000 ul

Material

Key

Material	User material
Allowable Pressure	p _A 246,000 MPa

Shaft

Material	User material
Allowable Pressure	p _A 246,000 MPa
Allowable Stress in Shear	τ _A 344,000 MPa

Hub

Material	User material
Allowable Pressure	p _A 246,000 MPa

Results

Min. Functional Key Length	l _{min}	38,679 mm
Min. Shaft Diameter	d _{min}	30,928 mm
Strength Check	Positive	

Key

Calculated Pressure	p _c	42,860 MPa
Safety	S	5,740 ul

Shaft

Calculated Pressure	p _c	42,860 MPa
Safety	S	5,740 ul

Hub

Calculated Pressure	p _c	42,860 MPa
Safety	S	5,740 ul

Summary of Messages

22:08:54 Calculation: Calculation indicates design compliance!

Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

KPM.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

Арк.

92

Bearing Component Generator (Version: 2024.2 (Build 282272000, 272))

Project Info (iProperties)

Summary

Title	
Subject	
Author	Didenko
Manager	
Company	
Category	
Keywords	
Comments	

Vendor	
Web Link	

Status

Status	
Design State	1
Last Saved By	
Checked By	
Eng. Approved By	
Eng. Approved Date	
Part Type name	Assembly
Mfg. Approved By	
Mfg. Approved Date	
Standard	
Manufacturer	
Standards Organization	

Project

Part Number	Val_TSC400
Stock Number	
Description	
Revision Number	
Project	
Designer	Didenko
Engineer	
Authority	
Cost Center	
Estimated Cost	0,00 €
Creation Date	01.12.2023

Guide

Type of Strength Calculation - Check Calculation Loads

Bearing radial load	F _r	7538 N
Bearing axial load	F _a	0 N
Speed	n	37 rpm
Required static safety factor	s ₀	1,5 ul

Bearing

Designation		BS 292: Part 1 (IV) (Metric) (1224 - 120 x 215 x 42)
Bearing inside diameter	d	120,000 mm
Bearing outside diameter	D	215,000 mm
Bearing width	B	42,000 mm
Nominal contact angle of the bearing	α	15 deg
Basic dynamic load rating	C	119000 N
Basic static load rating	C ₀	53000 N
Dynamic radial load Factor	X	0,60 ul / 0,60 ul
Dynamic axial load Factor	Y	0,50 ul / 0,50 ul
Limit value of F _a /F _r	e	0,19 ul
Static radial load Factor	X ₀	0,60 ul
Static axial load Factor	Y ₀	0,50 ul
Limiting speed lubrication grease	n _{Lim1}	0 rpm
Limiting speed lubrication oil	n _{Lim2}	0 rpm

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

KPM.133ГМмд_23.05.000 ПЗ

Арк.

93

Bearing Life Calculation

Calculation Method		SKF AG
Required rating life	L_{req}	40000 hr
Required reliability	R_{req}	90 ul
Life adjustment factor	a_{SKF}	1,00 ul
Working temperature	T	100 c
Factor of Additional Forces	f_d	1,00 ul

Lubrication

Friction factor	μ	0,0015 ul
Lubrication		Grease

Results

Basic rating life	L_{10}	8303502 hr
Adjusted rating life	L_{na}	8303502 hr
Calculated static safety factor	s_{0c}	7,03104 ul
Power lost by friction	P_z	1,55842 W
Necessary minimum load	F_{min}	530 N
Static equivalent load	P_0	7538 N
Dynamic equivalent load	P	4523 N
Over-revolving factor	k_n	0,000 ul
Life adjustment factor for reliability	a_1	1,00 ul
Temperature factor	f_t	1,00 ul
Equivalent speed	n_e	37 rpm
Minimum speed	n_{min}	37 rpm
Maximum speed	n_{max}	37 rpm
Strength Check		Positive

Summary of Messages

22:29:02 : Limiting speed lubrication oil value not found, over-revolving factor can't be calculated.
 22:29:02 Calculation: Calculation indicates design compliance!