

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»
(назва факультету)

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

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

на тему: Двоканатна підвісна вантажна дорога з кільцевим рухом.
Комплексний проект. Розробка приводу зі шківом змінного моменту інерції.
за освітньою програмою «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні
машини і обладнання»

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

Виконав: студент групи: ПМ19130

(підпис студента)

/ Микита Шарапов

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:

(підпис)

/ Олексій КУРОП'ЯТНИК

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:

(підпис)

/ Олександр ПОСМІТЮХА

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

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

Студент

(підпис)

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

Faculty of Transport Engineering

(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science

(department)

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

on the topic:

Two-rope way suspended freight road with ring traffic. Complex project.
Development of a drive with a pulley of variable moment of inertia

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

in the Speciality: 133 Industrial Engineering

(speciality and its code)

Done by the student of the group: IIM19130 / Mykyta Sharapov /
(name, surname)

Scientific Supervisor:



/ Oleksii KUROPATNYK /
(position, name, surname)

Normative controller :



/ Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

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

Faculty of Transport Engineering

(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science

(department)

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

on the topic:

Two-rope suspended freight road with ring traffic. Complex project. Development of a drive with a pulley of variable moment of inertia

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

in the Speciality: 133 Industrial Engineering

(speciality and its code)

Done by the student of the group: ПМ19130 / Mykyta Sharapov /
(name, surname)

Scientific Supervisor: / Oleksii KUROIPIATNYK /
(position, name, surname)

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

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Транспортна інженерія

Кафедра: Прикладна механіка та матеріалознавство

Рівень вищої освіти: перший (бакалаврський)

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

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

Сергій РАКША
(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

(підпис)

Дата _____

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу

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

студенту Шарапову Микиті Юрійовичу

(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: **Двоканатна підвісна вантажна дорога з кільцевим рухом. Комплексний проект. Розробка приводу зі шківом змінного моменту інерції**

Керівник роботи: Куроп'ятник Олексій Сергійович, к. т. н., доцент
(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від

"10" 11 2021 р.

№ 16

2. Строк подання студентом роботи: 20.06.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: транспортований матеріал – руда; насипна маса вантажу $\gamma = 2,2 \text{ т/м}^3$; річна продуктивність $M = 900 \text{ т/рік}$; кількість робочих днів за рік $n_c = 270$; кількість годин роботи за добу $n_r = 16$; початкові та кінцеві пункти – 4-11; швидкість руху вагонеток $V = 2 \text{ м/с}$; довжина ВПКД $L = 1,8 \text{ км}$; відстань між вагонетками $\lambda = 44 \text{ м}$; маса вагонетки $P_v = 510 \text{ кг}$; маса вантажу в вагонетці $P_{rp} = 1430 \text{ кг}$.

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

4.1 Основна частина: проектний розрахунок приводу канатної дороги

4.2 Науково-дослідна частина: розробка конструкції приводу зі шківом змінного моменту інерції

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

Загальний вигляд приводу; складальне креслення шківів змінного моменту інерції; креслення деталей шківів змінного моменту інерції; креслення деталей приводу (вал конічного зубчатого колеса; вал шківів змінного моменту інерції; корпус підшипників зубчатого конічного колеса; кришки підшипників корпусу зубчатого конічного колеса корпус підшипників валу шківів змінного моменту інерції; кришки підшипників корпусу валу шківів змінного моменту інерції, шестерня зубчата конічна; колесо зубчате конічне; інші графічні матеріали.

6. Консультанти розділів роботи:

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Проектний розрахунок приводу канатної дороги	06.03.2022	
2	Розробка конструкції приводу зі шківом змінного моменту інерції	24.04.2022	
4	Підготовка графічної частини роботи	10.06.2022	
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	20.06.2022	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	21.06.2022	

Студент

(підпис)

Микита ШАРАПОВ

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

(підпис)

Олексій КУРОП'ЯТНИК

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра :

87 с., 49 рис., 8 табл., 16 джерел.

Об'єкт проектування – привід зі шківом змінного моменту інерції.

Мета роботи – розробка приводу зі шківом змінного моменту інерції.

Методи розробки – проектний розрахунок підвісної двоканатної дороги із шківом змінного моменту інерції з використанням програм для моделювання SolidWorks та Компас-3D.

Визначено основні силові та кінематичні параметри приводу. Розроблено 3D-модель приводу для подальшого імітаційного моделювання динаміки приводу зі шківом змінного моменту інерції.

Результати роботи можуть стати основою для модернізації приводів канатних доріг із поліпшеними характеристиками при неустановленому русі шківа.

Ключові слова: КАНАТНА ДОРОГА, ШКІВ ЗМІННОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ, 3D-МОДЕЛЬ, ЗУСИЛЛЯ, ОБЕРТОВИЙ МОМЕНТ, ЧАСТОТА ОБЕРТАННЯ, ПОТУЖНІСТЬ, ЗГИНАЛЬНИЙ МОМЕНТ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ВИХІДНІ ДАНІ.....	10
2. ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ КАНАТНОЇ ДОРОГИ..	11
2.1. Тяговий розрахунок	11
2.2. Вибір базової конструкції приводу	13
2.3. Вибір тягового канату.....	14
2.4. Визначення силових і кінематичних параметрів приводу.....	15
2.5. Розрахунок валів приводу	17
2.5.1 Геометричний розрахунок швидкохідного валу редуктора	17
2.5.2 Розрахунок проміжного валу редуктора.....	19
2.5.3 Розрахунок тихохідного валу редуктора	20
2.5.4 Розрахунок валу кінцевого колеса	22
2.5.5 Розрахунок валу шківів змінного моменту інерції	23
2.6. Розрахунок кінцевої зубчастої передачі.....	24
2.7. Розрахунок підшипників валу кінцевого колеса	28
2.8. Розрахунок радіальних підшипників валу шківів змінного моменту інерції.....	32
2.9. Розрахунок упорного підшипника валу шківів змінного моменту інерції.....	34
3. ВИБІР МУФТ.....	36
3.1. Вибір муфти, яка встановлюється між валом електродвигуна та швидкохідним валом редуктора	36

					ДІПТ.480000.422.КРПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Розроб.		Шарапов			Пояснювальна записка				Літ.	Аркуш	Аркушів		
Перевір.		Куруп'ятник									6	87	
									УДУНТ гр.ПМ19130				
Н. Контр.		Посмітюха											
Затв.		Ракша											

3.2. Вибір муфти, яка встановлюється між валом зубчатого конічного колеса та валом шківів змінного моменту інерції 37

4. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ЗІ ШКІВОМ ЗМІННОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ..... 39

4.1. Опис шківів змінного моменту інерції..... 39

4.2. Розробка 3D-моделі шківів змінного моменту інерції 41

4.3. Розробка 3D-моделі приводу 45

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ..... 66

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ 67

ДОДАТОК А..... 70

ДОДАТОК Б 79

ВСТУП

Підвісні канатні дороги є спеціальним видом транспорту, при якому вантажі транспортуються в вагонетках по канатах на значні відстані (від кількох сотень метрів до кількох кілометрів і навіть десятків кілометрів). Такого типу дороги дозволяють перекривати значні прольоти (500 м і більше) і долають великі ухили (до 45%), що ставить їх в умови, майже незалежні від рельєфу місцевості [1, с. 16].

Вони дозволяють також транспортувати вантажі по найкоротшій трасі в гірських районах, через водні перешкоди, залізничні колії, автомобільні дороги та інші перешкоди.

У комплекс підвісної дороги входять наступні елементи: вантажна станція, лінія руху, розвантажувальна станція, рухомий склад - вагонетки і привід тягового каната.

У канатних дорогах, як правило, користуються блоковими приводами, які можна розбити на три групи: 1) нормальні жолобчасті приводи, що мають одно- і багатожолобчатий приводний блок, канавки якого послідовно огибаються тяговим канатом; 2) зрівняльні приводи, що складаються з ряду одножолобчатих блоків, з'єднаних між собою диференціалами, що дозволяє кожному блоку в разі необхідності обертатися з різною кутовою швидкістю; 3) приводи з підвищеним зчепленням, які мають приводні блоки з зажимами або прижимами, що збільшує силу тиску каната. Барабанні приводи використовуються іноді в маятникових дорогах невеликої довжини. Шпильчасті приводи, що викликають велике ковзання і стирання каната, використовуються лише в найпростіших дорогах тимчасового призначення (лісорозробки), при використанні тракторних лебідок. Приводні блоки зі спіральною тривітковою канавкою і підкладною канатоведучим ланцюгом, що усуває ковзання каната, мають складну конструкцію і тому не знайшли широкого застосування. Приводні блоки можуть бути розташовані горизонтально (горизонтальний привід) або вертикально (вертикальний привід).

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При низьких станціях більш раціональний горизонтальний привід з розташуванням приводних блоків на рівні підходу тягового каната, що зводить до мінімуму число перегинів останнього. При високих станціях краще вертикальний-стоячий привід, який встановлюється на фундаменті внизу станції. Вертикально-лежачий привод має менший розмір по висоті і головним чином застосовується при розширеній колії дороги (4-6 м); в таких умовах може бути також використана схема зі здвоєним одножолобчатим приводом. Силові приводи мають робоче гальмо колодкового типу з електромагнітом, розташованим на моторному валу з боку редуктора. Гальмівні приводи, крім того, забезпечуються аварійним гальмом, яке встановлюється на робочому валу; для більшої надійності слід гальмівний диск мати безпосередньо на приводному блоці. Аварійний гальмо виконується стрічковим або колодковим; стрічкове гальмо великого діаметра дешевше і простіше, ніж колодкове, але дає менш стійку величину гальмівного моменту при зміні коефіцієнта тертя. Гальмо повинно автоматично вмикатися відцентровим пристроєм тільки при перевищенні номінальної швидкості руху на 20-30% і, крім того, в екстрених випадках - машиністом; у всіх інших випадках зупинка дороги проводиться робочим гальмом. Тривале поглинання надлишкової енергії в самохідних дорогах найбільш раціонально досягається електричним гальмуванням з віддачею енергії в мережу. Якщо це неможливо, то застосовуються вітрові та гідравлічні гальмівні пристрої, які регулюють в певних межах швидкість руху дороги. Вітровий гальмівний пристрій являє собою вал з нерухомими або поворотними лопатями, приєднаний до приводу; гальмування відбувається за рахунок опору повітря, котре зростає зі збільшенням числа обертів лопатей. Значно більш точне регулювання швидкості може бути досягнута посередництвом гідравлічних гальмівних пристроїв, які здатні поглинати значні надлишкові потужності. Подібний пристрій являє собою насос, який переганяє рідину замкнутим циклом з одного резервуара в інший через дросельний клапан, пов'язаний з відцентровим регулятором; останній отримує обертання від приводу і

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

з зростанням числа оборотів прикриває дросельний клапан, збільшуючи силу гальмування. Для ревізії несучих канатів і обладнання лінії необхідно мати оглядову швидкість руху порядку 0,3-0,5 м / сек. При неможливості створити її досить просто електричним шляхом вдаються до установки додаткового мікропривода, який з'єднується зчіпною муфтою з швидкохідним валом редуктора основного приводу. При змінному струмі застосовують асинхронні двигуни як з фазним ротором, так і короткозамкнуті; при постійному струмі - з паралельним збудженням для підтримання сталості швидкості руху в межах до 5-10%. Для зменшення інерційних сил при розгоні і гальмуванні в дорогах важкого типу можуть бути використані гідромуфти і гальмо з двоступінчастим гальмуванням.

У кожної механічної системи є спектр власних частот. Це певні значення власних частот (частот вільних коливань), за яких система може увійти в резонанс у разі, коли частота зміни зовнішнього навантаження буде близькою до однієї з власних частот системи. Якщо говорити про дану кваліфікаційну роботу, то механічною системою є привід канатної дороги. Дослідження показали [2], що під час розгону привід долає декілька резонансних зон за власними частотами. Зважаючи на те, що виникнення явища резонансу для приводів є небезпечним і вкрай небажаним, у даній роботі пропонується модернізувати конструкцію шківів, забезпечивши можливість зміни його моменту інерції під час розгону та сповільнення приводу.

Метою даної роботи є розробка приводу зі шківом змінного моменту інерції.

Для досягнення поставленої мети було розв'язано такі задачі:

1. Визначити силові та кінематичні параметри приводу;
2. Обрати базову конструкції приводу;
3. Розробити модель шківів змінного моменту інерції;
4. Розробити модель приводу в цілому

					ДІПТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ВИХІДНІ ДАНІ

Матеріал –руда,

Насипна маса вантажу $\gamma = 18,64 \text{ кН/м}^3 = 2,2 \text{ т/м}^3$,

Річна продуктивність $M - 900 \text{ тис. т/рік}$,

Кількість робочих днів за рік $n_c - 270$,

Кількість годин роботи за добу $n_r - 16$,

Початкові та кінцеві пункти – 4-11,

Швидкість руху вагонеток $V = 2 \text{ м/с}$,

Довжина ВПКД, $L = 1,8 \text{ км}$,

Відстань між вагонетками, $\lambda = 44 \text{ м}$,

Маса вагонетки, $P_v = 510 \text{ кг}$,

Маса вантажу в вагонетці, $P_{гр} = 1430 \text{ кг}$

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ КАНАТНОЇ ДОРОГИ

2.1. Тяговий розрахунок

Тяговий розрахунок буде проводитися методом обходу по контуру канатної дороги з послідовним визначенням опорів на прямолінійних ділянках та на блоках.

Привод встановлюю на розвантажувальній станції, а натяг тягового канату – на навантажувальній. Навантаження та розвантаження виконується з розчепленням вагонеток від тягового канату. На основі цих даних розрахункова схема має такий вигляд (див. рис. 2.1)

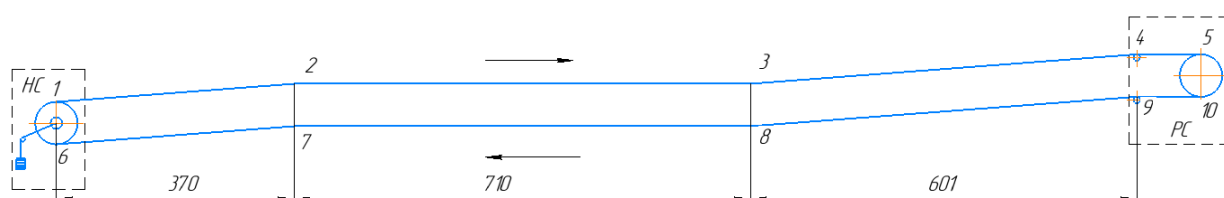


Рис. 2.1 – Розрахункова схема канатної дороги

Натяг тягового каната наступної точки визначається за формулою :

$$t_{n+1} = t_n + \Delta t, \quad (2.1)$$

де $500 \leq t_{n+1} \leq 8800$

t_n – натяг тягового канату в даній точці,

Δt - втрати на опір руху на прямолінійній ділянці,

+ Δt – напрям обходу співпадає з напрямком руху канатної дороги,

- Δt - напрям обходу не співпадає з напрямком руху канатної дороги,

$$\Delta t = q(l \cdot \pm h),$$

де для вантажної гілки $q = q' = q_T + \frac{(P_B + P_{гр}) \cdot g}{\lambda} = 14,7 + \frac{(510 + 1430) \cdot 9,81}{44} = 447,2 \text{ Н/м},$

для порожнякової гілки:

$$q = q'' = q_T + \frac{P_B \cdot g}{\lambda} = 14,7 + \frac{510 \cdot 9,81}{44} = 128,4 \text{ Н/м},$$

					ДІПТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

f - коефіцієнт опору руху, $f=0,0065$,

$+h$ - перевищення при підйомі канатної дороги,

$-h$ – перевищення при спуску,

l – довжина ділянки збільшеного профіля

а) вантажний напрямок :

$$t_{\text{поч}}(1)=t_1=1000 \cdot q_T=1000 \cdot 14,7=14700 \text{ Н,}$$

$$\Delta t_{1-2}=447,2(370 \cdot 0,0065+5)=3311,5 \text{ Н,}$$

$$t_2=t_1+\Delta t_{1-2}=14700+3311,5=18011,5 \text{ Н,}$$

$$\Delta t_{2-3}=447,2(710 \cdot 0,0065+0)=2063,8 \text{ Н,}$$

$$t_3=18011,5+2063,8=20075,3 \text{ Н,}$$

$$\Delta t_{3-4}=447,2(601 \cdot 0,0065+10)=6218,9 \text{ Н,}$$

$$t_4=20075,3+6218,9=26294,2 \text{ Н,}$$

$$t_5=t_4 \cdot k=26294,2 \cdot 1,05=27608,9,$$

де t_5 – натяг зусилля тягового канату при проходженні блока (шківа),

k - коефіцієнт опору блока, $k=1,05$ [3, с. 17],

$$t_5=t_{\text{нб}}=27608,9 \text{ Н,}$$

де $t_{\text{нб}}$ - набігаюче зусилля шківа тягового приводу

б) порожняковий напрям:

$$t_{\text{поч}}(6)=t_1=14700 \text{ Н,}$$

$$\Delta t_{6-7}=128,4(370 \cdot 0,0065+5)=950,8 \text{ Н,}$$

$$t_7=t_6-\Delta t_{6-7}=14700-950,8=13749,2 \text{ Н,}$$

$$\Delta t_{7-8}=128,4(710 \cdot 0,0065+0)=592,6 \text{ Н,}$$

$$t_8=13749,2-592,6=13156,6 \text{ Н,}$$

$$\Delta t_{8-9}=128,4(601 \cdot 0,0065+10)=1785,6 \text{ Н,}$$

$$t_9=13156,6-1785,6=11371 \text{ Н,}$$

$$t_{10}=t_9 \cdot k=11371 \cdot 1,05=11939,5 \text{ Н,}$$

$$t_{10}=t_{\text{зб}}=11939,5 \text{ Н}$$

де $t_{\text{зб}}$ – збіжне зусилля шківа тягового приводу

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати розрахунків зводяться в таблицю 1.

Таблиця 1

Зусилля натягу канату в характерних точках

№ точок	1	2	3	4	5	6	7	8
Зусилля, Н	14700	18011,5	20075,3	26294,2	27608,9	14700	13749,2	13156,6

Продовження таблиці 1

9	10
11371	11939,5

Визначаю окружне зусилля на шківі тягового приводу :

$$W_0 = t_{нб} - t_{зб} = 27608,9 - 11939,5 = 15669,4 \text{ Н}, \quad (2.2)$$

2.2. Вибір тягового канату

Вибір тягового канату проводжу за максимальним натягом :

$$t_{роз} = t_{max} \cdot k = 27608,9 \cdot 4,5 = 124240,1 \text{ Н}, \quad (2.3)$$

де t_{max} - максимальний натяг канату, $t_{max} = t_{нб} = 27608,9 \text{ Н}$,

k - коефіцієнт запасу міцності, $k = 4,5$

Вибираю канат типу ЛК-0 конструкції 6х19 (1+9+9)+1 о.с. ГОСТ 3077-80, який має такі параметри : розривне зусилля $t_{роз} = 135378 \text{ Н}$, діаметром $d_T = 16,5 \text{ мм}$, розрахункова площа перерізу усіх дротин $S_{пр} = 101,68 \text{ мм}^2$, приблизна маса 1000 м змащеного канату $q_T = 9775,7 \text{ Н}$.

Канат з органічним осердям має піддатливість при поперечному стискуванні – при вході в зчіпний пристрій вагонетки.

Визначаю вагу натяжного вантажу :

$$Q_{тяг} = \frac{2 \cdot t_{max}}{\eta} = \frac{2 \cdot 27608,9}{0,95} = 58124 \text{ Н}, \quad (2.4)$$

де η - ККД натяжного пристрою, $\eta = 0,95$ [3, с. 20]

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3. Вибір базової конструкції приводу

Визначаю потужність приводу :

$$N = \frac{W_0 \cdot V}{\eta} = \frac{15669,4 \cdot 2}{0,8} = 39,2 \text{ кВт}, \quad (2.5)$$

де W_0 - окружне зусилля на шківі, $W_0 = 15669,4 \text{ Н}$,

V - швидкість вагонеток, $V = 2 \text{ м/с}$,

η - ККД приводу, $\eta = 0,8$ [3, с. 18],

Однак при пуску канатної дороги після зупинки двигун приводу трохи перевантажується, тому необхідно перевірити пускову потужність за формулою:

$$N_{\text{пуск}} = \frac{(W_0 + t_{\text{ін}}) \cdot V}{\eta} = \frac{(15669,4 + 350,5) \cdot 2}{0,8} = 40,1 \text{ кВт}, \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \text{де } t_{\text{ін}} - \text{ сила інерції рухомої частини канатної дороги, } t_{\text{ін}} &= m \cdot a = \frac{m \cdot V}{t_{\text{пуск}}} = \\ &= \frac{10514,7 \cdot 2}{60} = 350,5 \text{ Н}, \end{aligned}$$

де $t_{\text{пуск}}$ - час, за який канатна дорога розвиває швидкість $V=2\text{м/с}$, $t_{\text{пуск}}=60 \text{ с}$,

$$\begin{aligned} m - \text{ маса рухомих частин, } m &= \frac{L \cdot q_T + 2 \cdot n_B \cdot P_B + n_{\text{ГР}} \cdot P_{\text{ГР}}}{g} = \frac{1800 \cdot 1,5 + 2 \cdot 41 \cdot 510 + 41 \cdot 1430}{9,81} = \\ &10514,7 \text{ кг}, \end{aligned}$$

$$\text{де } n - \text{ кількість вагонеток на одній вітці ВКПД, } n_B = \frac{L}{\lambda} = \frac{1800}{44} = 41$$

Для забезпечення передачу зусилля від приводного шківа на тяговий канат, приводний шків футерують деревом (дерев'яними накладками), прогумованою стрічкою або пластмасами, так як коефіцієнт зчеплення тягового канату і шківа малий. Для збільшення зчеплення також використовують різноманітні схеми запасовки приводів з різними кутами обхвату.

Схему і вид футерівки вибираємо на основі розрахунку :

$$t_{\text{мін}}^{\text{пр.факт}} \geq t_{\text{мін}}^{\text{пр.розр}}, \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} \text{де } t_{\text{мін}}^{\text{пр.факт}} - \text{ мінімальне фактичне зусилля, яке може передати привід, } t_{\text{мін}}^{\text{пр.факт}} &= \\ t_{\text{зб}} &= 11939,5 \text{ Н}, \end{aligned}$$

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_{min}^{пр.розр} - \text{мінімальне розрахункове зусилля, яке може передати привід,}$$

$$t_{min}^{пр.розр} = \frac{1,25 \cdot W_0}{e^{\mu \cdot \alpha}} = \frac{1,25 \cdot 15669,4}{2,28} = 8590,7 \text{ Н} < 11939,5 \text{ Н,}$$

де e – основа натурального логарифму,

μ - коефіцієнт зчеплення тягового канату і шківів,

α - кут обхвату шківів тяговим канатом,

$$e^{\mu \cdot \alpha} = 2,28 \text{ [3, додаток 8]}$$

Вибираю привід типу П-1600-Т-2, 0-40 [3, додаток 9]. Обраний привід є базовою конструкцією, яка підлягає модернізації шляхом заміни звичайного шківів на шків змінного моменту інерції з ціллю більш швидшого проходження резонансних зон приводу. Адже у кожної механічної системи є спектр власних частот. Це певні значення власних частот (частот вільних коливань), за яких система може увійти в резонанс у разі, коли частота зміни зовнішнього навантаження буде близькою до однієї з власних частот системи. Механічною системою є привід канатної дороги. Дослідження показали, що під час розгону привід долає декілька резонансних зон за власними частотами. Зважаючи на те, що виникнення явища резонансу для приводів є небезпечним і вкрай небажаним, пропонується модернізувати конструкцію шківів, забезпечивши можливість зміни його моменту інерції під час розгону та сповільнення приводу.

2.4. Визначення силових і кінематичних параметрів приводу

Необхідна частота обертання шківів:

$$n_{ш} = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 2}{3,14 \cdot 3} = 12,8 \frac{\text{об}}{\text{хв}}, \quad (2.8)$$

де v - швидкість руху вагонеток, $v = 2 \text{ м/с}$,

D – діаметр шківів, приймаю $D = 3 \text{ м}$

Необхідне передаточне число приводу :

$$u = \frac{n_{дв}}{n_{ш}} = \frac{1035}{12,8} = 81, \quad (2.9)$$

Оскільки обраний базовий привід має редуктор з фактичним передаточним числом $u_p = 23,34$ [4], тоді необхідно застосувати відкриту зубчасту конічну

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

передачу, бо шків повинен розташовуватися в горизонтальній площині.

Тоді передаточне число конічної зубчатої передачі :

$$u_{\text{кп}} = \frac{u}{u_p} = \frac{81}{23,34} = 3,47, \quad (2.10)$$

Передаточне число відкритої зубчатої передачі може бути уточнене після розрахунки самої передачі.

Обертальний момент електродвигуна :

$$T_{\text{дв}} = \frac{9550 \cdot P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = \frac{9550 \cdot 40}{1035} = 369,1 \text{ Нм}, \quad (2.11)$$

де $P_{\text{дв}}$ – номінальна потужність електродвигуна, $P_{\text{дв}} = 40$ кВт [3, додаток 9],

$n_{\text{дв}}$ – частота обертання електродвигуна, $n_{\text{дв}} = \frac{1035 \text{ об}}{\text{хв}}$ [3, додаток 9]

Для швидкохідного валу редуктора :

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 1035 \frac{\text{об}}{\text{хв}}, \quad (2.12)$$

$$T_1 = T_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} = 369,1 \cdot 0,98 = 361,7 \text{ Нм}, \quad (2.13)$$

де $\eta_{\text{м}}$ – ККД муфти, $\eta_{\text{м}} = 0,98$ [5, табл.1.1]

Для проміжного валу редуктора :

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{1035}{4,5} = 230 \text{ об/хв}, \quad (2.14)$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{12} \cdot \eta_{\text{зп}} = 361,7 \cdot 4,5 \cdot 0,97 = 1578,8 \text{ Нм}, \quad (2.15)$$

де u_{12} - передаточне число першої ступені редуктора, $u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{81}{18} = 4,5$,

$\eta_{\text{зп}}$ – ККД закритої циліндричної зубчатої передачі, $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ [5, табл.1.1]

Для тихохідного валу редуктора :

$$n_3 = \frac{n_1}{u_p} = \frac{1035}{23,34} = 44,3 \text{ об/хв}, \quad (2.16)$$

$$T_3 = T_1 \cdot u_p \cdot \eta_p = 361,7 \cdot 23,34 \cdot 0,91 = 7682,3 \text{ Нм}, \quad (2.17)$$

де u_p – передаточне число двоступінчатого циліндричного редуктора, $u_p = 23,34$,

η_p – ККД циліндричного двохступінчатого редуктора з урахуванням втрат

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

в підшипниках, $\eta_p = 0,91$ [5, табл.1.1]

Для валу конічного колеса:

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{\text{кпф}}} = \frac{44,3}{3,43} = 12,9 \text{ об/хв}, \quad (2.18)$$

де $u_{\text{кпф}}$ – фактичне передаточне число конічної зубчатої передачі, $u_{\text{кп}} = 3,43$

$$T_4 = T_3 \cdot u_{\text{кпф}} \cdot \eta_{\text{кп}} = 7682,3 \cdot 3,43 \cdot 0,93 = 24505,8 \text{ Нм}, \quad (2.19)$$

де $\eta_{\text{кп}}$ – ККД відкритої конічної зубчатої передачі, приймаю $\eta_{\text{кп}} = 0,93$ [5, табл.1.1]

Для валу шківів :

$$n_{\text{шф}} = n_4 = 12,9 \text{ об/хв}, \quad (2.20)$$

$$T_{\text{ш}} = T_4 \cdot \eta_{\text{м}} = 24505,8 \cdot 0,98 = 24015,7 \text{ Нм} \quad (2.21)$$

де $\eta_{\text{м}}$ – ККД муфти, $\eta_{\text{м}} = 0,98$ [5, табл.1.1]

2.5. Розрахунок валів приводу

Оскільки інформацію щодо розмірів валів редуктора не було знайдено у вільному доступі, а для розробки 3D-моделей вона є необхідною, виконуємо геометричний їх розрахунок.

2.5.1 Геометричний розрахунок швидкохідного валу редуктора

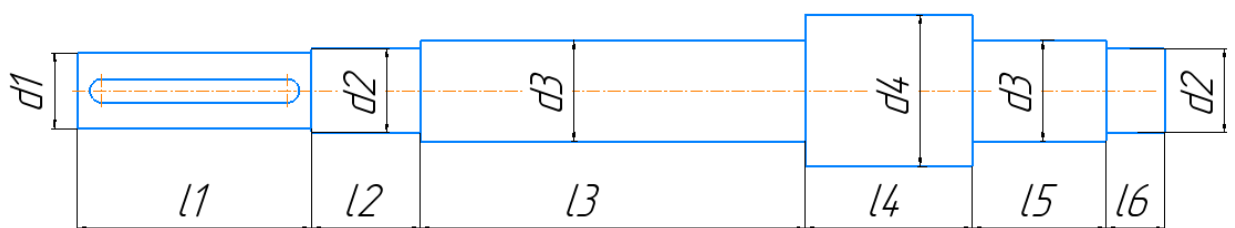


Рис. 2.2 - Схема швидкохідного валу

На рис. 2.2 позначено такі поверхні :

d_1 – діаметр хвостовика зі шпонковим пазом;

l_1 – довжина хвостовика зі шпонковим пазом;

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

d_2 – діаметр встановлення підшипника та поверхні контакту з ущільненням підшипникової кришки;

l_2, l_6 – довжина встановлення підшипника та поверхні контакту з ущільненням підшипникової кришки;

d_3 – діаметр буртика (вільної поверхні);

l_3, l_5 – довжина буртика (вільної поверхні);

d_4 – ділильний діаметр циліндричної зубчатої поверхні;

l_4 – довжина циліндричної зубчатої поверхні, тобто ширина вінця;

Оскільки редуктор є типовим, то і відомо розміри хвостовиків та які підшипники встановлені на валах. Розрахунок буде проводитись із погодженням цих розмірів.

Визначаю діаметр хвостовика :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16T_1}{\pi[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 361700}{3,14 \cdot 20}} = 45,2 \text{ мм}, \quad (2.22)$$

де T_1 - крутний момент на швидкохідному валу редуктора,

$T_1 = 361700 \text{ Н} \cdot \text{мм},$

$[\tau_{кр}]$ - допустиме напруження кручення, приймаю $[\tau_{кр}] = 20 \text{ МПа}$

Приймаю $d_1 = 45 \text{ мм}.$

Визначаю довжину хвостовика за формулою

$$l_1 = (1.2 \dots 1.5)d_1 = 1,5 \cdot 45 = 67,5 \text{ мм}, \quad (2.23)$$

Приймаю $l_1 = 140 \text{ мм}$

Діаметр валу в місці встановлення підшипника відповідає посадочному діаметру підшипника №410, тобто $d_2 = 50 \text{ мм}.$

Визначаю довжину встановлення підшипника та поверхні контакту з ущільненням підшипникової кришки :

$$l_2 = 1,3 \cdot d_2 = 1,3 \cdot 50 = 65 \text{ мм}, \quad (2.24)$$

Приймаю $l_2 = 65 \text{ мм}.$

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаю діаметр буртика за формулою:

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 50 + 3,2 \cdot 2,5 = 58 \text{ мм}, \quad (2.25)$$

де r – радіус галтелі, $r=2,8$ мм [6, табл.12.1].

Приймаю $d_3 = 60$ мм.

Приймаю довжину буртика $l_3 = 230$ мм, $l_5 = 80$ мм.

Приймаю $d_4 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 18 = 90$ мм, $l_4 = b_1 100$ мм

де m – модуль зчеплення, $m = 5$ мм [4],

z_1 – кількість зубів колеса швидкохідного валу, $z_1 = 18$ [4]

2.5.2 Розрахунок проміжного валу редуктора

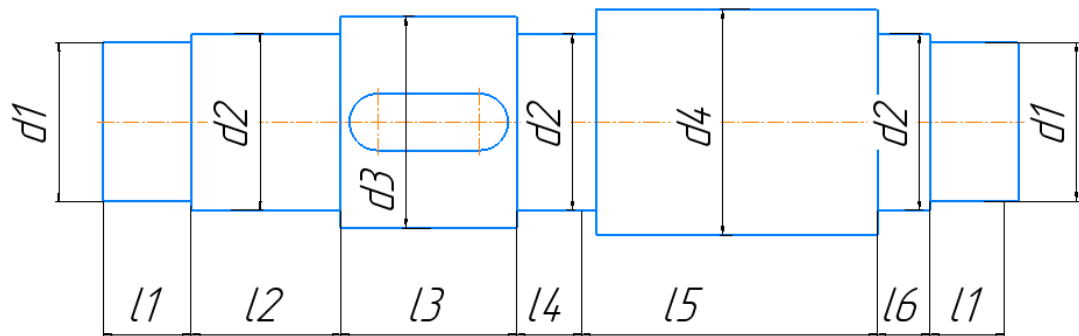


Рис. 2.3 – Розрахункова схема проміжного валу

d_1 – діаметр встановлення підшипника,

l_1 – довжина поверхні встановлення підшипника,

d_2 – діаметр буртика,

l_2 – довжина буртика,

d_3 – діаметр встановлення зубчатого колеса,

l_3 – довжина встановлення зубчатого колеса, тобто ширина вінця,

l_4 – довжина вільної поверхні,

d_4 – дільний діаметр зубчатого колеса,

l_5 – довжина зубчатого колеса, тобто ширина вінця,

l_5 – довжина буртика

Визначаю діаметр встановлення підшипника :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1578800}{3,14 \cdot 20}} = 73,8 \text{ мм}, \quad (2.26)$$

де T_2 - крутний момент на проміжному валу редуктора, $T_2 = 1578800 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

Оскільки в даному редукторі використовуються підшипники роликові конічні № 7318, то остаточно приймаю $d_1=90 \text{ мм}$.

Оскільки ширина підшипника дорівнює 46,5 мм, то приймаю $l_1 = 50 \text{ мм}$.

Визначаю діаметр буртика :

$$d_2 = d_1 + (5 \dots 10) = 90 + 10 = 100 \text{ мм}, \quad (2.27)$$

Приймаю довжину буртика $l_2= 85 \text{ мм}$.

Визначаю діаметр встановлення зубчатого колеса :

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 100 + 3,2 \cdot 4 = 112,8 \text{ мм}, \quad (2.28)$$

Приймаю $d_3 = 120 \text{ мм}$.

Приймаю $l_3 = b_2=100 \text{ мм}$.

Визначаю ділительний діаметр зубчатого колеса :

$$d_4 = m \cdot z_3 = 8 \cdot 16 = 128 \text{ мм}, \quad (2.29)$$

де m – модуль зубчатого колеса, $m= 8 \text{ мм}$, [4]

z_3 – кількість зубів на колесі, $z_3=16$ [4]

Приймаю $l_5= b_3= 160 \text{ мм}$.

Приймаю $l_6 = 30 \text{ мм}$.

2.5.3 Розрахунок тихохідного валу редуктора

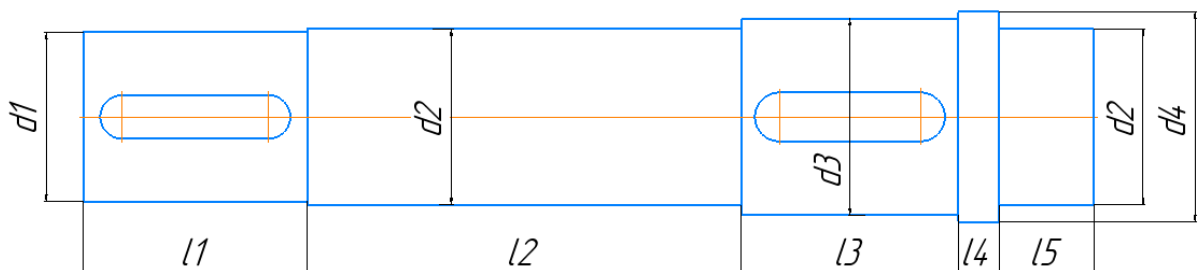


Рис. 2.4 – Розрахункова схема тихохідного валу

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

d_1 – діаметр хвостовика зі шпонковим пазом;
 l_1 – довжина хвостовика зі шпонковим пазом;
 d_2 – діаметр встановлення підшипника та поверхні контакту з ущільненням підшипникової кришки;

l_2 – довжина встановлення підшипника та поверхні контакту з ущільненням підшипникової кришки;

d_3 – посадочний діаметр зубчатого колеса;

l_3 – довжина встановлення зубчатого колеса;

d_4 – діаметр буртика;

l_4 – довжина буртика;

l_5 – довжина встановлення підшипника

Визначаю діаметр хвостовика :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16T_3}{\pi[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7682300}{3,14 \cdot 20}} = 125,1 \text{ мм}, \quad (2.30)$$

де T_3 - крутний момент на тихохідному валу редуктора, $T_1 = 7682300 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

Приймаю $d_1 = 125 \text{ мм}$.

Визначаю довжину хвостовика :

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5)d_1 = 1,3 \cdot 125 = 162,5 \text{ мм}, \quad (2.31)$$

Приймаю $l_1 = 165 \text{ мм}$.

Визначаю діаметр вала у місці встановлення підшипника за формулою

$$d_2 = d_1 + 2t = 125 + 2 \cdot 2,5 = 130 \text{ мм}, \quad (2.32)$$

Оскільки на тихохідному валу встановлено роликові конічні підшипники №7526, то остаточно приймаю $d_2 = 130 \text{ мм}$.

Визначаю довжину встановлення підшипника та поверхні контакту з ущільненням підшипникової кришки за формулою

$$l_2 = 1,5d_2 = 1,5 \cdot 130 = 195 \text{ мм}, \quad (2.33)$$

Приймаю $l_2 = 320 \text{ мм}$.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Визначаю діаметр поверхні встановлення колеса за формулою

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 130 + 3,2 \cdot 3 = 139,6 \text{ мм}, \quad (2.34)$$

Приймаю $d_3 = 145 \text{ мм}$.

Приймаю $l_3 = b_4 = 160 \text{ мм}$.

Визначаю діаметр буртика за формулою

$$d_4 = d_3 + (5 \dots 10) = 145 + 10 = 155 \text{ мм}, \quad (2.35)$$

Приймаю довжину буртика $l_6 = 30 \text{ мм}$.

Приймаю $l_5 = 70 \text{ мм}$.

2.5.4 Розрахунок валу конічного колеса

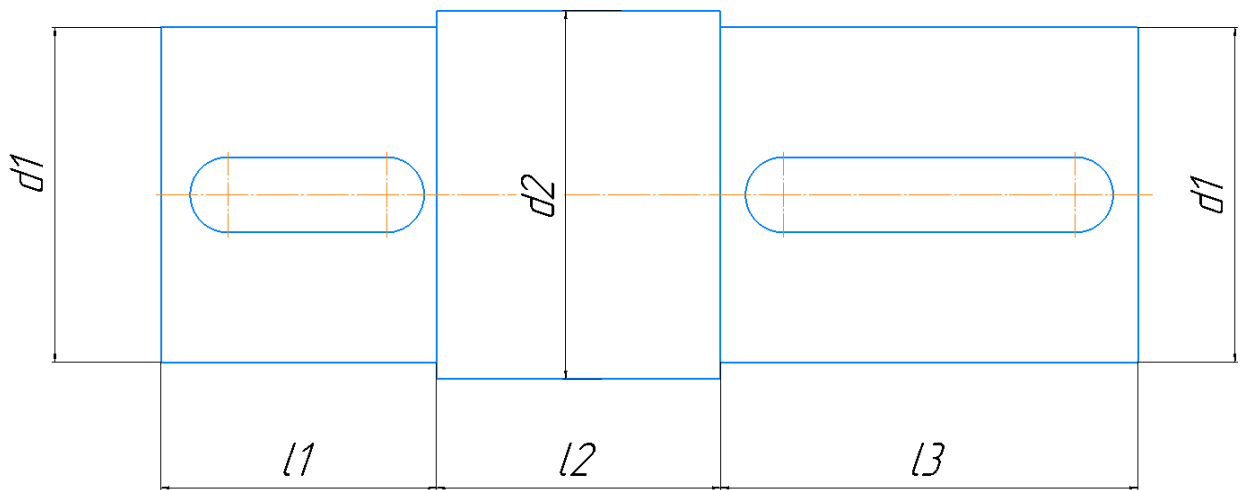


Рис. 2.5 – Розрахункова схема валу конічного колеса

Визначаю діаметр хвостовика :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16T_4}{\pi[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 24505800}{3,14 \cdot 20}} = 184,1 \text{ мм}, \quad (2.36)$$

де T_4 - крутний момент на валу конічного колеса, $T_4 = 24505800 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

Приймаю $d_1 = 200 \text{ мм}$.

Приймаю $l_1 = 165 \text{ мм}$.

Визначаю діаметр встановлення підшипників :

$$d_2 = d_1 + 2t = 200 + 2 \cdot 5,5 = 211 \text{ мм}, \quad (2.37)$$

Приймаю $d_2 = 220 \text{ мм}$.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Приймаю $l_2 = 240$ мм.

Приймаю $l_3 = 250$ мм.

2.5.5 Розрахунок валу шківів змінного моменту інерції

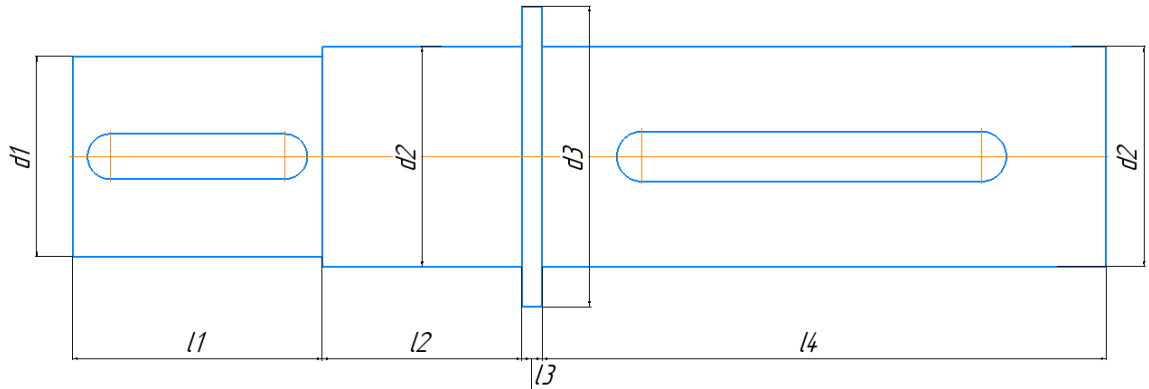


Рис. 2.6 – Розрахункова схема валу шківів

d_1 – діаметр хвостовика зі шпонковим пазом;

l_1 – довжина хвостовика зі шпонковим пазом;

d_2 – діаметр встановлення підшипників та встановлення шківів змінного моменту інерції;

l_2 – довжина встановлення підшипників та поверхні контакту з ущільненням підшипникової кришки;

d_3 – діаметр буртика;

l_3 – довжина буртика;

l_4 – довжина встановлення шківів змінного моменту інерції та підшипників

Визначаю діаметр хвостовика :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16T_{ш}}{\pi[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 24015700}{3,14 \cdot 20}} = 182,9 \text{ мм}, \quad (2.38)$$

де $T_{ш}$ – крутний момент на валу шківів змінного моменту інерції,

$$T_{ш} = 24015700 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

Приймаю $d_1 = 200$ мм.

Визначаю довжину хвостовика :

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5)d_1 = 1,2 \cdot 200 = 240 \text{ мм}, \quad (2.39)$$

Приймаю $l_1 = 250 \text{ мм}$.

Визначаю діаметр валу у місці встановлення підшипника за формулою

$$d_2 = d_1 + 2t = 200 + 2 \cdot 5 = 210 \text{ мм}, \quad (2.40)$$

Приймаю $d_2 = 220 \text{ мм}$.

Визначаю довжину встановлення підшипника та поверхні контакту з ущільненням підшипникової кришки за формулою

$$l_2 = 0,9d_2 = 0,9 \cdot 220 = 198 \text{ мм}, \quad (2.41)$$

Приймаю $l_2 = 200 \text{ мм}$.

Визначаю діаметр буртика за формулою

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 220 + 3,2 \cdot 5 = 236 \text{ мм}, \quad (2.42)$$

Приймаю $d_3 = 300 \text{ мм}$.

Приймаю $l_3 = 20 \text{ мм}$.

Визначаю довжину встановлення шківів змінного моменту інерції та підшипників :

$$l_4 = 1,5 \cdot d_3 = 1,5 \cdot 300 = 450 \text{ мм}, \quad (2.43)$$

Приймаю $l_4 = 565 \text{ мм}$.

2.6. Розрахунок конічної зубчатої передачі

Для виготовлення колеса та шестерні приймаємо сталь 40ХН з термообробкою покращення та гартування ТВЧ, $HRC 48 \dots 53$ [5, табл. 2.1].

Враховуючи умови щодо терміну роботи передачі приймаємо коефіцієнти довговічності, однакові для колеса та шестерні:

$$K_{HL} = 1; \quad K_{FL} = 1.$$

$$\text{Тоді } [\sigma_H] = [\sigma_{H0}], \quad [\sigma_F] = [\sigma_{F0}].$$

Середня твердість зубів коліс

$$HRC_{cp} = 0,5 \cdot (48 + 53) = 50,5$$

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вважаючи модуль передачі $m > 3$ мм, за [5, табл. 2.2] визначаємо допустимі значення контактних напружень і напружень згинання:

$$[\sigma_H]_1 = [\sigma_H]_2 = 14HRC_{cp} + 170 = 14 \cdot 50,5 + 170 = 877 \text{ МПа} = 877 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$[\sigma_F]_1 = [\sigma_F]_2 = 370 \text{ МПа} = 370 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Коефіцієнт

$$\psi_d = 0,166 \cdot \sqrt{u^2 + 1} = 0,166 \cdot \sqrt{3,5^2 + 1} = 0,6, \quad (2.44)$$

тому $K_{H\beta} = 1,45$ [5, табл. 2.3].

Діаметр зовнішнього ділильного кола колеса при $K_H = 1,3$ ($HRC > 45$)

$$d_{e2} \geq 1,65 \cdot 10^4 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_2 u}{K_H [\sigma_H]_2^2}} = 1,65 \cdot 10^4 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,45 \cdot 24505,8 \cdot 3,5}{1,3 \cdot (877 \cdot 10^6)^2}} = 0,823 \text{ м}, \quad (2.45)$$

Приймаємо $d_{e2} = 0,85 \text{ м} = 850 \text{ мм}$.

Кут ділильного конуса колеса

$$\delta_2 = \arctgu = \arctg 3,5 = 74,268^\circ, \quad (2.46)$$

$$\sin \delta_2 = \sin 74,268^\circ = 0,96254,$$

Кут ділильного конуса шестерні

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 74,268 = 15,732^\circ, \quad (2.47)$$

$$\cos \delta_1 = \cos 15,732^\circ = 0,96254,$$

Конусна відстань

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{850}{2 \cdot 0,96254} = 441,5 \text{ мм}, \quad (2.48)$$

Ширина зубчастих вінців коліс передачі

$$b = 0,285 R_e = 0,285 \cdot 441,5 = 125,8 \text{ мм}, \quad (2.49)$$

Приймаємо $b = 150 \text{ мм}$.

Для визначення модуля передачі встановимо значення таких коефіцієнтів:

- $K_F = 1$ (для коліс з круговим зубом);

- $K_{F\beta} = 1,71$ [5, табл. 2.5].

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Зовнішній торцевий модуль передачі

$$m_{te} \geq \frac{14K_{F\beta}T_2}{K_F d_{e2} b [\sigma_F]_2} = \frac{14 \cdot 1,71 \cdot 24505,8}{1 \cdot 0,85 \cdot 0,15 \cdot 370 \cdot 10^6} = 0,012 \text{ м} = 12,4 \text{ мм}, \quad (2.50)$$

Приймаю. $m_{te} = 20 \text{ мм}$.

Кількість зубів колеса

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_{et}} = \frac{850}{20} = 42,5, \quad (2.51)$$

Приймаємо $z_2 = 48$.

Кількість зубів шестерні

$$z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{48}{3,5} = 13,7, \quad (2.52)$$

Приймаємо $z_1 = 14$.

Фактичне передаточне відношення

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{48}{14} = 3,43, \quad (2.53)$$

Відхилення фактичного передаточного відношення від попередньо прийнятого

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\% = \frac{|3,43 - 3,5|}{3,5} \cdot 100\% = 2,04\% < 4\%, \quad (2.54)$$

Для подальших розрахунків вважаємо $u = u_{\phi} = 3,43$.

Кут ділильного конуса:

- колеса

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 3,43 = 73,5^\circ = 73^\circ 54'; \quad \cos \delta_2 = 0,284, \quad (2.55)$$

- шестерні

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90 - 73,5 = 16,5^\circ = 16^\circ 06', \quad (2.56)$$

$$\cos \delta_1 = 0,9588; \quad \sin \delta_1 = 0,2840$$

Ділильні діаметри коліс:

$$d_{e1} = m_{te} z_1 = 20 \cdot 14 = 280 \text{ мм}, \quad (2.57)$$

$$d_{e2} = m_{te} z_2 = 20 \cdot 48 = 960 \text{ мм}, \quad (2.58)$$

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За [5, табл. 3.1] приймаємо коефіцієнти зміщення :

$$x_{n1} = +0,35; x_{n2} = -x_{n1} = -0,35$$

Зовнішні діаметри коліс:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1 + x_{n1})m_{te} \cos \delta_1 = \quad (2.59)$$

$$= 280 + 1,64 \cdot (1 + 0,35) \cdot 20 \cdot 0,9608 = 337,853 \text{ мм},$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64(1 + x_{n2})m_{te} \cos \delta_2 = \quad (2.60)$$

$$= 960 + 1,64 \cdot (1 - 0,35) \cdot 20 \cdot 0,2840 = 965,526 \text{ мм},$$

Розміри заготовок коліс:

$$D_{\text{заг}} = d_{e1} + 2m_{te} + 6 = 280 + 2 \cdot 20 + 6 = 326 \text{ мм}, \quad (2.61)$$

$$S_{\text{заг}} = 8m_{te} = 8 \cdot 20 = 160 \text{ мм}, \quad (2.62)$$

Граничні значення розмірів заготовок [5, табл. 2.1]: $D_{\text{гр}} = 330 \text{ мм}$; $S_{\text{гр}} = 200 \text{ мм}$

Отже, умови придатності заготовок $D_{\text{заг}} \leq D_{\text{гр}}$, $S_{\text{заг}} \leq S_{\text{гр}}$ виконуються.

Окружна сила в зачепленні на середньому діаметрі колеса d_{m2}

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 24505,8}{0,754} = 65002,1 \text{ Н}, \quad (2.63)$$

$$\text{де } d_{m2} = 0,857d_{e2} = 0,857 \cdot 880 = 754,16 \text{ мм}.$$

Осьова сила на шестерні

$$F_{a1} = F_t \gamma_a = 65002,1 \cdot 0,624 = 40561,3 \text{ Н}, \quad (2.64)$$

$$\text{де } \gamma_a = 0,44 \sin \delta_1 + 0,70 \cos \delta_1 = 0,44 \cdot 0,284 + 0,70 \cdot 0,9588 = 0,624.$$

Радіальна сила на шестерні

$$F_{r1} = F_t \gamma_r = 65002,1 \cdot 0,228 = 14820,5 \text{ Н}, \quad (2.65)$$

$$\text{де } \gamma_r = 0,44 \cos \delta_1 - 0,70 \sin \delta_1 = 0,44 \cdot 0,9588 - 0,70 \cdot 0,284 = 0,228.$$

Осьова сила на колесі $F_{a2} = F_{r1} = 14820,5 \text{ Н}.$

Радіальна сила на колесі $F_{r2} = F_{a1} = 40561,3 \text{ Н}.$

Для перевірки зубів коліс за напруженнями згинання визначаємо наступні величини:

$$d_{m1} = 0,857d_{e1} = 0,857 \cdot 280 = 239,96 \text{ мм}, \quad (2.66)$$

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\psi_d = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{150}{239,96} = 0,625, \quad (2.67)$$

Коефіцієнти $K_{F\beta} = 1,71$ див. [5, табл. 2.5]; $K_{FV} = 1,1$ (для конічних коліс при твердості зубів більше $HB\ 350$).

Еквівалентні кількості зубів коліс:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_1} = \frac{14}{0,819^3 \cdot 0,9588} = 24,7, \quad (2.68)$$

де $\beta_m = 35^\circ$ ($\cos \beta_m = 0,819$) – умовний кут нахилу зубів коліс;

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_2} = \frac{48}{0,819^3 \cdot 0,284} = 282, \quad (2.69)$$

За [5, табл. 3.2] $Y_{F1} = 3,51$ ($x_{n1} = +0,35$); $Y_{F2} = 3,66$ ($x_{n2} = -0,35$).

Напруження згинання в зубах колеса

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2} \frac{F_t}{b m_{te} \vartheta_F} = \\ &= 1,71 \cdot 1,1 \cdot 3,66 \cdot \frac{65002,1}{0,15 \cdot 0,02 \cdot 1} = 149 \cdot 10^6 \text{ Па} = 149 \text{ МПа} < [\sigma_F], \end{aligned} \quad (2.70)$$

Напруження згинання в зубах шестерні

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 178 \cdot \frac{3,61}{3,66} = 175,6 \text{ МПа} < [\sigma_F], \quad (2.71)$$

Отже, міцність зубів коліс на згинання забезпечено.

Розрахункові контактні напруження в зачепленні

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 2,12 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{\frac{K_{H\beta} u T_2}{d_{e2}^3 \vartheta_H}} = \\ &= 2,12 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{\frac{1,45 \cdot 3,43 \cdot 24505,8}{0,960^3 \cdot 1,3}} = 690 \cdot 10^6 \text{ Па} = 690 \text{ МПа} < [\sigma_H]. \end{aligned} \quad (2.72)$$

Отже, контактна міцність зубів коліс забезпечена.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

2.7. Розрахунок підшипників валу конічного колеса

Оскільки усе осьове навантаження буде сприйматися упорним підшипником валу шківів змінного моменту інерції, то в розрахунках осьове навантаження валу зубчатого конічного колеса дорівнює нулю.

Напрямки дій сил на схемах визначено згідно з рекомендаціями [7, с.99].

Складемо рівняння рівноваги відносно двох точок для першої схеми:

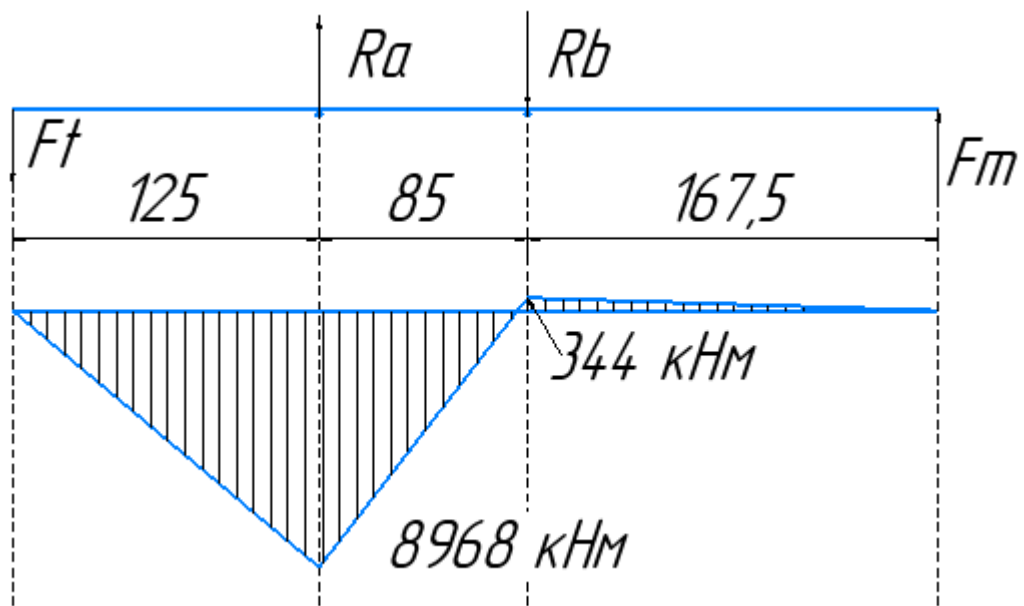


Рис. 2.7 – Епюра згинальних моментів валу зубчатого конічного колеса від дій сил, які розташовані в одній площині

$$\sum M_a = F_t \cdot 125 - R_b \cdot 85 + F_m \cdot 252.5$$

$$R_b = \frac{F_t \cdot 125 + F_m \cdot 252.5}{85} = \frac{71.745 \cdot 125 + 2.06 \cdot 252.5}{85} = 112 \text{ кН} \quad (2.73)$$

$$\sum M_b = F_t \cdot 210 - R_a \cdot 85 + F_m \cdot 167.5$$

$$R_a = \frac{F_t \cdot 210 + F_m \cdot 167.5}{85} = \frac{71.745 \cdot 210 + 2.06 \cdot 167.5}{85} = 181 \text{ кН} \quad (2.74)$$

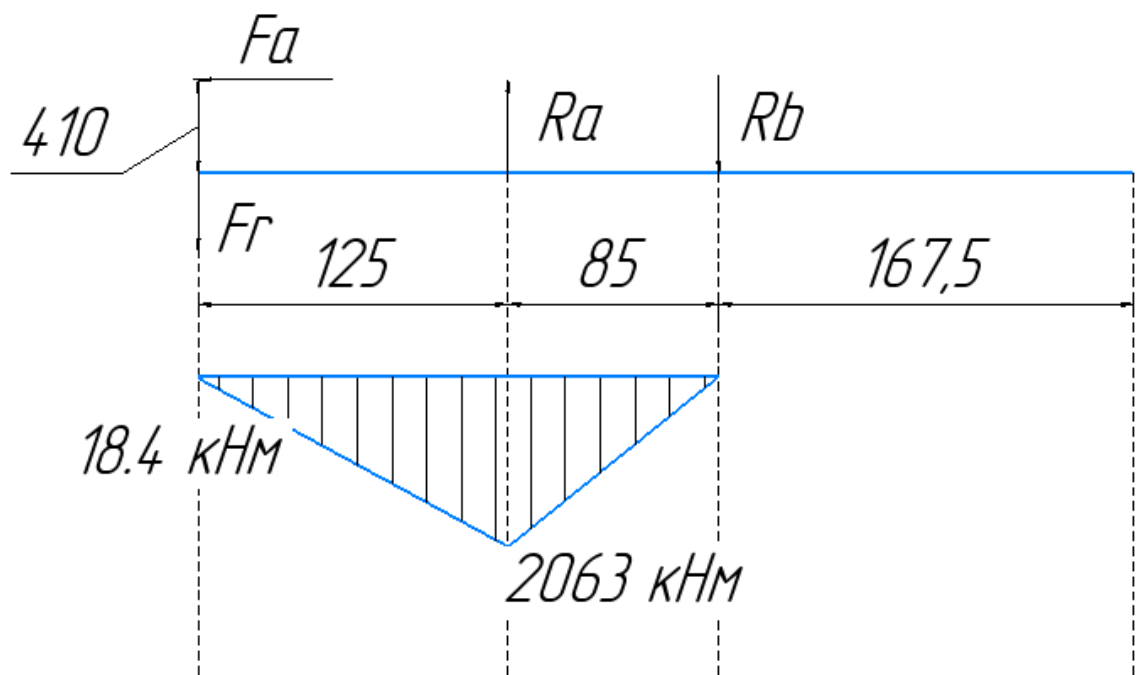


Рис. 2.8 – Епюра згинальних моментів валу зубчатого конічного колеса від дій сил, які розташовані в іншій площині

$$\sum M_a = F_r \cdot 125 - R_b \cdot 85 + F_a \cdot 410$$

$$R_b = \frac{F_r \cdot 125 + F_a \cdot 410}{85} = \frac{16,4 \cdot 125 + 44,8 \cdot 410}{85} = 24,3 \text{ кН} \quad (2.75)$$

$$\sum M_b = F_r \cdot 210 - R_a \cdot 85 + F_a \cdot 410$$

$$R_a = \frac{F_r \cdot 210 + F_a \cdot 410}{85} = \frac{16,4 \cdot 210 + 44,8 \cdot 410}{85} = 40,6 \text{ кН} \quad (2.76)$$

Вихідні дані : $\omega_1 = 1,35 \text{ с}^{-1}$, $R_{r1} = 15 \text{ кН}$, $R_{r2} = 11,7 \text{ кН}$, $F_{a1} = 0 \text{ Н}$, діаметр посадочних поверхонь вала $d = 220 \text{ мм}$.



Рис. 2.9 - Схема до розрахунку підшипників валу зубчатого конічного колеса

Попередньо приймаю підшипники шарикові радіальні легкої серії 244 ГОСТ

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

8338-75, для яких $C_r=290$ кН , $e=0,37$, $Y=1,6$ [6, табл. 19.24].

Визначаю осьові складові радіальних навантажень :

$$R_{s1}=0,83 \cdot e \cdot R_{r1}=0,83 \cdot 0,37 \cdot 15 = 4,6 \text{ кН}, \quad (2.77)$$

$$R_{s2}=0,83 \cdot e \cdot R_{r2}=0,83 \cdot 0,37 \cdot 11,7 = 3,6 \text{ кН}, \quad (2.78)$$

Оскільки $R_{s1} > R_{s2}$, $F_{a1} \geq 0$, тоді $R_{a1} = R_{s1} = 4,6$ Н, $R_{a2} = R_{a1} + F_{a1} = 4,6 + 0 = 4,6$ кН.

Визначаю коефіцієнти навантаження першої опори :

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} = \frac{4,6}{1 \cdot 15} = 0,3 < e, \quad (2.79)$$

Тоді $X=1$, $Y=0$.

Визначаю коефіцієнти навантаження другої опори :

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} = \frac{4,6}{1 \cdot 11,7} = 0,39 > e, \quad (2.80)$$

Тоді $X=0,56$, $Y=1,2$.

Визначаю еквівалентне динамічне навантаження для першої опори :

$$R_{e1} = (X \cdot R_{r1} + Y \cdot R_{a1}) \cdot K_6 \cdot K_T = (1 \cdot 15 + 0 \cdot 4,6) \cdot 1,1 \cdot 1 = 16,5 \text{ кН}, \quad (2.81)$$

де K_6 - коефіцієнт безпеки, приймаю $K_6=1,1$ [6, табл. 6.4],

K_T - температурний коефіцієнт, $K_T=1$ [6, табл.6.5].

Визначаю еквівалентне динамічне навантаження для другої опори :

$$R_{e2} = (X \cdot R_{r2} + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_6 \cdot K_T = (0,56 \cdot 11,7 + 1,2 \cdot 4,6) \cdot 1,1 \cdot 1 = 13,3 \text{ кН}, \quad (2.82)$$

Оскільки навантаження першої опори більше рахуємо для першої опори.

Визначаю необхідну динамічну вантажопідйомність підшипника :

$$C_H = R_{e1} \cdot \sqrt[p]{\frac{573 \cdot \omega_1 \cdot L_{Hn}}{10^6}} = 16,5 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{573 \cdot 1,35 \cdot 10000}{10^6}} = 30,5 \text{ кН}, \quad (2.83)$$

де p - показник ступеню, для шарикових підшипників $p = 3,33$,

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$L_{hн}$ - необхідний ресурс підшипників, $L_{hн}=10000$ год [6, табл. 6.3].

Визначаю ресурс попередньо прийнятого підшипника :

$$L = \left(\frac{C_r}{R_{e1}}\right)^p = \left(\frac{290}{16,5}\right)^{3.33} = 14000 \text{ млн. об.}, \quad (2.84)$$

$$L_h = \frac{L}{573 \cdot \omega_1} = \frac{14000 \cdot 10^6}{573 \cdot 1,35} = 18098377 \text{ год.}, \quad (2.83)$$

Оскільки $C_h < C_r$ та $L_h > L_{hн}$, то попередньо прийняті підшипники є придатними для використання в заданих умовах.

2.8. Розрахунок підшипників валу шківів змінного моменту інерції

Напрямки дій сил на схемах визначено згідно з рекомендаціями [7, с.99].

Складемо рівняння рівноваги відносно двох точок для першої схеми:

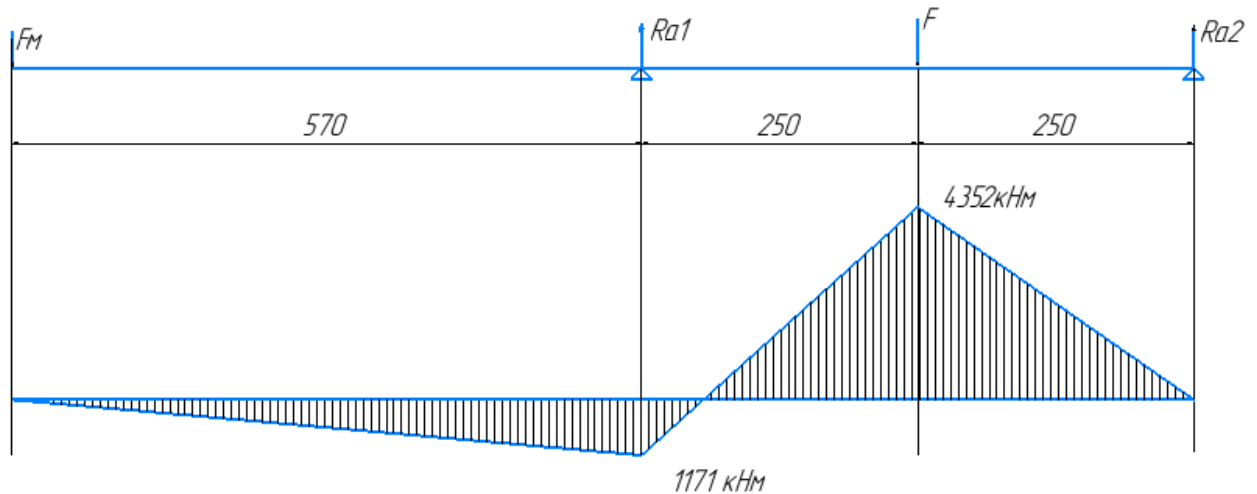


Рис. 2.10 – Епюра згинальних моментів валу шківів змінного моменту інерції від дій сил, які розташовані в одній площині

$$\sum M_a = F_M \cdot 570 - F \cdot 250 + R_{a2} \cdot 500$$

$$R_{a2} = \frac{F \cdot 250 - 125 \sqrt{T} \cdot 570}{500} = \frac{39,5 \cdot 250 - 125 \cdot \sqrt{270,48} \cdot 570}{500} = 17,4 \text{ кН} \quad (2.84)$$

$$\sum M_b = F_M \cdot 1070 + F \cdot 250 - R_{a1} \cdot 500$$

$$R_{a1} = \frac{F \cdot 250 - 125 \sqrt{T} \cdot 570}{500} = \frac{39,5 \cdot 250 - 125 \cdot \sqrt{270,48} \cdot 1070}{500} = 24,1 \text{ кН} \quad (2.85)$$

Вихідні дані : $\omega_1 = 1,35 \text{ с}^{-1}$, $R_{r1} = 24,1 \text{ кН}$, $R_{r2} = 17,4 \text{ кН}$, $F_{a1} = 0 \text{ Н}$ (оскільки стоїть упорний підшипник), діаметр посадочних поверхонь вала $d = 220 \text{ мм}$.



Рис. 2.11 - Схема до розрахунку радіальних підшипників валу шківів змінного моменту інерції

Попередньо приймаю підшипники шарикові легкої серії 244 ГОСТ 8338-75, для яких $C_r = 290 \text{ кН}$, $e = 0,37$, $Y = 1,6$ [6, табл. 19.24].

Визначаю осьові складові радіальних навантажень :

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 24,1 = 7,4 \text{ кН}, \quad (2.86)$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 17,4 = 5,34 \text{ кН}, \quad (2.87)$$

Оскільки $R_{s1} > R_{s2}$, $F_{a1} \geq 0$, тоді $R_{a1} = R_{s1} = 7,4 \text{ кН}$, $R_{a2} = R_{a1} + F_{a1} = 7,4 + 0 = 7,4 \text{ кН}$.

Визначаю коефіцієнти навантаження першої опори :

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} = \frac{7,4}{1 \cdot 24,1} = 0,3 < e, \quad (2.88)$$

Тоді $X = 1$, $Y = 0$.

Визначаю коефіцієнти навантаження другої опори :

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} = \frac{24,1}{1 \cdot 17,4} = 1,4 > e, \quad (2.89)$$

Тоді $X = 0,56$, $Y = 1,05$

Визначаю еквівалентне динамічне навантаження для першої опори :

$$R_{e1} = (X \cdot R_{r1} + Y \cdot R_{a1}) \cdot K_6 \cdot K_T = (1 \cdot 24,1 + 0 \cdot 24,1) \cdot 1,1 \cdot 1 = 26,5 \text{ кН}, \quad (2.90)$$

де K_6 - коефіцієнт безпеки, приймаю $K_6 = 1,1$ [6, табл. 6.4],

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

K_T - температурний коефіцієнт, $K_T=1$ [6, табл.6.5].

Визначаю еквівалентне динамічне навантаження для другої опори :

$$R_{e2}=(X \cdot R_{r2}+Y \cdot R_{a2}) \cdot K_6 \cdot K_T=(0,56 \cdot 17,4+1,05 \cdot 24,1) \cdot 1,1 \cdot 1=38,6 \text{ кН}, \quad (2.91)$$

Оскільки навантаження другої опори більше рахуємо для другої опори.

Визначаю необхідну динамічну вантажопідйомність підшипника :

$$C_H = R_{e2} \cdot \sqrt[p]{\frac{573 \cdot \omega_1 \cdot L_{hH}}{10^6}} = 38,6 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{573 \cdot 1,35 \cdot 10000}{10^6}} = 44,54 \text{ кН}, \quad (2.92)$$

де p - показник ступеню, для роликових підшипників $p = 3,33$,

L_{hH} - необхідний ресурс підшипників, $L_{hH}=10000$ год [6, табл. 6.3].

Визначаю ресурс попередньо прийнятого підшипника :

$$L = \left(\frac{C_r}{R_{e1}}\right)^p = \left(\frac{290}{45,33}\right)^{3,33} = 483 \text{ млн. об.}, \quad (2.93)$$

$$L_h = \frac{L}{573 \cdot \omega_1} = \frac{483 \cdot 10^6}{573 \cdot 1,35} = 624400 \text{ год.}, \quad (2.94)$$

Оскільки $C_H < C_r$ та $L_h > L_{hH}$, то попередньо прийняті підшипники є придатними для використання в заданих умовах.

2.9. Розрахунок упорного підшипника валу шківів змінного моменту інерції

Розрахунок корпусу підшипників наведено в Додатку А та Додатку Б.

Вихідні дані: діаметр вала $d=220$ мм вертикальне навантаження

$F=44145$ Н, Частота обертання вала $n=12,8$ об/хв, необхідний ресурс підшипника, $L_{hH}=10000$ год.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

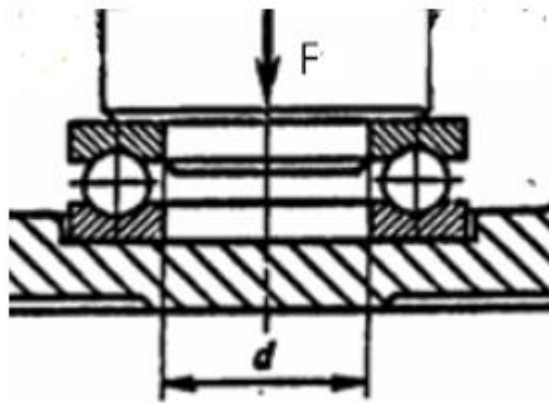


Рис. 2.12 – Розрахункова схема упорного підшипника валу шківів змінного моменту інерції

Оскільки радіальне навантаження компенсуються радіальними підшипниками обираємо упорний шарикопідшипник, для якого динамічне еквівалентне навантаження знаходимо по формулі:

$$P = F \cdot K_d \cdot K_T = 44145 \cdot 1,25 \cdot 1 = 55181,25 \text{ Н}, \quad (2.95)$$

де K_d – коефіцієнт динамічності, $K_d = 1,25$ [8],

K_T – температурний коефіцієнт, $K_T = 1$ [8]

Потрібну динамічну вантажопідйомність знаходимо з рівняння:

$$C_{расч} = a_1 \cdot a_{23} \cdot P \cdot (60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h)^{1/3} = 1 \cdot 1 \cdot 55181,25 \cdot (60 \cdot 10^{-6} \cdot 12,8 \cdot 10000)^{1/3} = 55639 \text{ Н}, \quad (2.96)$$

де a_1 – коефіцієнт безпеки, $a_1 = 1$, [8]

a_{23} – коефіцієнт режиму роботи, $a_{23} = 1$ [8]

По каталогу при $d = 220$ мм і $C_{расч} = 55639$ Н приймаємо шарикопідшипник упорний 8144Н середньої серії (одинарний), для якого $d = 220$ мм, $C_r = 176$ кН.

Довговічність підшипника при $a_1 = 1,0$ і $a_{23} = 0,7$ складе:

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot (K_K \cdot r / P)^{10/3} \cdot (10^6 / (60 \cdot n)) = 1 \cdot 0,7 \cdot (1 \cdot 176 / 55,2)^{10/3} \cdot (10^6 / (60 \cdot 12,8)) = 43506 \text{ год}, \quad (2.97)$$

час, що більший необхідної довго тривалості $L_h = 10000$ год. Підшипник є придатним.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

3. ВИБІР МУФТ

3.1. Вибір муфти, яка встановлюється між валом електродвигуна та швидкохідним валом редуктора

Визначаю наближений крутний момент на муфті, яка встановлена між валом електродвигуна та швидкохідним валом редуктора :

$$T_k = K \cdot T_{дв} = 1,3 \cdot 369,1 = 479,8 \text{ Нм}, \quad (3.1)$$

де K – коефіцієнт режиму роботи, $K=1,1 \dots 1,4$ [6, с. 345],

$T_{дв}$ – крутний момент на валу електродвигуна, $T_{дв} = 369,1 \text{ Нм}$

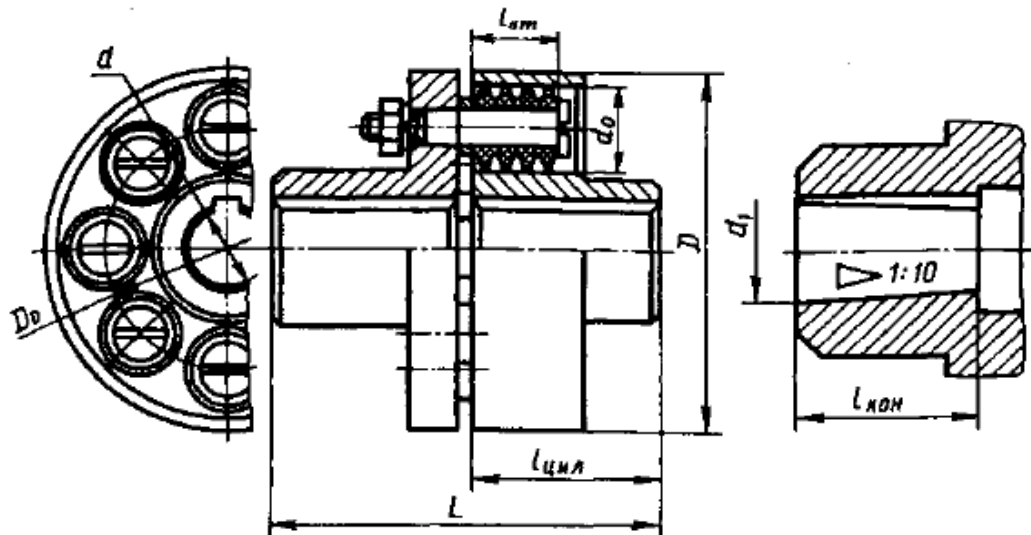


Рис. 3.1 – Ескіз пружної втулково-пальцевої муфти

Приймаю муфту пружну втулково-пальцеву, яка має такі параметри [6, табл. 15.2] :

- момент $T=500 \text{ Нм}$,
- частота обертання $n \leq 3600 \text{ хв}^{-1}$,
- $d, d_1=45 \text{ мм}$,
- $l_{\text{цил}} = 82 \text{ мм}$,

- $l_{\text{кон}} = 56 \text{ мм,}$
- $L_{\text{цил}} = 169 \text{ мм,}$
- $L_{\text{кон}} = 169 \text{ мм,}$
- $D = 170 \text{ мм,}$
- $D_0 = 130 \text{ мм,}$
- $d_{\text{п}} = 14 \text{ мм,}$
- $l_{\text{вт}} = 28 \text{ мм,}$
- $n = 8,$
- $d_0 = 28 \text{ мм,}$
- $\Delta = 0,3 \text{ мм,}$
- $\gamma = 1^{\circ}00'$

3.2. Вибір муфти, яка встановлюється між валом зубчатого конічного колеса та валом шківів змінного моменту інерції

Визначаю наближений крутний момент на муфті, яка встановлена між валом конічного зубчатого колеса та валом шківів :

$$T_{\text{к}} = K \cdot T_4 = 1,3 \cdot 24505,8 = 31857,5 \text{ Нм,} \quad (3.2)$$

де K – коефіцієнт режиму роботи, $K=1,1 \dots 1,4$ [6, с. 345],

T_4 – крутний момент на валу конічного зубчатого колеса, $T_4 = 24505,8 \text{ Нм}$

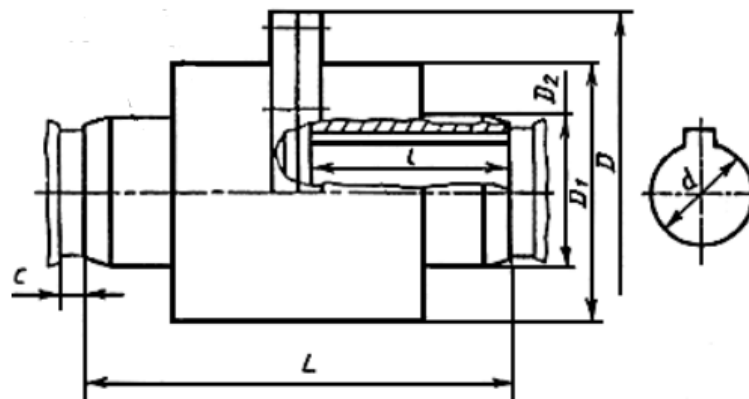


Рис. 3.2 – Ескіз зубчатої муфти

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Приймаю зубчасту муфту, яка має такі параметри [6, табл. 15.4] :

- момент $T=63000$ Нм,
- частота обертання $n \leq 1200$ хв⁻¹,
- $d, d_1=200$ мм,
- $D = 470$ мм,
- $D_1=390$ мм,
- $D_2= 290$ мм,
- $l=240$ мм,
- $L= 500$ мм,
- $C > 35$ мм,

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ЗІ ШКІВОМ ЗМІННОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ

4.1. Опис шківів змінного моменту інерції

Змінений шків буде відрізнятися від типового тим, що під час розгону та сповільнення приводу його момент інерції буде змінюватися. Такий шків будемо називати шківом змінного моменту інерції.

Змінити момент інерції шківів можливо декількома способами:

- за допомогою інерційних дисків, які вводяться в зачеплення зі шківом послідовно [9];

- шляхом використання додаткових вантажів на важелях, які відхиляються від вертикальної осі обертання системи під дією відцентрових сил під час розгону [10];

- за рахунок зміни радіуса інерції шляхом зміни влучу кута нахилу радіальних штанг, до кінців яких прикріплено вантажі [11];

- за рахунок зміни фізико-механічних властивостей феромагнітної рідини, у якій перебуває порожнистий диск з магнітом'якого матеріалу, під дією змінного магнітного поля [12];

- інші способи [13, 14].

Такі способи мають ряд недоліків:

- суттєве збільшення маси та габаритів шківів;

- необхідність використання індивідуальних джерел енергії;

- складність виготовлення.

Дещо простіший та більш ефективний спосіб зміни моменту інерції реалізовано у конструкції шківів, схему та принцип дії якого захищено патентом на корисну модель [15]. Відповідно до цього патенту, шків змінного моменту інерції складається з базової конструкції, напрямних, уздовж яких переміщуються вантажі, які з'єднано з маточиною шківів за допомогою пружних блоків. Його принцип дії (реалізація зміни моменту інерції) полягає в наступному: під час

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розгону приводу вантажі під дією сил інерції рухаються від маточини до ободу, за рахунок чого підвищується радіус інерції, а отже, й момент інерції шківів.

Попередній вплив зміни моменту інерції шківів на його власну частоту можна оцінити за формулою

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{J}}, \quad (4.1)$$

де ω_0 – власна частота механічної системи – приводу;

C – приведена жорсткість системи;

J – приведений момент інерції системи.



Рис. 4.1 - Вплив змінності моменту інерції шківів на його власну частоту

Очікуваний результат впливу змінності моменту інерції шківів на власну частоту системи представлено на рис. 12. Як можна бачити, під час розгону (збільшення частоти обертання шківів) привід долає резонансну зону: крива зміни частоти обертання шківів перетинає криву зміни власної частоти приводу. При цьому використання шківів змінного моменту інерції дозволяє долати резонансну зону раніше та швидше.

В якості апарату для проведення досліджень будемо використовувати імітаційне моделювання, що полягає у відтворенні процесу «розгін – рух з усталеною швидкістю – сповільнення» в системі автоматизованого

модельовання та проектування Solidworks із застосування додатку SW Motion.

4.2. Розробка 3D-моделі шківів змінного моменту інерції

Під час розробки 3D-моделі шківів змінного моменту інерції будемо орієнтуватися на його схему (див. рис. 4.2) та параметри, які наведені в табл. 2. Розробка 3D-моделей виконувалась із урахуванням рекомендацій [16].

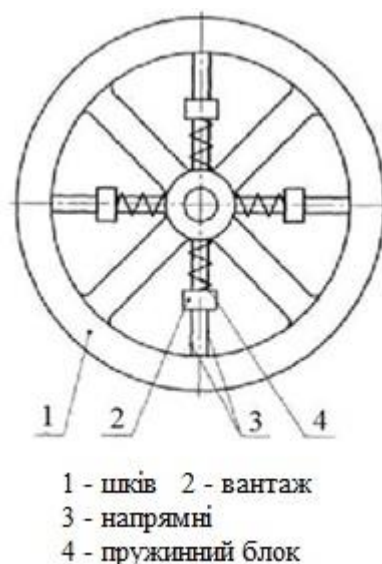


Рис. 4.2 - Схема шківів змінного моменту інерції

Таблиця 2

Параметри шківів

Маса вантажу, кг	Жорсткість пружинного блоку, Н/м	Коефіцієнт дисипації пружинного блоку, Н/(м/с)	Діаметр шківів, м
200	800	400	3

Відповідно до вказаних даних після конструктивного опрацювання було розроблено модель шківів звичайної конструкції та дві моделі шківів змінного моменту інерції; їх представлено на рис. 4.3 та 4.4.

Шків звичайної
конструкції



Шків змінного
моменту інерції

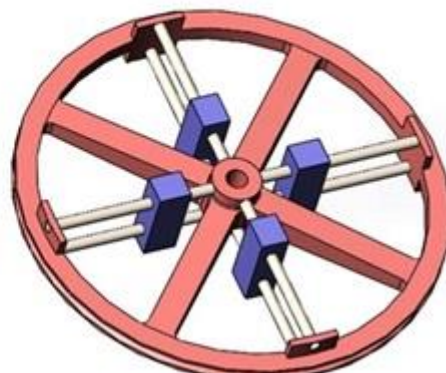
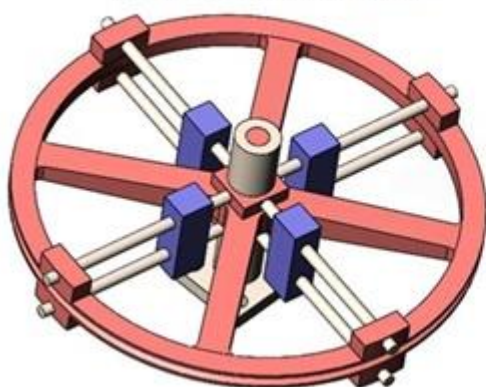


Рис. 4.3 - Конструкції шківів

Шків базової конструкції



Шків полегшений

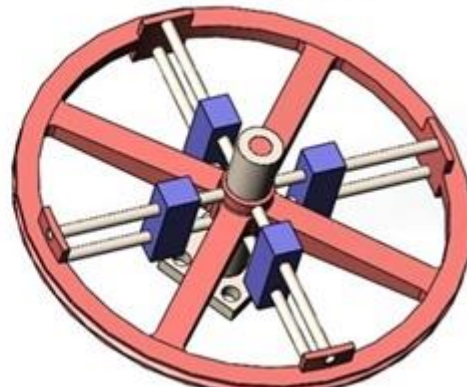


Рис. 4.4 - Варіанти конструктивного виконання шківів змінного моменту інерції

Слід відмітити, що шків полегшеної конструкції має масу, на 700 кг меншу, ніж маса шківа базової конструкції, що підвищує вплив маси вантажів на змінність моменту інерції шківа.

На рис. 4.5 зображено дерево побудови 3D-моделі шківа змінного моменту інерції. Літера «ф» у дужках біля деталі означає, що вона є нерухомою. Це необхідно прописати для опор шківа. Інші ж елементи є рухомими, тому біля них стоїть в скобках знак «мінус», тобто деталь може здійснювати лише такий рух, який дозволяє група спряжень.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.480000.422.КРПЗ

Арк.

43

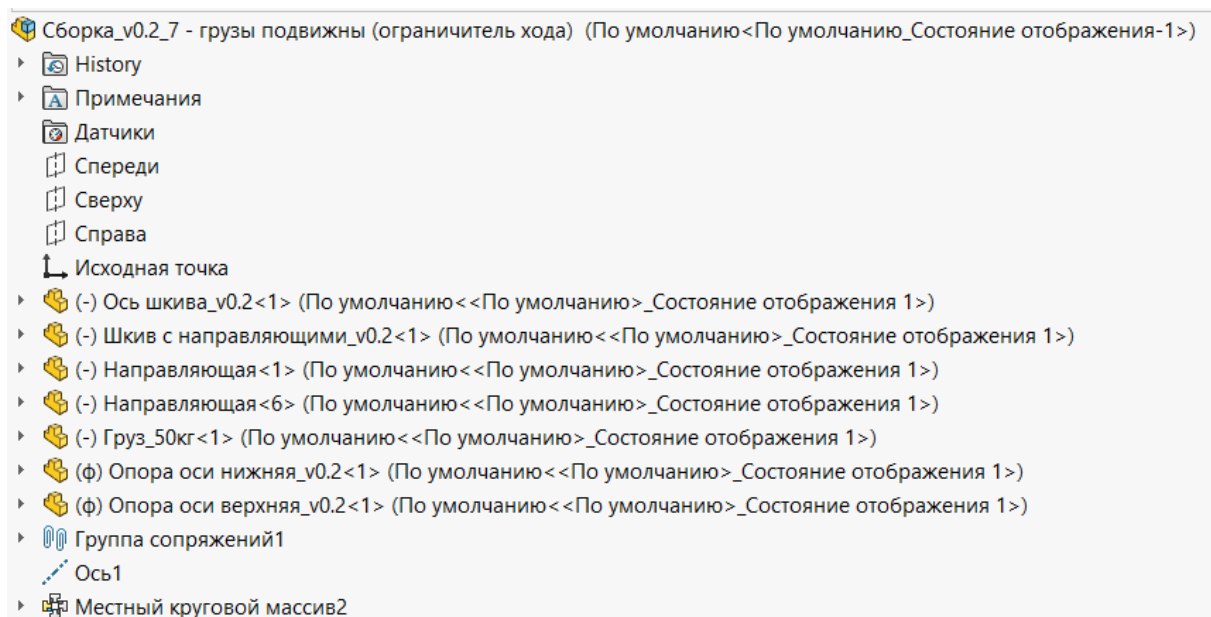


Рис. 4.5 - Дерево побудови 3D-моделі шківів змінного моменту інерції

На рис. 4.6 показано як геометричні елементи деталей (грані) розташовані в просторі залежно від інших елементів деталей. Від правильного застосування спряжень залежить кінематика шківів. Деякі спряження бляклі, бо вони «погашені». Це було необхідно, щоб виставити вантажі на одній відстані від осі шківів. Якщо ж це спряження не «погасити», то і вантажі не будуть рухатися.

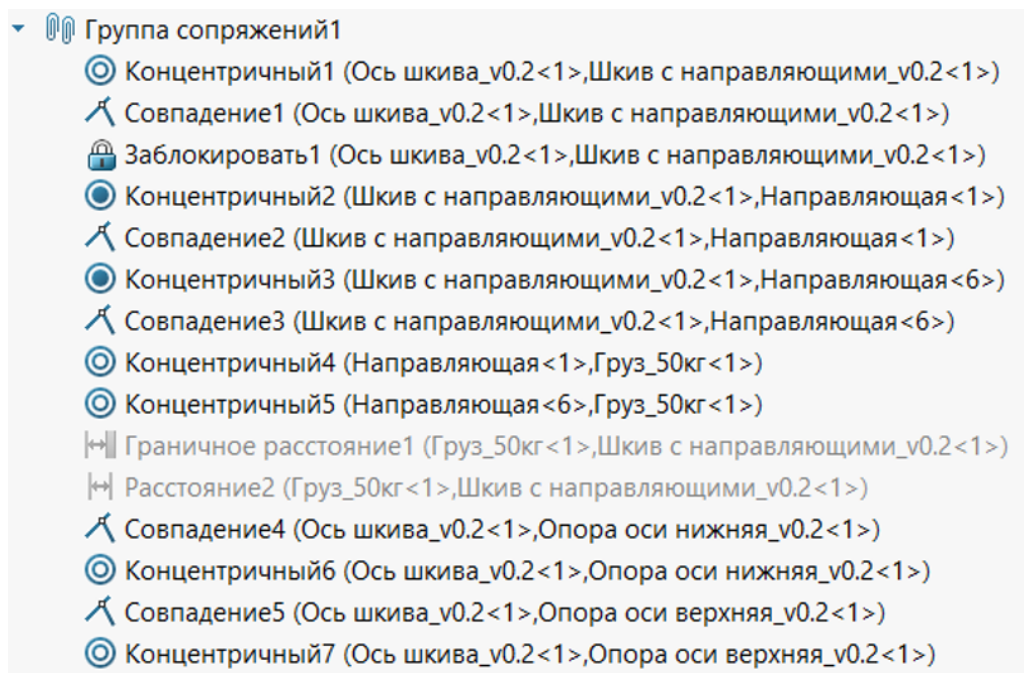


Рис. 4.6 - Дерево побудови. Група спряжень

Спряження «концентричність» дає змогу виставити циліндричні поверхні співвісно. Якщо спряження «концентричність» має зафарбоване коло всередині, то це означає, що деталі розташовані співвісно, але обертання однієї деталі відносно іншої заблоковане.

Спряження «співпадання» дає змогу нібито зафіксувати одну поверхню з іншою. І в момент руху вони не будуть роз'єднуватися.

Спряження «заблокувати», як зрозуміло з назви, блокує будь-яке переміщення деталі відносно інших, тобто є нерухомим.

Спряження «гранична відстань» та «відстань» дають змогу розташувати деталь на певній відстані від іншої поверхні.

Для того, щоб «не засмічувати» дерево побудови зайвими спряженнями та елементами було використано коловий масив (див. рис. 4.7). Це дозволило продублювати напрямні і вантажі, які вже були побудовані, разом із спряженнями. Тобто, щоб окремо не додавати деталі збірки та їх взаємне розташування, була задіяна дана функція програми SOLIDWORKS. Адже від кількості елементів збірки та їх спряжень залежить і тривалість розрахунку.

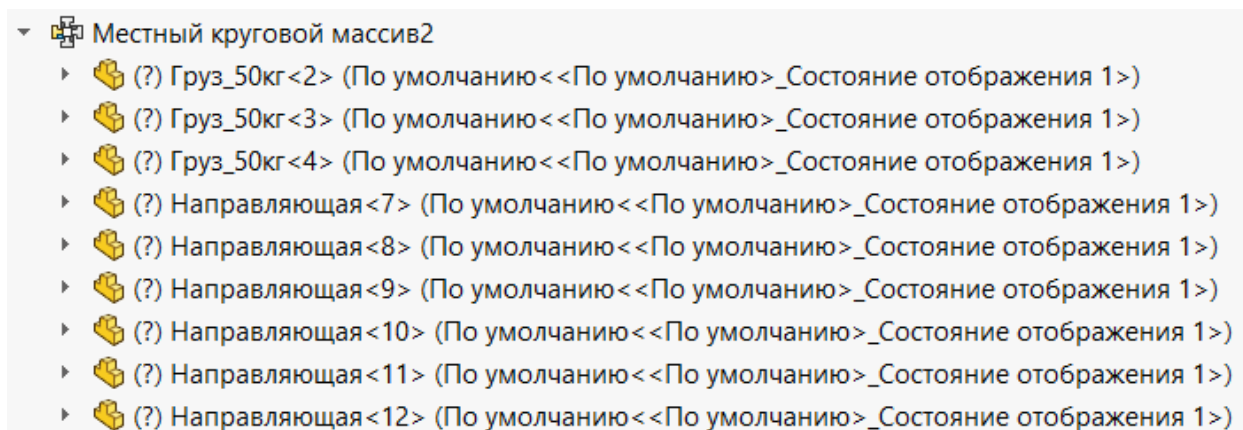


Рис. 4.7 - Дерево побудови. Коловий масив

Для 3D-моделей шківів в зборі було розроблено імітаційну модель у середовищі Solidworks Motion, яка дозволяє моделювати кінематику шківів впродовж періоду «розгін – рух з усталеною швидкістю – сповільнення».

4.3. Розробка 3D-моделі приводу

3D-модель приводу буде складатися з електродвигуна, втулочно-пальцевої муфти, редуктора, відкритої конічної зубчатої передачі, зубчатої муфти, шківів змінного моменту інерції разом з його валом, а також з підшипникових опор цього валу та рами.

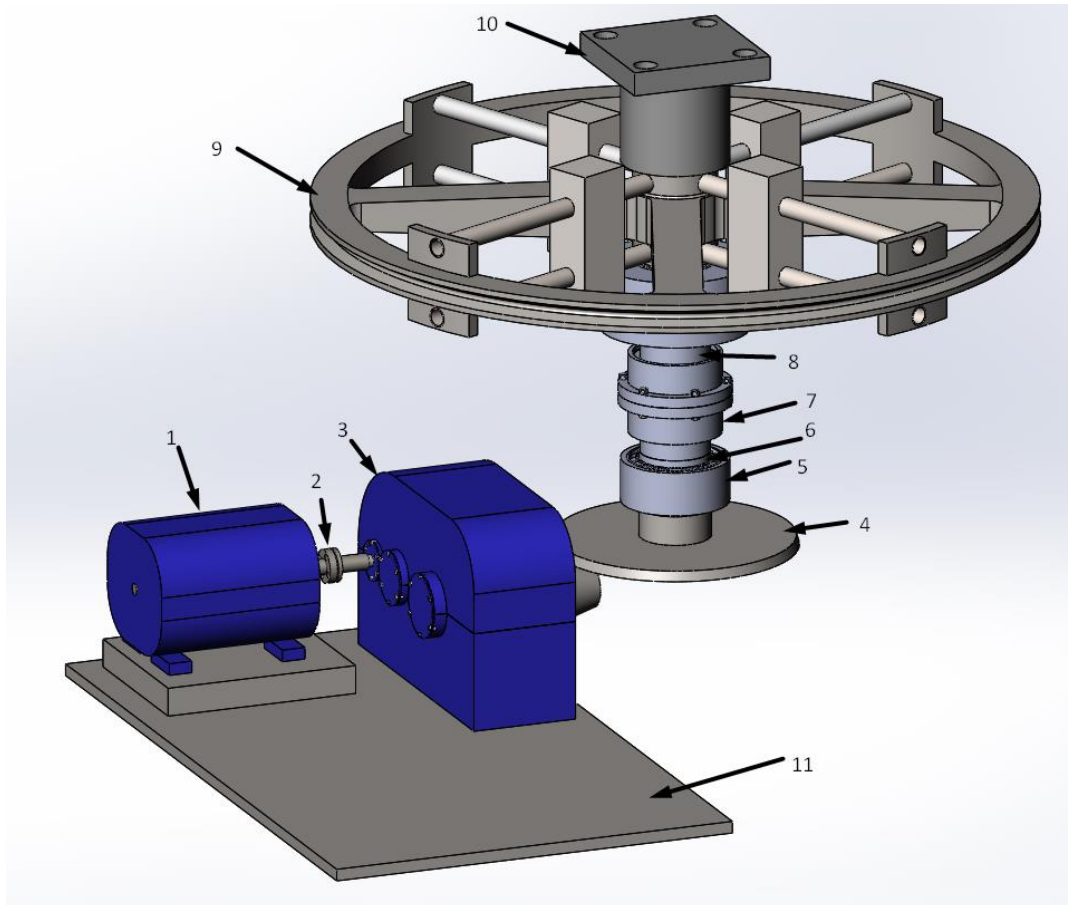


Рис. 4.8 – Загальний вид 3D-моделі приводу

На рис. 4.8 позначено позиціями :

- 1 – електродвигун;
- 2 – муфта пружна втулково-пальцева;
- 3 – редуктор;
- 4 – відкрита зубчата конічна передача;
- 5 – підшипниковий вузол відкритої зубчатої конічної передачі;
- 6 – вал зубчатого конічного колеса;
- 7 – зубчата муфта;

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.480000.422.КРПЗ

Арк.

46

- 8 – вал шків змінного моменту інерції;
- 9 – шків змінного моменту інерції;
- 10 – верхня опора шків змінного моменту інерції;
- 11 – рама

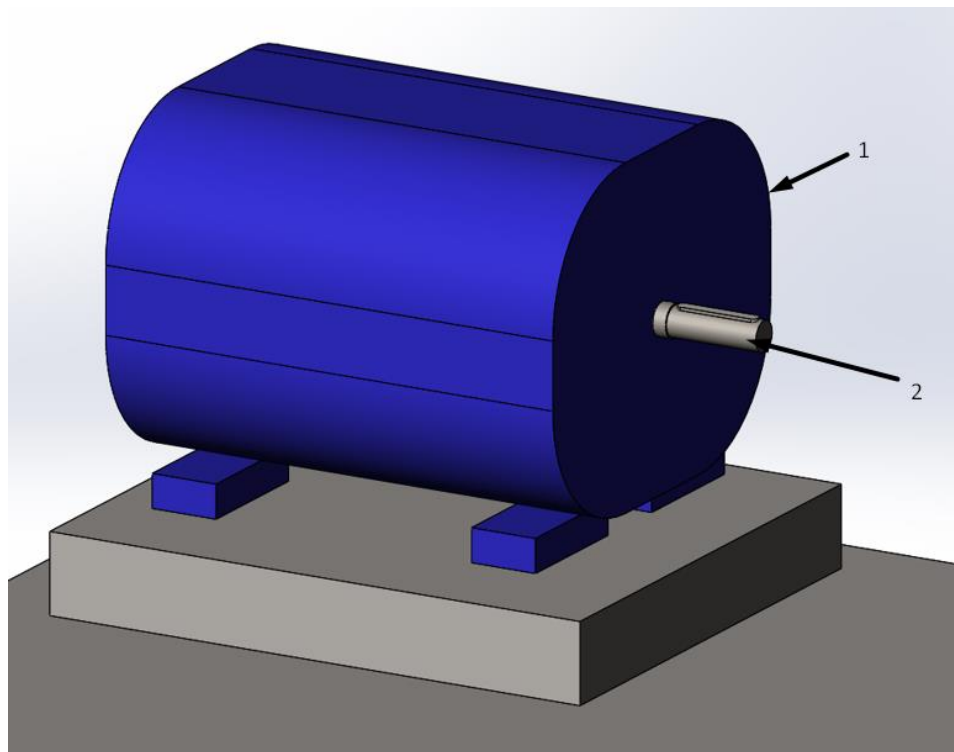


Рис. 4.9 – 3D-модель електродвигуна

3D-модель електродвигуна складається з :

- 1 – корпусу електродвигуна;
- 2 – валу електродвигуна зі шпонкою.

Дерево побудови корпусу електродвигуна та його валу показано на рис. 21.

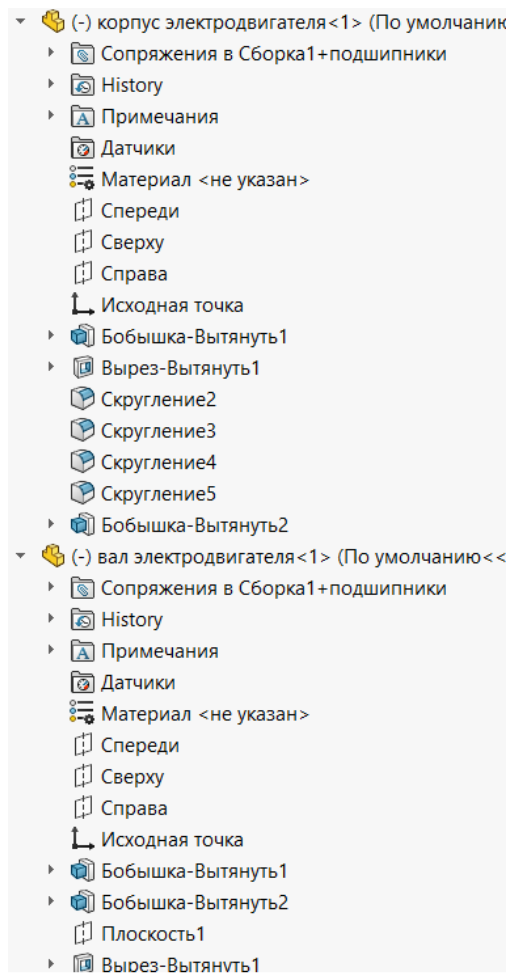


Рис. 4.10– Дерево побудови 3D-моделі корпусу електродвигуна та його валу

Як видно з рис. 4.10 3D-моделі були зроблені за допомогою команди «Витягнута бобышка основи». За допомогою команди «Скруглення» було скруглено кути 3D-моделі корпусу електродвигуна. Команда «Виріз – витягнути» дає можливість створити отвір в корпусі електродвигуна для встановлення його валу, а також шпонковий паз на валу електродвигуна.

					ДІПТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

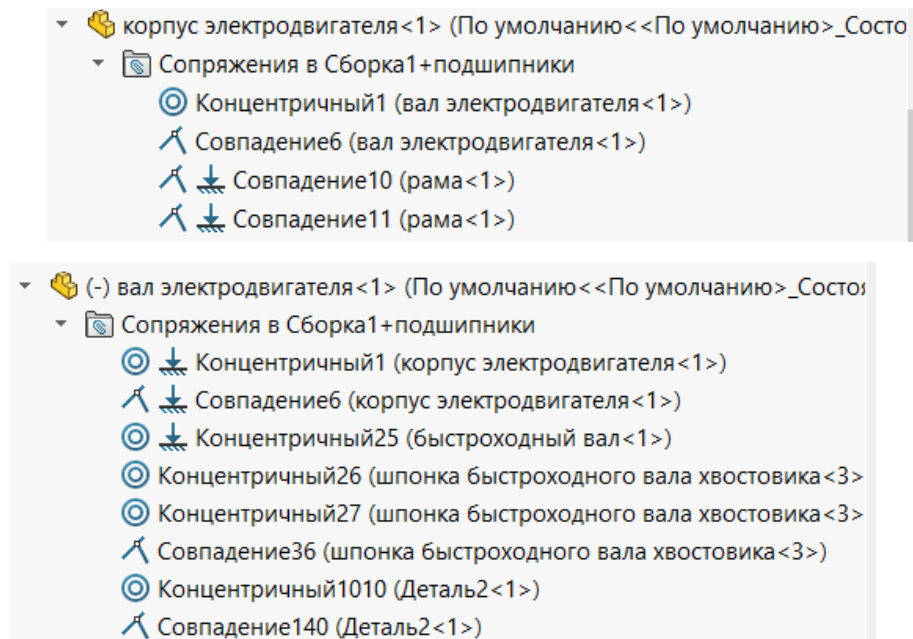


Рис. 4.11– Дерево побудови. Спряження в збірці електродвигуна та його валу

На рис. 4.11 показано як саме розташовуються корпус електродвигуна та його валу відносно рами. Спряження «Концентричність» дає змогу співвісно встановити циліндричні поверхні. Спряження «Співпадіння» дає можливість нібито зафіксувати одну поверхню з іншою. І в момент руху вони не будуть роз'єднуватися.

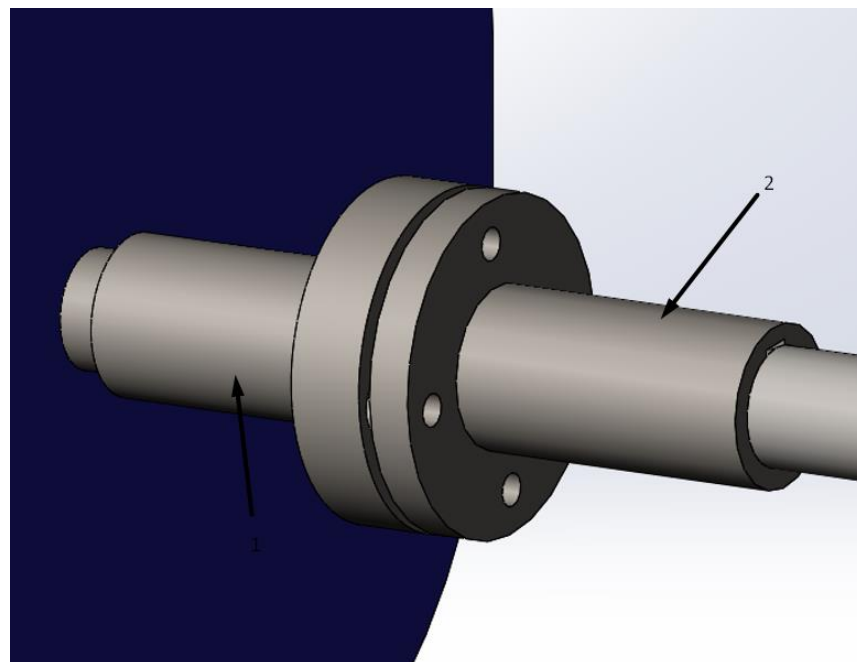


Рис. 4.12 – 3D-модель муфти пружної втулково-пальцевої

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3D-модель муфти пружної втулично-пальцевої складається з двох півмуфт. В реальності в них ще є «пальці», які з'єднують ці півмуфти. Для нашого дослідження в даній 3D-моделі ці «пальці» були замінені пружинами кручення з аналогічними параметрами.

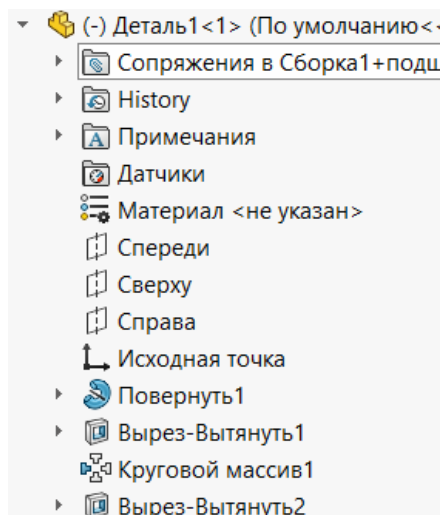


Рис. 413 – Дерево побудови півмуфти

Принцип побудови півмуфт аналогічний, тому приведено тільки дерево побудови однієї з півмуфт. Як видно з рис. 3D-модель півмуфти була отримана за допомогою команди «Повернути». Тобто ескіз було повернуто на 360° відносно осі півмуфти. За допомогою команди «Виріз – витягнути» було створено отвір для «пальців» муфти, а також шпонковий паз. Команда «Коловий масив» дав змогу створити необхідну кількість отворів для «пальців» на півмуфті. Тобто ця команда дозволяє скопіювати вже побудований елемент (в нашому випадку отвір) та відкидає необхідність будувати кожен елемент (отвір) окремо.

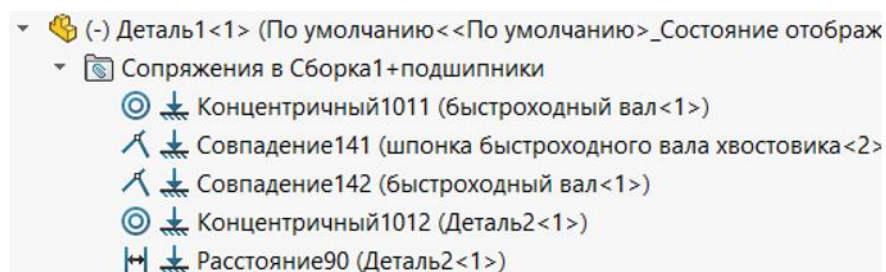


Рис. 4.14 – Дерево побудови. Спряженні в збірці півмуфти

Оскільки півмуфти симетричні деталі, то і спряження для них будуть аналогічні. Одна півмуфта буде спрягатися із хвостовиком валу електродвигуна, а інша з хвостовиком швидкохідного валу редуктора.

Деякі спряження вже були описані. Вони мають аналогічне призначення. Спряження «Відстань» дає змогу встановити одну деталь відносно іншої на певну відстань. Це було зроблено для забезпечення габаритів муфти, оскільки «пальці» муфти та їх кріплення ми замінили пружинами кручення.

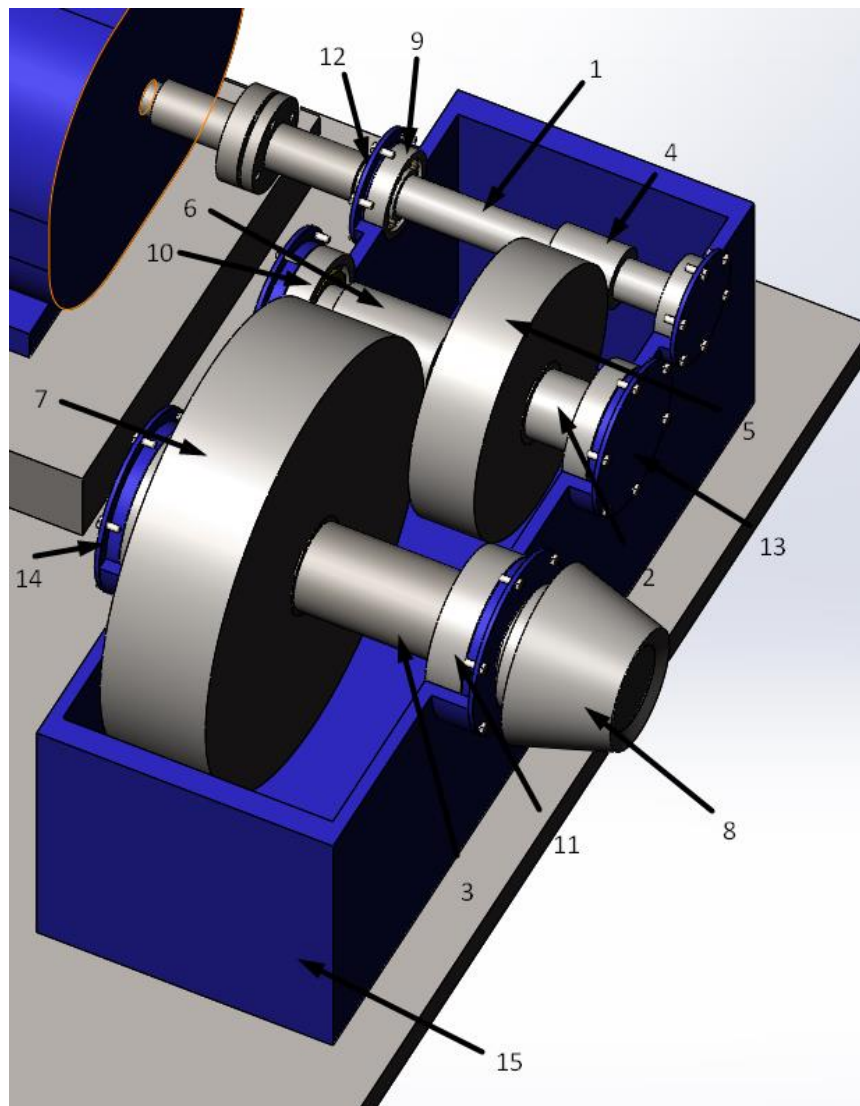


Рис. 4.15 – 3D-модель редуктора

На рис. 4.15 позиціями позначено :

- 1,2,3 – вали, відповідно швидкохідний, проміжний та тихохідний редуктора;
4, 5, 6, 7, 8 – зубчаті колеса, відповідно швидкохідного валу, проміжного валу

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.480000.422.КРПЗ

Арк.

51

та тихохідного валу;

9, 10, 11 – підшипники, відповідно швидкохідного, проміжного та тихохідного валу;

12, 13, 14 – підшипникові кришки відповідно швидкохідного, проміжного та тихохідного валу;

15 – основа редуктора.

Зразу хочу відмітити, що 3D-моделі зубчатих коліс були побудовані в дещо спрощеному вигляді, оскільки через геометрію зубів набагато ускладнювався розрахунок. 3D-моделі зубчатих коліс були побудовані по їх контактуючому діаметру, тобто по ділильному діаметру. Також не виконувалось скруглення, фаски, галтелі оскільки це все ускладнює розрахунок. В реальному приводі це все необхідно виконувати. Деякі зубчаті колеса 4,6 (швидкохідного та одне проміжного валу) мають відносно невеликий ділильний діаметр і через це їх неможливо встановити за допомогою шпоночного з'єднання, тому вони будуть виготовлені суцільно із валами.

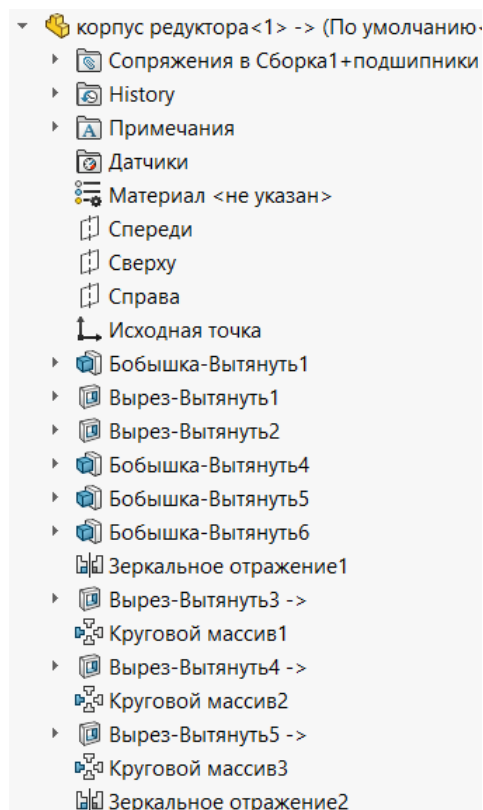


Рис. 4.16 – Дерево побудови основи редуктора

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основа редуктора була побудована командою «Витягнута бобишка», потім з неї було «вирізано» певний об'єм матеріалу, для забезпечення товщини стінки. За допомогою команди «Дзеркальне відображення» було віддзеркалено поверхні встановлення зовнішніх кілець підшипників та отвори для приєднання підшипникових кришок.

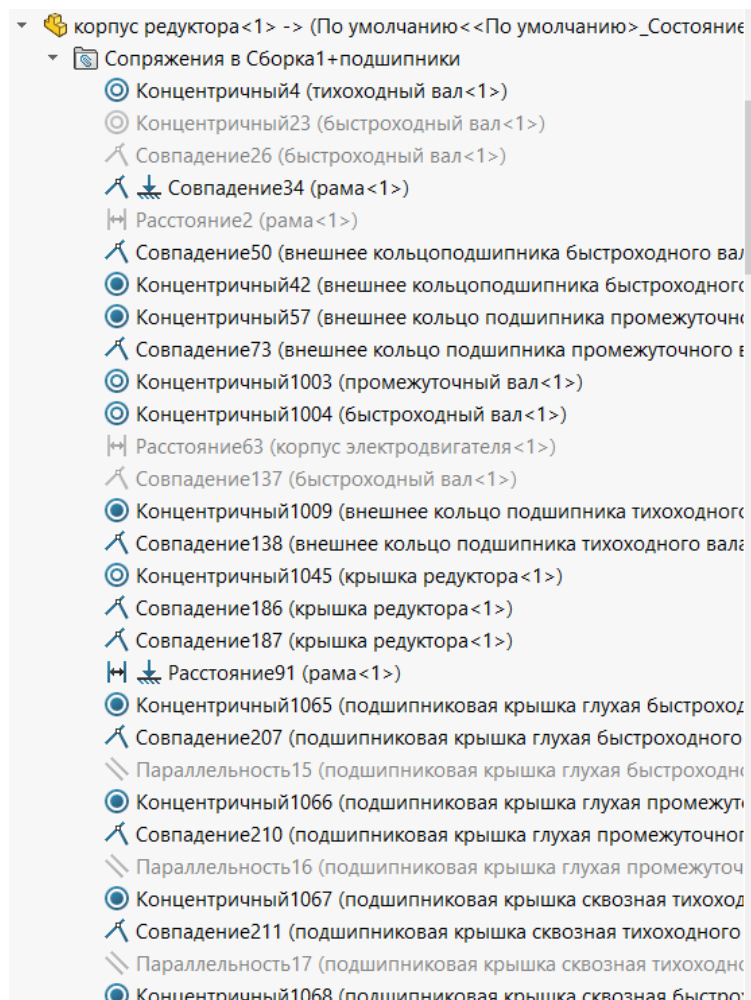


Рис. 4.17 – Дерево побудови основи редуктора. Спряження в збірці

Деякі спряження «Концентричність» мають замальоване коло всередині. Це дозволяє заблокувати обертання двох циліндричних поверхонь (в нашому випадку це зовнішні кільця підшипників та місць їх встановлення в основі редуктора). Спряження «Паралельність» дозволяє встановити дві поверхні паралельно одна відносно іншої. Це спряження та деякі інші мають тьмяний відтінок, бо вони «погашені». Це було необхідно для проміжного встановлення основи редуктора відносно рами і надалі вони непотрібні, тому були «погашені».

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

3D-моделі валів редуктора були побудовані аналогічно валу електродвигуна, тобто за допомогою команди «Витягнутої бобишки основи».

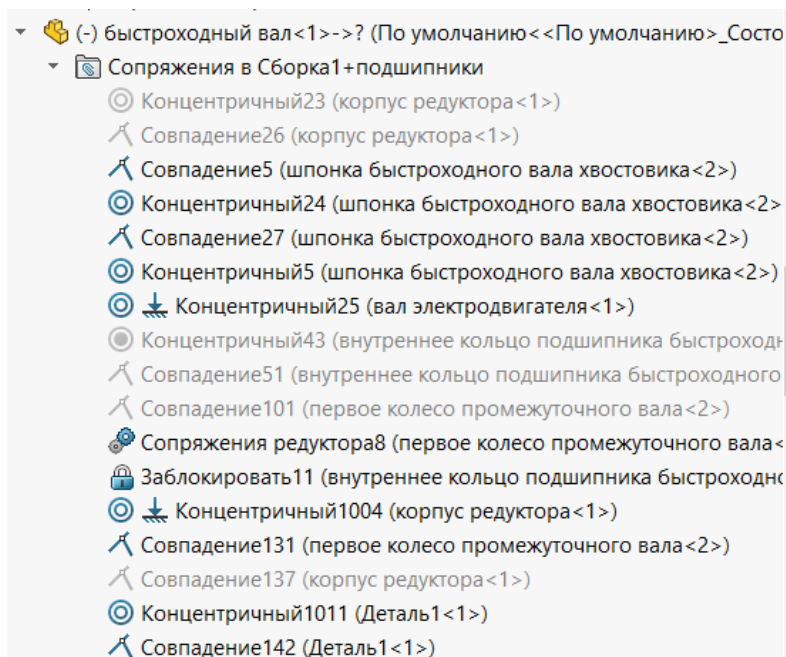


Рис. 418 – Дерево побудови швидкохідного валу редуктора. Спряження в збірці

На рис. 4.18 спряження «Спряження редуктора» дозволяє вибрати поверхні, які будуть обертатися з різними частотами обертання. Тобто це спряження імітує реальний принцип роботи редуктора. Спряження «Заблокувати» дозволяє прив'язати один компонент до іншого. Встановивши одну деталь відносно іншої звичайними спряженнями, а потім заблокувати їх, дозволить зменшити кількість спряжень (тобто попередні спряження будуть перевизначати збірку), а отже і прискорити розрахунок.

Спряження проміжного та тихохідного валів редуктора аналогічні швидкохідному валу.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

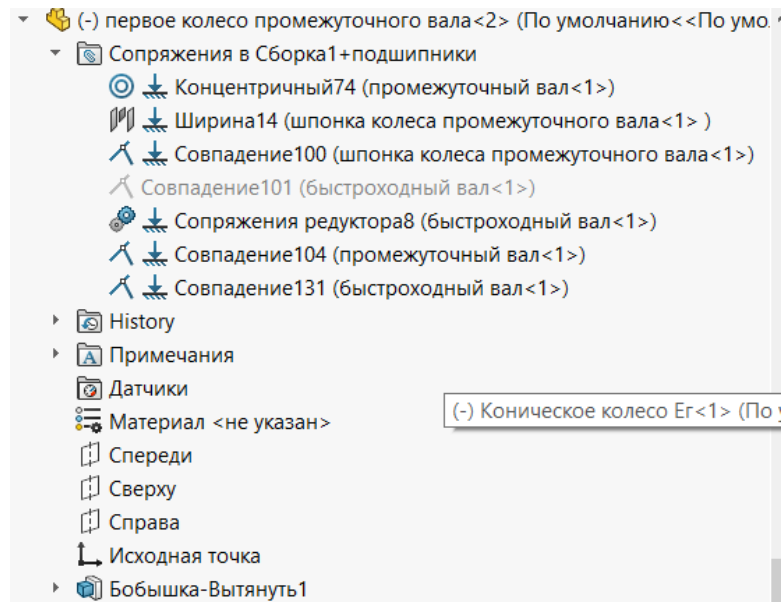


Рис. 4.19 – Дерево побудови зубчатого циліндричного колеса. Спряження в збірці

Як видно з рис. 4.19 3D-модель колеса складається з однієї команди «Витягнутої бобишки основи». Спряження «Ширина» дозволяє встановити шпонковий паз на колесі по ширині відносно шпонки.

Для інших зубчатих циліндричних коліс побудова 3D-моделі та спряження аналогічні.

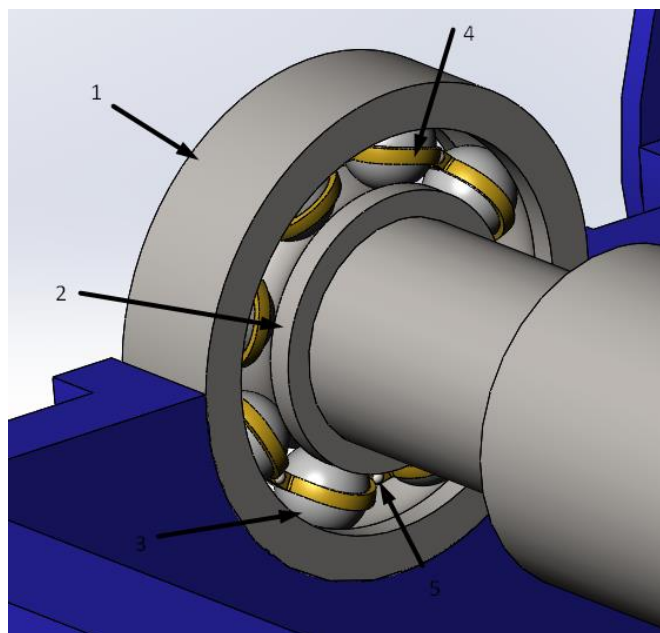


Рис. 4.20 – 3D-модель шарикового радіального підшипника швидкохідного валу

На рис. 4.20 позиціями позначено :

- 1 – зовнішнє кільце підшипника;
- 2 – внутрішнє кільце підшипника;
- 3 – шарик підшипника;
- 4 - сепаратор підшипника;
- 5 – заклепка

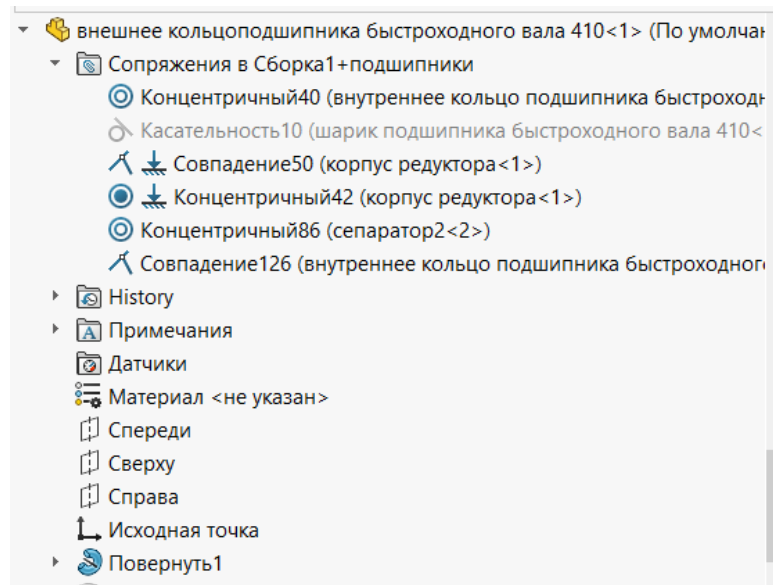


Рис. 4.21 – Дерево побудови зовнішнього кільця шарикового підшипника швидкохідного валу редуктора. Спряження в збірці

Як видно з рис. 4.21 зовнішнє кільце побудовано за допомогою однієї команди «Повернути». Спряження «Дотичність» розташовує циліндричні (сферичні) поверхні таким чином, щоб вони торкалися одне одного.

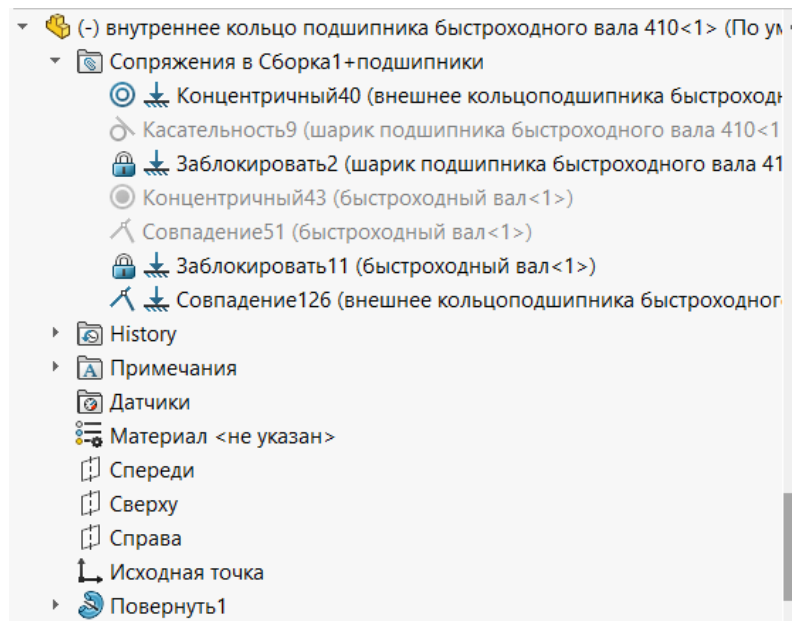


Рис. 4.28 – Дерево побудови внутрішнього кільця шарикового підшипника швидкохідного валу редуктора. Спряження в збірці

Внутрішнє кільце також побудоване однією командою «Повернути». Спряження «Заблокувати» необхідне, щоб прив'язати внутрішнє кільце з валом та внутрішнє кільце з шариком підшипника. Тому при приведені в рух швидкохідного валу, разом з ним буде обертатися внутрішнє кільце та шарики, а зовнішнє кільце буде нерухомим.

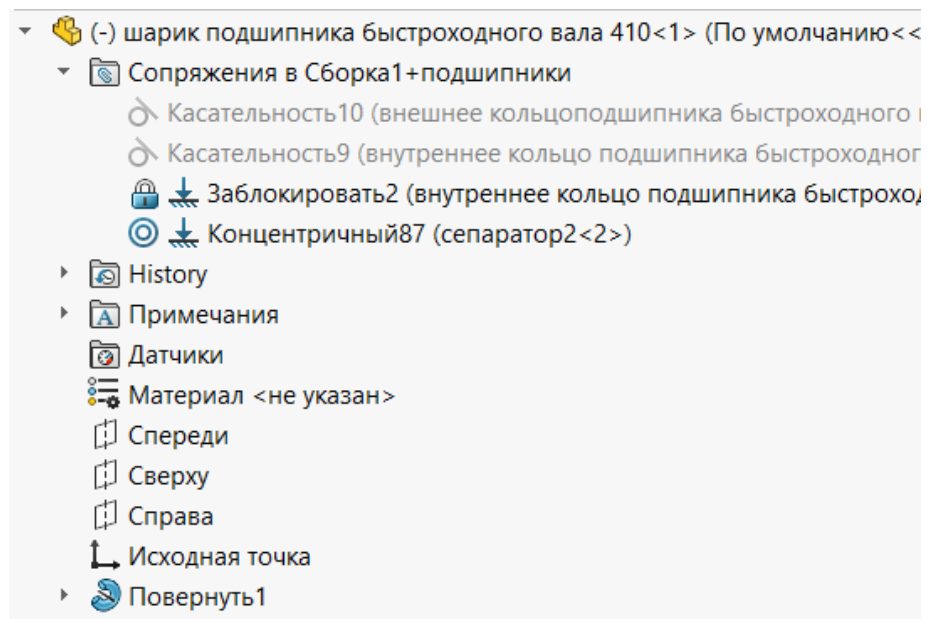


Рис. 4.29 – Дерево побудови шарика підшипника швидкохідного валу редуктора. Спряження в збірці

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Шарик підшипника побудовано за допомогою команди «Повернути». Спряження дають змогу встановити та зафіксувати шарик між обіймами підшипника та сепаратора.

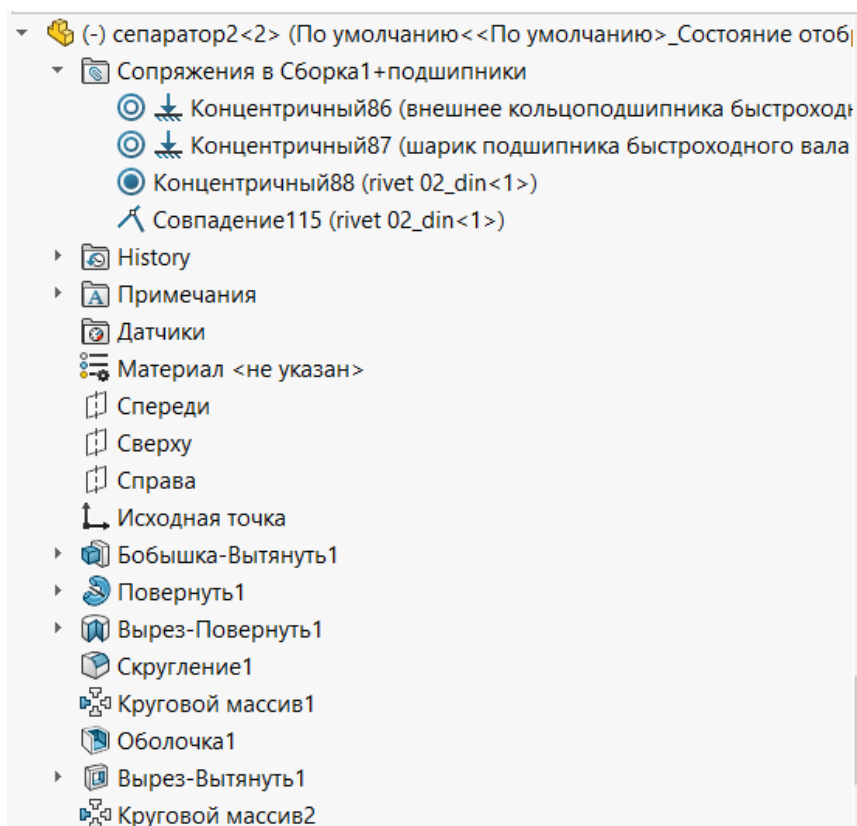


Рис. 4.30 – Дерево побудови сепаратора шарикового підшипника. Спряження в збірці

Сепаратор має більш складну побудову. За допомогою команди «Оболонка» можна створити із суцільного тіла оболонку певної товщини.

Оскільки заклепка є стандартним виробом, то вона є в бібліотеці SolidWorks і її побудова не виконувалась. Шарикові радіальні підшипники валу зубчатого конічного колеса та валу шківів змінного моменту інерції мають аналогічну побудову та спряження.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

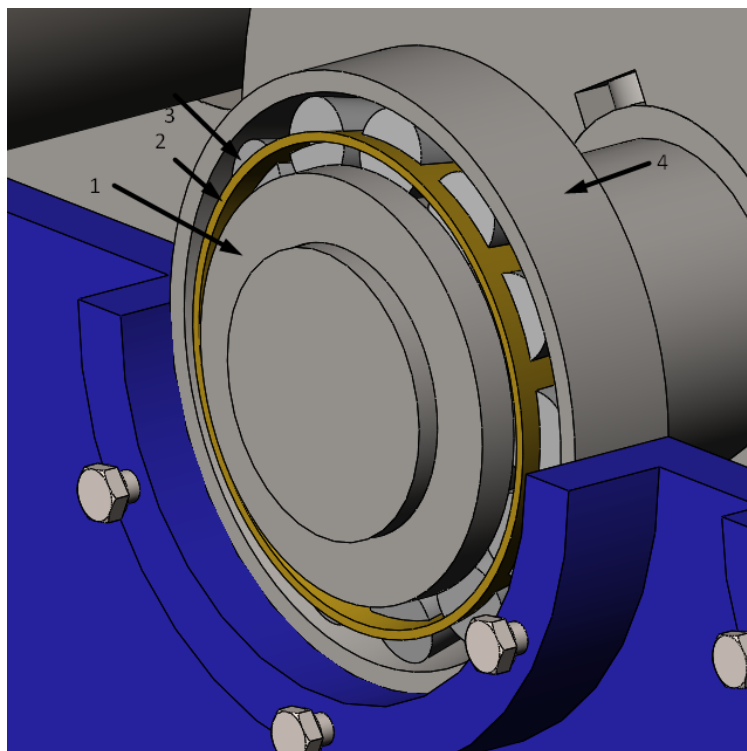


Рис. 4.31 – 3D-модель роликового конічного підшипника проміжного валу редуктора

На рис. 4.31 показано позиціями :

- 1- внутрішнє кільце підшипника;
- 2- сепаратор;
- 3- ролик;
- 4- зовнішнє кільце підшипника

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.480000.422.КРПЗ

Арк.

59

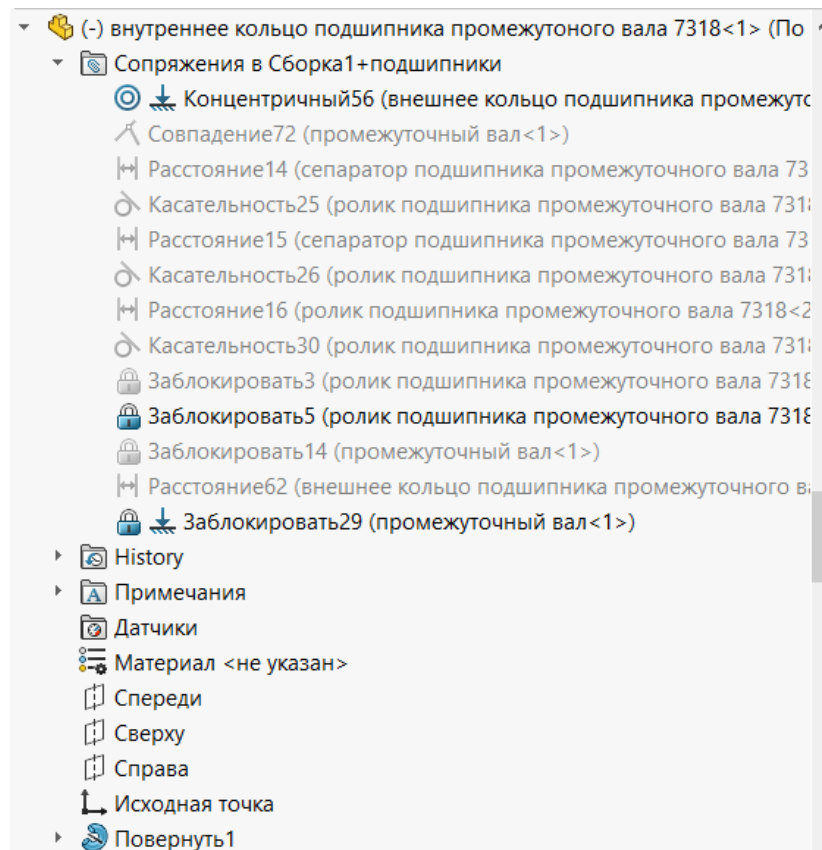


Рис. 4.32 – Дерево побудови внутрішнього кільця роликів кінцевого підшипника проміжного валу редуктора. Спряження в збірці

Внутрішнє кільце побудоване також за допомогою однієї команди «Повернути». Багато спряжень «погашені» оскільки необхідно було встановити сепаратор із роликами відносно внутрішнього кільця, а після цього було заблоковано внутрішнє кільце з валом та роликами.

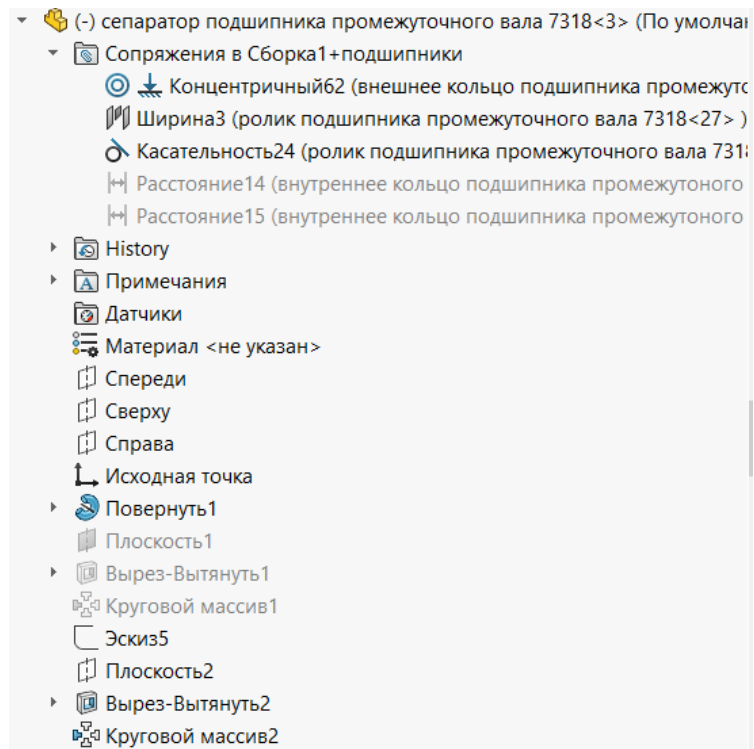


Рис. 4.33 – Дерево побудови сепаратора роликового конічного підшипника проміжного валу редуктора. Спряження в збірці

Сепаратор побудований за допомогою «Повернути» та зроблені отвори для роликів. Спряження дають змогу рівномірно встановити ролик в сепараторі.

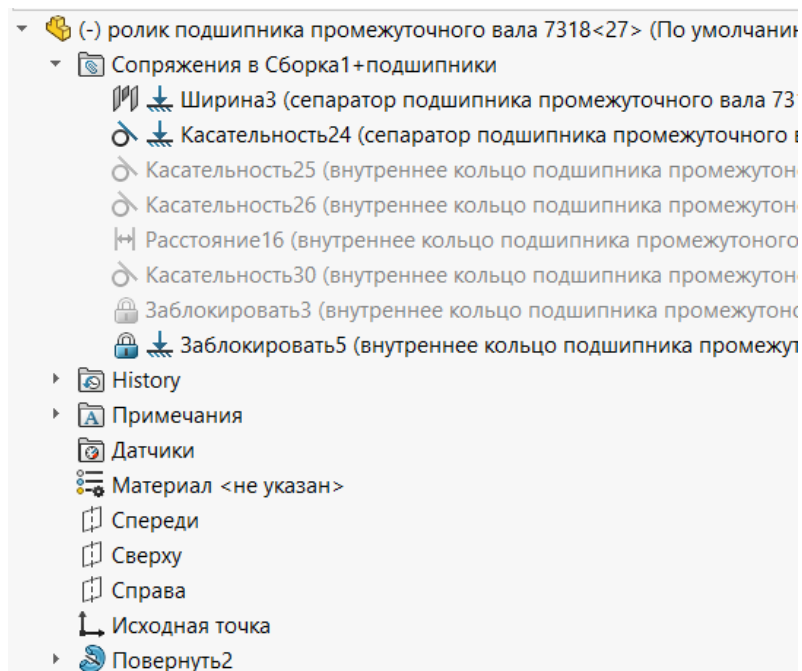


Рис. 4.34 – Дерево побудови ролика роликового конічного підшипника. Спряження в збірці

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ролик побудовано за допомогою команди «Повернути». Оскільки ролик контактує з сепаратором та внутрішнім кільцем, то спряження аналогічні.

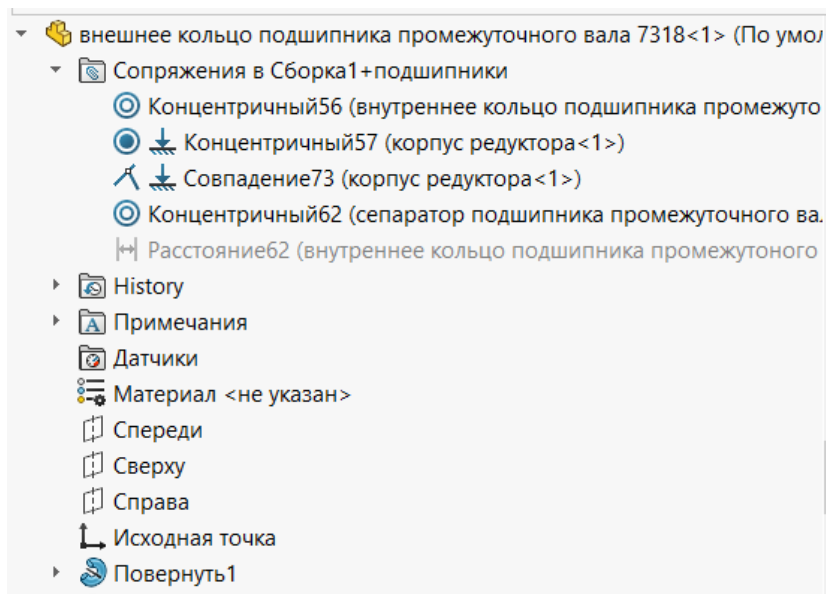


Рис. 4.35 – Дерево побудови зовнішнього кільця роликового кінцевого підшипника. Спряження в збірці

Зовнішнє кільце побудоване за допомогою команди «Повернути». Спряження фіксують кільце в місці встановлення.

Роликові кінчні підшипники тихохідного валу мають аналогічну побудову та спряження як для підшипника проміжного валу.

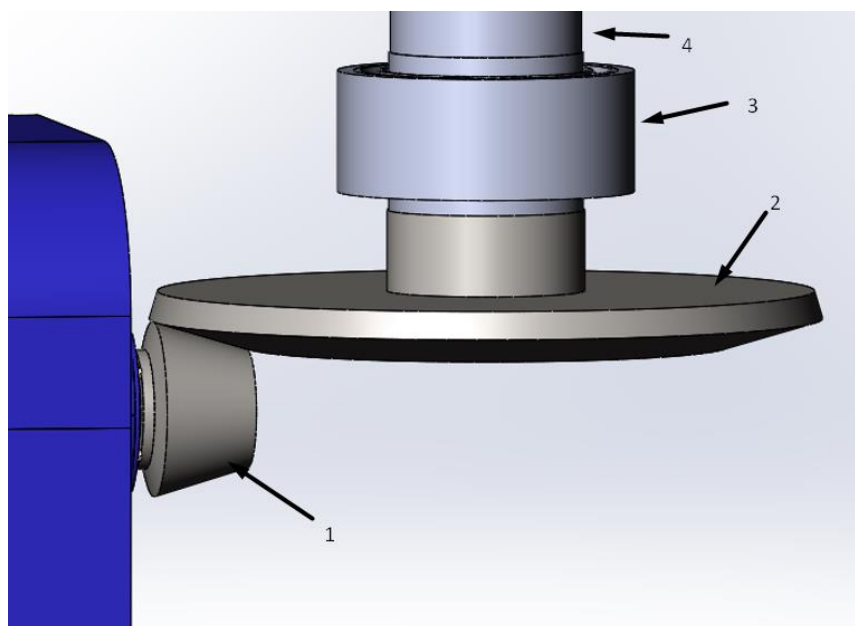


Рис. 4.36 – 3D-модель відкритої зубчатої конічної передачі

На рис. 4.36 позиціями показано :

- 1- зубчата конічна шестерня;
- 2- зубчате конічне колесо;
- 3- підшипниковий вузол;
- 4- вал зубчатого конічного колеса

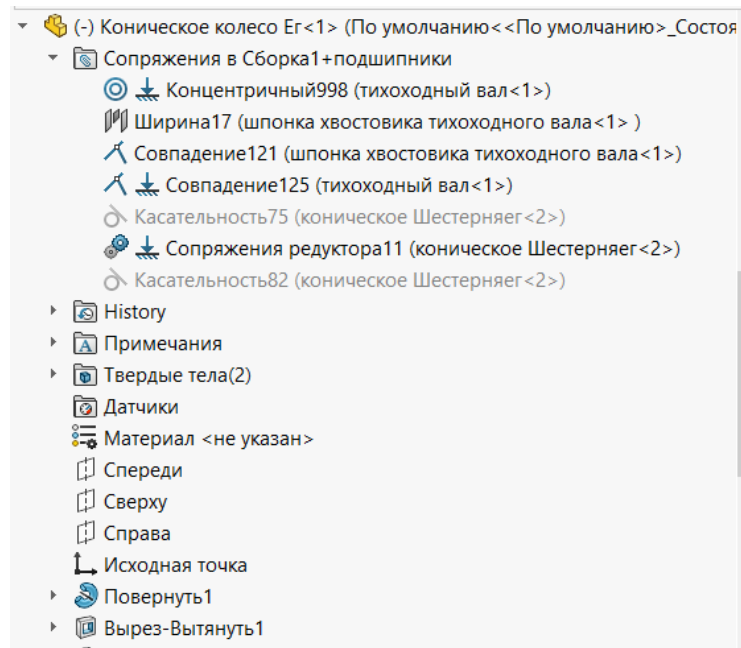


Рис. 4.37 – Дерево побудови зубчатої конічної шестерні. Спряження в збірці

Зубчата конічна шестерня встановлена на хвостовик тихохідного валу редуктора за допомогою шпонкового з'єднання. Побудовано командою «Повернути» з утворенням шпонкового пазу.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

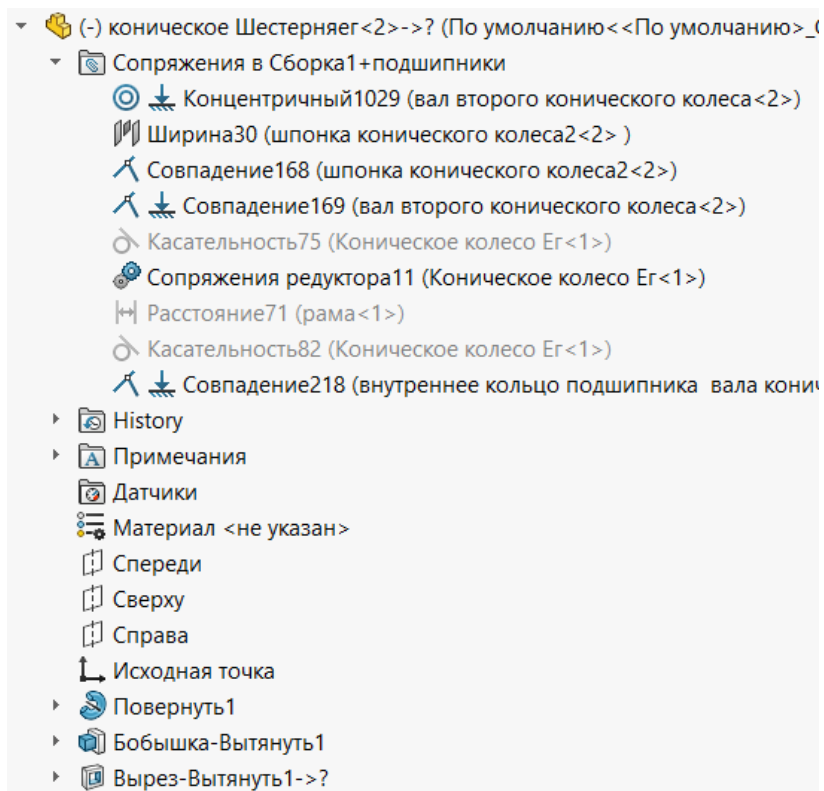


Рис. 4.38 – Дерево побудови зубчатого конічного колеса. Спряження в збірці

Зубчате конічне колесо побудоване за аналогією до зубчатої конічної шестерні. Спряження ті ж самі, але вже для валу зубчатого конічного колеса.

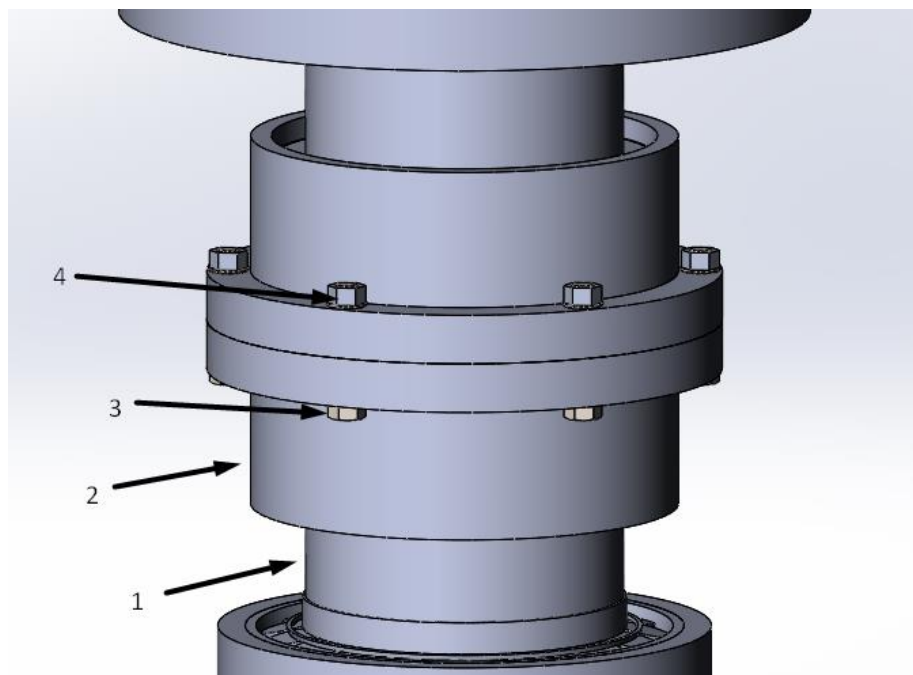


Рис. 4.39 – 3D-модель зубчатої муфти

На рис. 4.39 позиціями показано :

- 1- втулка;
- 2- півмуфта;
- 3- болт;
- 4- гайка

В 3D-моделі зубчатої муфти вже присутнє болтове з'єднання, оскільки муфта має жорстке зчеплення.

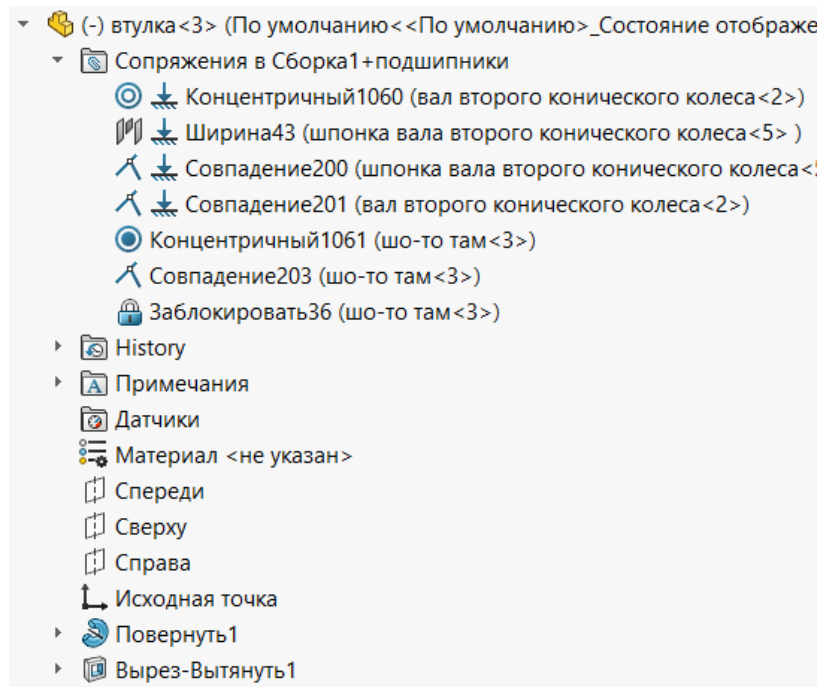


Рис. 4.40 – Дерево побудови втулки зубчатої муфти. Спряження в збірці

Втулка зубчатої муфти побудована командою «Повернути» та командою «Виріз – витягнути» побудовано шпонковий паз. Спряження дають змогу встановити втулку таким чином, щоб обертання від валу передавалось на втулку і далі на зубчату муфту.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

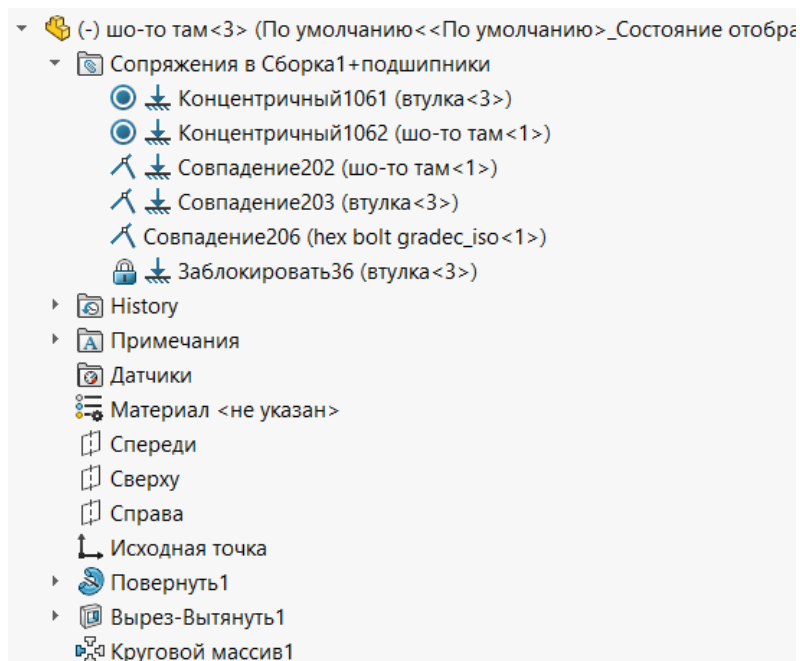


Рис. 4.41 – Дерево побудови обойми зубчатої муфти. Спряження в збірці

Обойма зубатої муфти побудована за допомогою команди «Повернути». Також побудовано отвори на обоймі під болтове з'єднання.

Болт та гайка є в бібліотеці стандартних деталей SolidWorks, тому їх взято звідти.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

Розрахунки показали, що для надання руху вагонам канатної дороги з продуктивністю 900 т/рік необхідно використовувати привід потужністю 40 кВт. Для забезпечення руху вагонів зі швидкістю 2 м/с було прийнято двигун з частотою обертання валу 1035 об/хв, редуктор з фактичним передаточним числом 23,34 та конічну передачу з фактичним передаточним числом 3,43.

Отримані розрахункові дані дали можливість побудувати 3D-модель приводу вантажної підвісної канатної дороги, що дозволяє провести подальше імітаційне моделювання кінематики приводу зі шківом змінного моменту інерції. Розраховано зусилля, які виникають в характерних точках вантажної підвісної канатної дороги. Було визначено основні тягові та кінематичні характеристики приводу вантажної підвісної канатної дороги. Також було визначено основні параметри відкритої зубчатої конічної передачі. Розраховано підшипники валу зубчатого конічного колеса та валу шківа змінного моменту інерції. Також було вибрано муфти, які встановлюються між валами електродвигуна та швидкохідним валом редуктора, та валом зубчатого конічного колеса та валом шківа змінного моменту інерції.

					ДІПТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. Москва – Ленинград: Машиностроение, 1966. 484 с.
2. Ракша С. В., Горячев Ю. К., Куроп'ятник О. С. Застосування частотних діаграм для вивчення динаміки приводів підвісних канатних доріг. Підъемно-транспортная техника. 2014. № 3 (43). С. 38–53
3. Методичні вказівки до виконання курсового проекту «Двоканатна підвісна вантажна дорога з кільцевим рухом» - Дніпро : ДІТ, 1984. – 36 с.
4. [Редукторы РМ-650 – характеристики, чертежи и цены одноступенчатых цилиндрических редукторов \(slemz.com.ua\)](http://slemz.com.ua).
5. Деталі машин [Текст]: методичні вказівки до практичних занять з теми «Розрахунок механічних передач» та курсового проектування / уклад: Г. Ф. Смирнов, О. С. Куроп'ятник; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ : Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2011. – 44 с.
6. Дунаев П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование : учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва : Машиностроение , 2004. – 560 с.
7. Шейблит А.Е. курсовое проектирование деталей машин : Учеб. Пособие. Изд-е 2-е, перераб. И дополн. – Калининград: Янтар. Сказ, 2002. – 454 с.: ил., - Б. ц.
8. [Образовательный портал ТГУ \(tltsu.ru\)](http://tltsu.ru).
9. Привод машины : пат. 2016292 Россия : F16H 25/00. № 4933587/28 ; заявл. 06.03.1991 ; опубл. 15.07.1994.
10. Способ увеличения гироскопического момента и устройство для его осуществления : пат. 2009106963 Россия : F16H 33/00. № 2009106963/11 ; заявл. 27.02.2009 ; опубл. 10.09.2010. Бюл. № 25. 2 с.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Способ преобразования направления и величины угловой скорости вращения и реверсивная электромеханическая передача : пат. 2451321 Россия : F16H33/04. № 2009115402/07 ; заявл. 27.04.2009 ; опубл. 20.05.2012. Бюл. № 14. 6 с.

12. Маховик переменного момента инерции : пат. 2435084 Россия : F16F 15/31. № 2010125545/11 ; заявл. 21.06.2010 ; опубл. 27.11.2011. Бюл. № 33. 6 с.

13. Маховик : пат. 59946 Україна : F16F 15/30. № u201012559 ; заявл. 25.10.2010 ; опубл. 10.06.2021. Бюл. № 11. 2 с.

14. Маховик : пат. 42107 Україна : F16F 15/30. № u200900044 ; заявл. 05.01.2009 ; опубл. 25.06.2009. Бюл. № 12. 3 с.

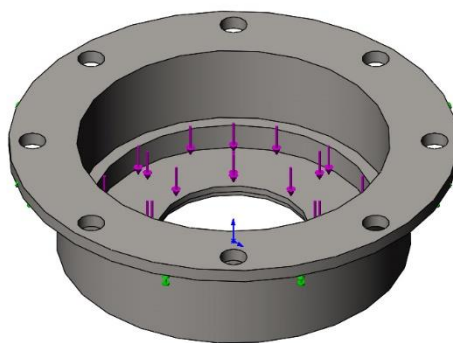
15. Привід зі шківом змінного моменту інерції : пат. 100668 Україна : F16F 15/31. № u201412899; заявл. 02.12.2014 ; опубл. 10.08.2015. Бюл. № 15. 5 с.

16. Алямовский А. А. Solidworks Simulation. Как решать практические задачи. СПб: БХВ-Петербург, 2012. – 448 с.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТОК А

Информация о модели



Имя модели: нижня часть корпуса подшипников вала шкива2

Активная конфигурация: По умолчанию

Твердые тела

Имя и ссылки документа	Рассматривается как	Объемные свойства	Путь документа/Дата изменения
Круговой массив2 	Твердое тело	Масса:111.57 kg Объем:0.0143039 m³ Плотность:7800 kg/m³ Масса:1093.39 N	C:\Users\nikit\Desktop\по дшипниковий узел 2\нижня часть корпуса подшипников вала шкива2.SLDPRT Jun 10 13:08:51 2022

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Свойства исследования

Имя исследования	Статический 1
Тип анализа	Статический
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Тепловой эффект:	Вкл
Термический параметр	Включить тепловые нагрузки
Температура при нулевом напряжении	298 Kelvin
Включить эффекты давления жидкости из SOLIDWORKS Flow Simulation	Выкл
Тип решающей программы	FFEPlus
Влияние нагрузок на собственные частоты:	Выкл
Мягкая пружина:	Выкл
Инерционная разгрузка:	Выкл
Несовместимые параметры связи	Авто
Большие перемещения	Выкл
Вычислить силы свободных тел	Вкл
Трение	Выкл
Использовать адаптивный метод:	Выкл
Папка результатов	Документ SOLIDWORKS (C:\Users\nikit\Desktop\подшипниковий узел 2)

Единицы

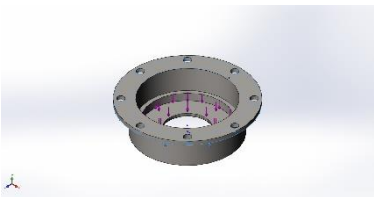
Система единиц измерения:	СИ (MKS)
Длина/Перемещение	mm
Температура	Kelvin
Угловая скорость	Рад/сек
Давление/Напряжение	N/m ²

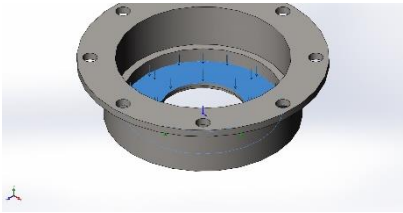
					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Свойства материала

Ссылка на модель	Свойства	Компоненты
	Имя: СЧ 150	Твердое тело 1(Круговой массив2)(нижняя часть корпуса подшипников вала шкива2)
	Тип модели: Линейный Упругий Изотропный	
	Критерий прочности по умолчанию: Максимальное напряжение von Mises	
	Предел текучести: 2.20594e+008 N/m^2	
	Предел прочности при растяжении: 3.99826e+008 N/m^2	
	Модуль упругости: 2.1e+011 N/m^2	
	Коэффициент Пуассона: 0.28	
	Массовая плотность: 7800 kg/m^3	
	Модуль сдвига: 7.9e+010 N/m^2	
	Коэффициент теплового расширения: 1.3e-005 /Kelvin	
Данные кривой:N/A		

Нагрузки и крепления

Имя крепления	Изображение крепления	Данные крепления		
Зафиксированный-1		Объекты: 1 грани Тип: Зафиксированная геометрия		
Результирующие силы				
Компоненты	X	Y	Z	Результирующая
Сила реакции(N)	0.937446	44144.8	-0.0448963	44144.8
Реактивный момент(N.m)	0	0	0	0

Имя нагрузки	Загрузить изображение	Загрузить данные
Сила-1		Объекты: 1 грани Тип: Приложить нормальную силу Значение: 44145 N

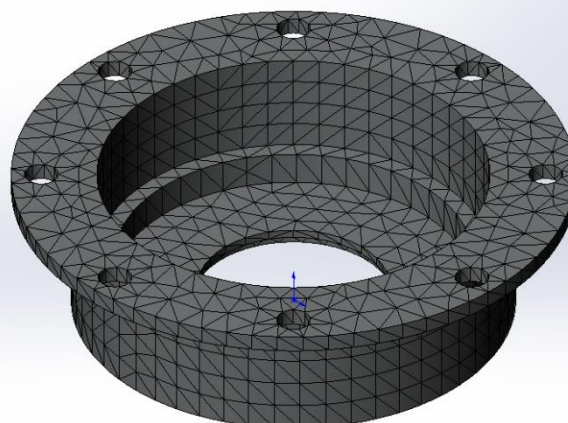
Информация о сетке

Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение:	Стандартная сетка
Автоматическое уплотнение сетки:	Выкл
Включить автоциклы сетки:	Выкл
Точки Якобиана	4 Точки
Размер элемента	30.2712 mm
Допуск	1.51356 mm
Эпюра качества сетки	Высокая

Информация о сетке - Детализация

Всего узлов	11171
Всего элементов	5718
Максимальное соотношение сторон	22.606
% элементов с соотношением сторон < 3	86
% элементов с соотношением сторон > 10	0.07
% искаженных элементов (Якобиан)	0
Время для завершения сетки (hh:mm:ss):	00:00:03
Имя компьютера:	

Имя модели: шкив_часть корпуса подшипников вала шкива2
 Название исследования: Статический 1 (По умолчанию)
 Тип сетки: Сетка на твердом теле



Результирующие силы

Силы реакции

Выбранный набор	Единицы	Сумма X	Сумма Y	Сумма Z	Результирующая
всей модели	N	0.937446	44144.8	-0.0448963	44144.8

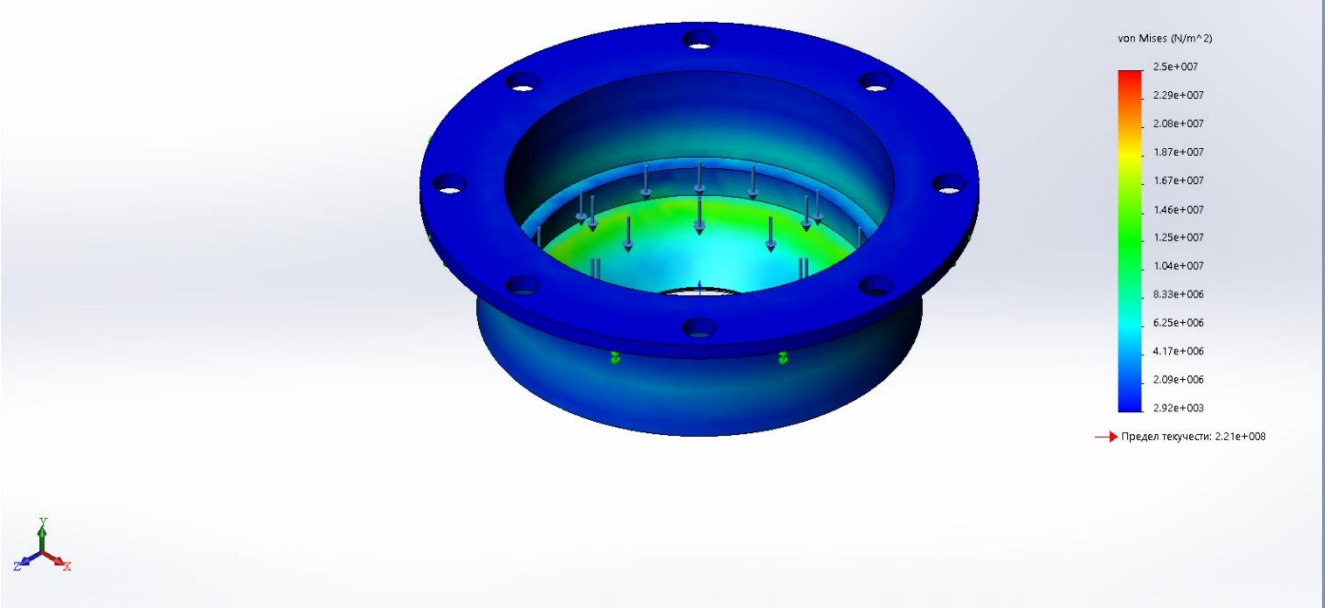
Моменты реакции

Выбранный набор	Единицы	Сумма X	Сумма Y	Сумма Z	Результирующая
всей модели	N.m	0	0	0	0

Результаты исследования

Имя	Тип	Мин	Макс
Напряжение1	VON: Напряжение Von Mises	2.52e+003 N/m^2 Узел: 10072	2.5e+007 N/m^2 Узел: 10999

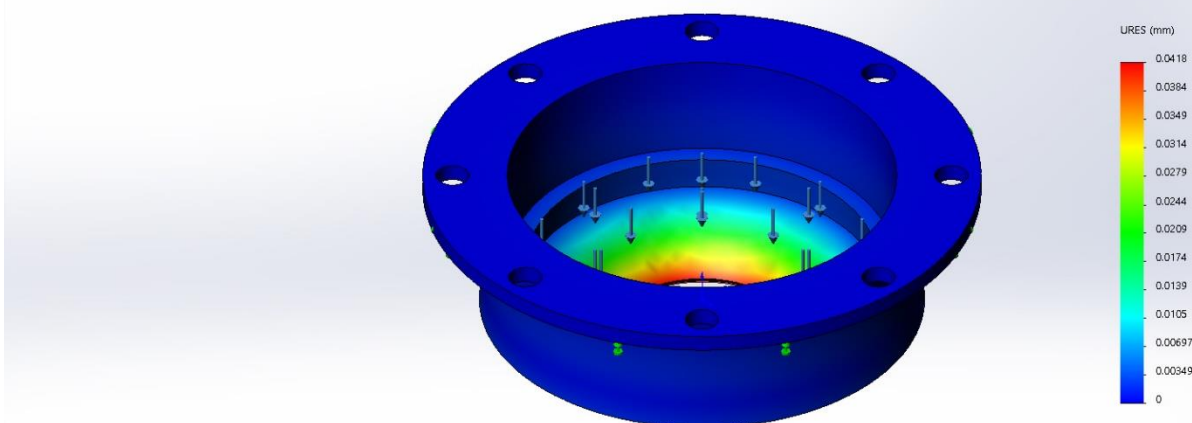
Имя моделируемой части корпуса подшипников вала шкива2
Название исследования:Статический 1(-По умолчанию)
Тип элпору: Статический узловое напряжение Напряжение1
Шкала деформации: 1581.63



нижняя часть корпуса подшипников вала шкива2-Статический 1-Напряжение-Напряжение1

Имя	Тип	Мин	Макс
Перемещение1	URES: Результирующее перемещение	0 mm Узел: 105	0.0418 mm Узел: 783

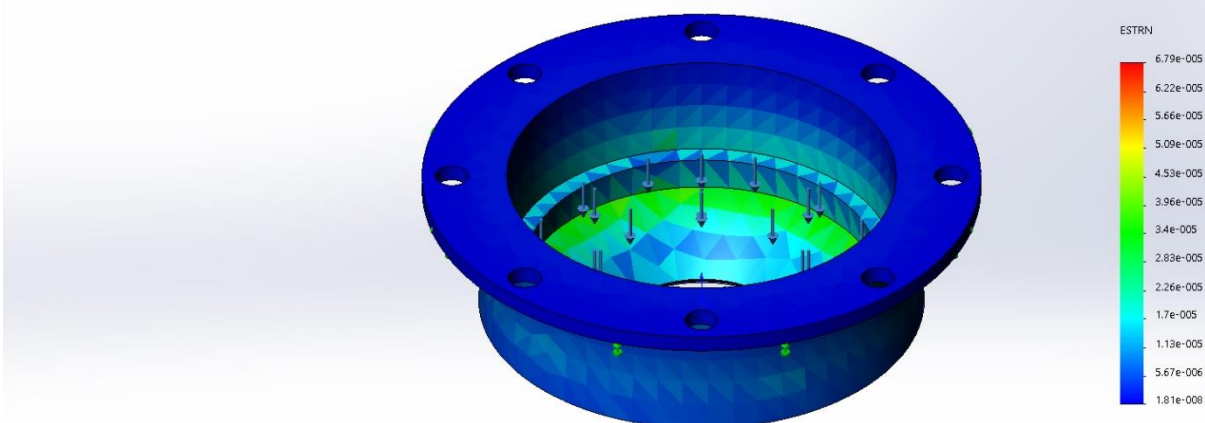
Имя модели: нижняя часть корпуса подшипников вала шкива2
 Название исследования: Статический 1 (-По умолчанию-)
 Тип эпоры: Статическое перемещение Перемещение1
 Шкала деформации: 1581.63



нижняя часть корпуса подшипников вала шкива2-Статический 1-Перемещение-Перемещение1

Имя	Тип	Мин	Макс
Деформация1	ESTRN: Эквивалентная деформация	8.8e-009	6.79e-005
		Элемент: 3788	Элемент: 3006

Имя модели: нижняя часть корпуса подшипников вала шкива2
 Название исследования: Статический 1 (-По умолчанию-)
 Тип эпоры: Статическая деформация Деформация1
 Шкала деформации: 1581.63



нижняя часть корпуса подшипников вала шкива2-Статический 1-Деформация-Деформация1

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

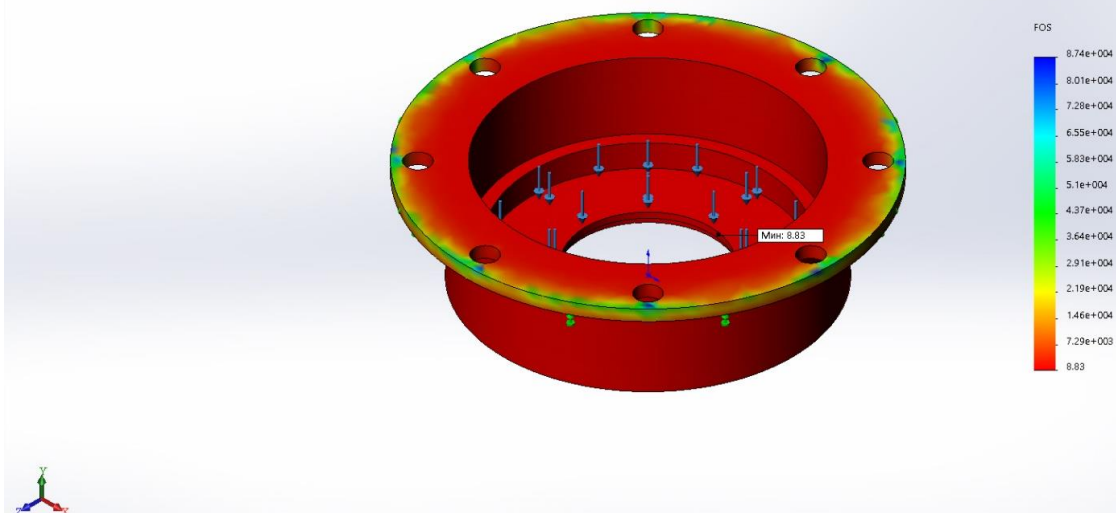
ДІТ.480000.422.КРПЗ

Арк.

77

Имя	Тип	Мин	Макс
Запас прочности1	Авто	8.83	8.74e+004
		Узел: 10999	Узел: 10072

Имя модели: нижняя часть корпуса подшипников вала шкива2
Название исследования: Статический 1 (По умолчанию)
Тип эл. эл.: Запас прочности Запас прочности1
Критерий: Авто
Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 8.8



нижняя часть корпуса подшипников вала шкива2-Статический 1-Запас прочности-Запас прочности1

Висновок : дана деталь може використовуватися в заданих умовах.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

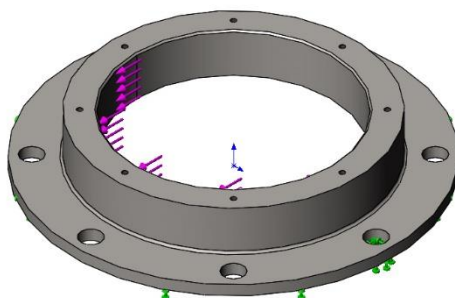
ДІТ.480000.422.КРПЗ

Арк.

78

ДОДАТОК Б

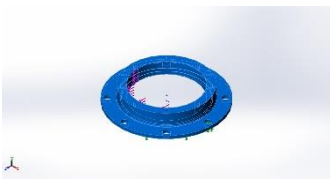
Информация о модели



Имя модели: верхняя часть корпуса подшипников вала шкива

Активная конфигурация: По умолчанию

Твердые тела

Имя и ссылки документа	Рассматривается как	Объемные свойства	Путь документа/Дата изменения
Разделяющая линия1 	Твердое тело	Масса:69.902 kg Объем:0.00896179 m³ Плотность:7800 kg/m³ Масса:685.039 N	C:\Users\nikit\Desktop\подшипниковый узел 2\верхняя часть корпуса подшипников вала шкива.SLDPRT Jun 11 13:11:22 2022

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.480000.422.КРПЗ

Арк.

79

Свойства исследования

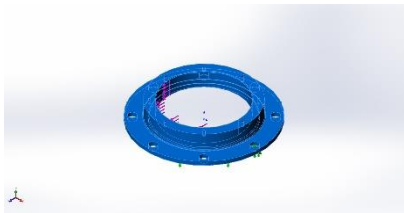
Имя исследования	Статический 1
Тип анализа	Статический
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Тепловой эффект:	Вкл
Термический параметр	Включить тепловые нагрузки
Температура при нулевом напряжении	298 Kelvin
Включить эффекты давления жидкости из SOLIDWORKS Flow Simulation	Выкл
Тип решающей программы	FFEPlus
Влияние нагрузок на собственные частоты:	Выкл
Мягкая пружина:	Выкл
Инерционная разгрузка:	Выкл
Несовместимые параметры связи	Авто
Большие перемещения	Выкл
Вычислить силы свободных тел	Вкл
Трение	Выкл
Использовать адаптивный метод:	Выкл
Папка результатов	Документ SOLIDWORKS (C:\Users\nikit\Desktop\подшипниковий узел 2)

Единицы

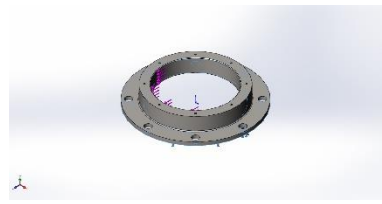
Система единиц измерения:	СИ (MKS)
Длина/Перемещение	mm
Температура	Kelvin
Угловая скорость	Рад/сек
Давление/Напряжение	N/m ²

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Свойства материала

Ссылка на модель	Свойства	Компоненты
	Имя: СЧ 150 Тип модели: Линейный Упругий Изотропный Критерий прочности по умолчанию: Максимальное напряжение von Mises Предел текучести: 2.20594e+008 N/m^2 Предел прочности при растяжении: 3.99826e+008 N/m^2 Модуль упругости: 2.1e+011 N/m^2 Коэффициент Пуассона: 0.28 Массовая плотность: 7800 kg/m^3 Модуль сдвига: 7.9e+010 N/m^2 Коэффициент теплового расширения: 1.3e-005 /Kelvin	Твердое тело 1(Разделяющая линия1)(верхняя часть корпуса подшипников вала шкива)
	Данные кривой:N/A	

Нагрузки и крепления

Имя крепления	Изображение крепления	Данные крепления		
Зафиксированный-1		Объекты: 1 грани Тип: Зафиксированная геометрия		
Результирующие силы				
Компоненты	X	Y	Z	Результирующая
Сила реакции(N)	0.0475894	-0.254346	-38600.1	38600.1
Реактивный момент(N.m)	0	0	0	0

Имя нагрузки	Загрузить изображение	Загрузить данные
Сила-1		Объекты: 1 грани Тип: Приложить силу Значения: ---, ---, -38600 N

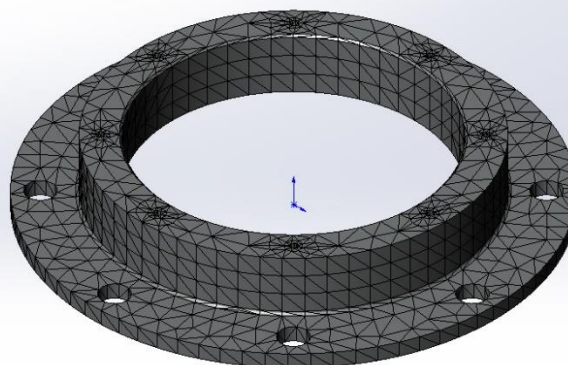
Информация о сетке

Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение:	Стандартная сетка
Автоматическое уплотнение сетки:	Выкл
Включить автоциклы сетки:	Выкл
Точки Якобиана	4 Точки
Размер элемента	26.9491 mm
Допуск	1.34746 mm
Эпюра качества сетки	Высокая

Информация о сетке - Детализация

Всего узлов	15178
Всего элементов	8683
Максимальное соотношение сторон	10.088
% элементов с соотношением сторон < 3	79.9
% элементов с соотношением сторон > 10	0.0115
% искаженных элементов (Якобиан)	0
Время для завершения сетки (hh:mm:ss):	00:00:05
Имя компьютера:	

Имя модели: верхняя часть корпуса подшипников вала шлица
 Название исследования: Статический 1 (По умолчанию)
 Тип сетки: Сетка на твердом теле



Результирующие силы

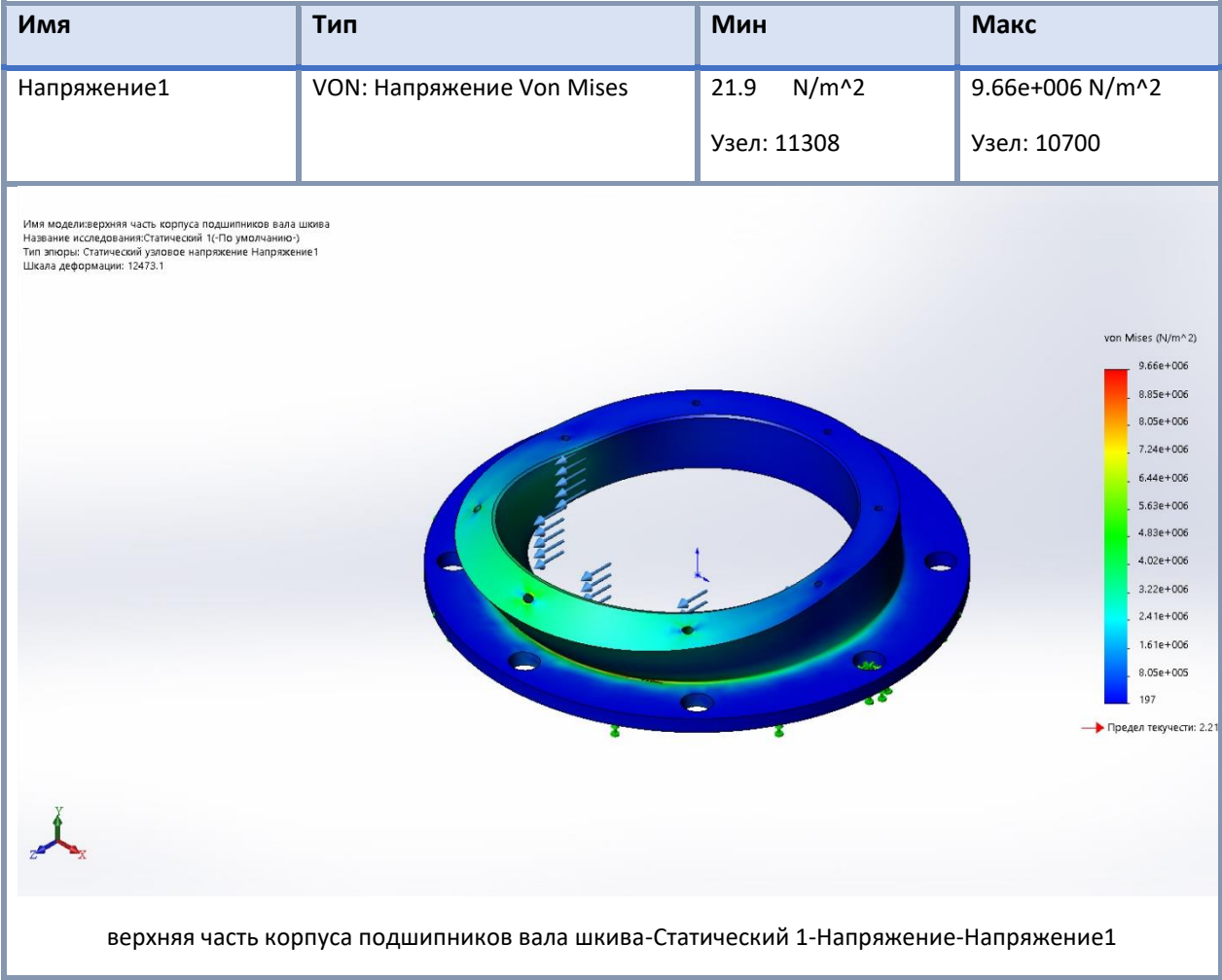
Силы реакции

Выбранный набор	Единицы	Сумма X	Сумма Y	Сумма Z	Результирующая
всей модели	N	0.0475894	-0.254346	-38600.1	38600.1

Моменты реакции

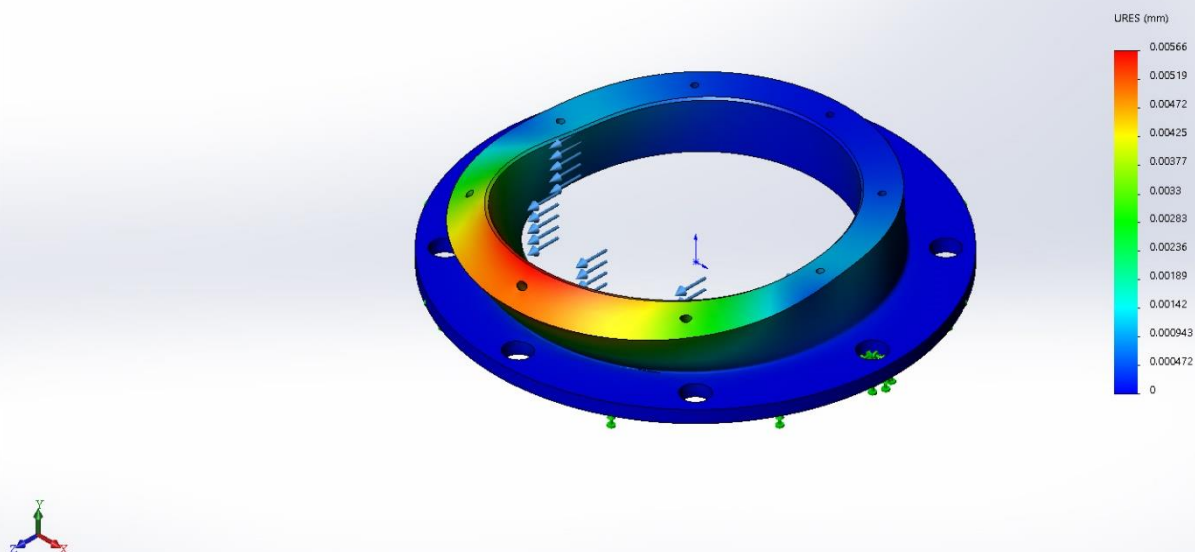
Выбранный набор	Единицы	Сумма X	Сумма Y	Сумма Z	Результирующая
всей модели	N.m	0	0	0	0

Результаты исследования



Имя	Тип	Мин	Макс
Перемещение1	URES: Результирующее перемещение	0 mm Узел: 428	0.00566 mm Узел: 1272

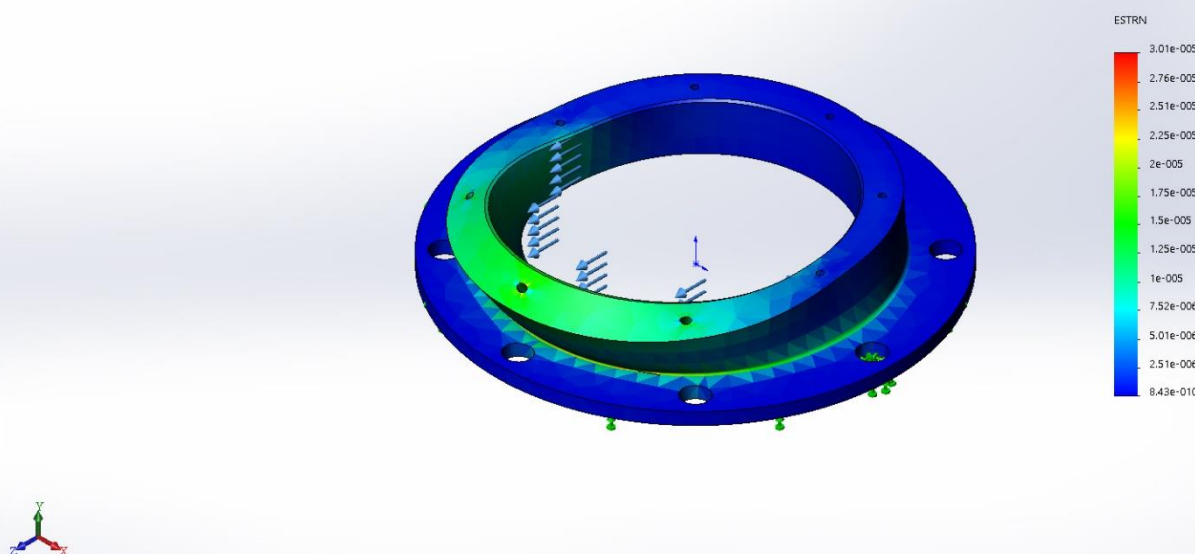
Имя модели: верхняя часть корпуса подшипников вала шкива
 Название исследования: Статический 1 (-По умолчанию-)
 Тип элора: Статическое перемещение Перемещение1
 Шкала деформации: 12473.1



верхняя часть корпуса подшипников вала шкива-Статический 1-Перемещение-Перемещение1

Имя	Тип	Мин	Макс
Деформация1	ESTRN: Эквивалентная деформация	8.2e-011	3.01e-005
		Элемент: 8514	Элемент: 5761

Имя модели: верхняя часть корпуса подшипников вала шкива
 Название исследования: Статический 1 (-По умолчанию-)
 Тип элора: Статическая деформация Деформация1
 Шкала деформации: 12473.1



верхняя часть корпуса подшипников вала шкива-Статический 1-Деформация-Деформация1

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

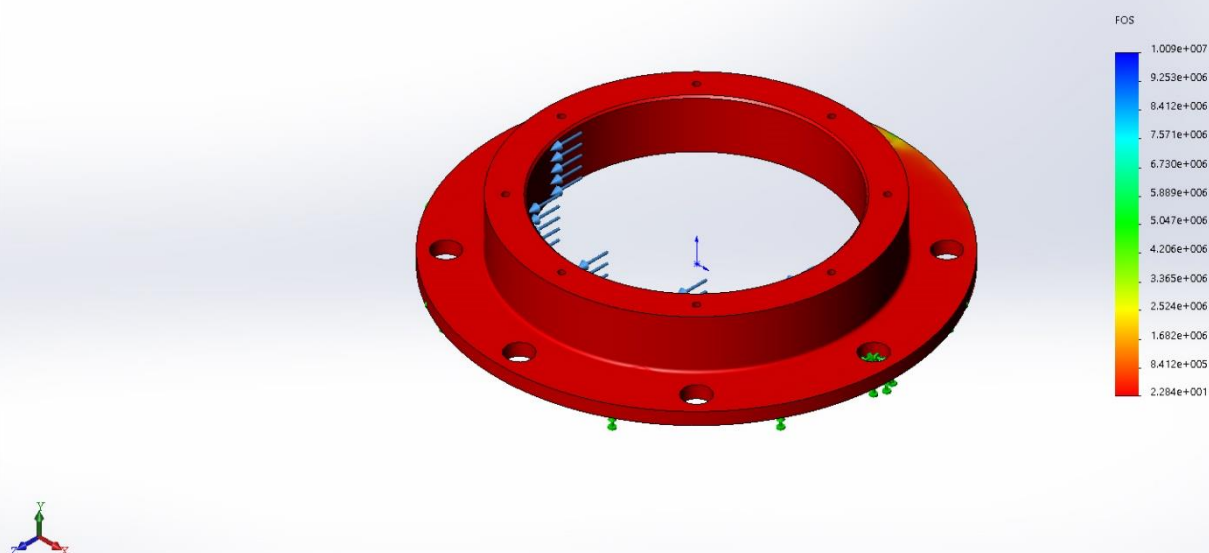
ДІТ.480000.422.КРПЗ

Арк.

86

Имя	Тип	Мин	Макс
Запас прочности1	Авто	2.284e+001	1.009e+007
		Узел: 10700	Узел: 11308

Имя модели: верхняя часть корпуса подшипников вала шкива
Название исследования: Статический 1 (По умолчанию)
Тип элюры: Запас прочности Запас прочности1
Критерий: Авто
Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 23



верхняя часть корпуса подшипников вала шкива-Статический 1-Запас прочности-Запас прочности1

Висновок : дана деталь може використовуватися в заданих умовах.

					ДІТ.480000.422.КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87