

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 «магістр»  
(ступінь вищої освіти)

на тему: Підвищення вагової ефективності 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: ПМ2221

(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)

Дніпро – 2023  
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 Master's Thesis

on the topic: **Increasing the weight efficiency of the 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: ПМ2221 / Mykyta Sharapov

(name, surname)

Scientific Supervisor:

 / Oleksii KUROIATNYK

(position, name, surname)

Normative controller :

 / Oleksandr  
POSMITIUKHA /

(position, name, surname)

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 «магістр»  
(ступінь вищої освіти)

на тему: **Підвищення вагової ефективності 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: ПМ2221

\_\_\_\_\_ / Микита Шарапов  
(підпис студента) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник: \_\_\_\_\_ / Олексій КУРОП'ЯТНИК  
(підпис) (посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер: \_\_\_\_\_ / Олександр ПОСМІТЮХА  
(підпис) (посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

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

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Дніпро – 2023

**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 Master's Thesis**

on the topic: **Increasing the weight efficiency of the 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: ПМ2221 / Mykyta Sharapov

(name, surname)

Scientific Supervisor: / Oleksii KUROIPIATNYK

(position, name, surname)

Normative controller : / Oleksandr POSMITIUKHA

(position, name, surname)

## ЗАВДАННЯ

### Міністерство освіти і науки України Український державний університет науки і технологій

Факультет: Транспортна інженерія

Кафедра: Прикладна механіка та матеріалознавство

Рівень вищої освіти: другий (магістерський)

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

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування  
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ Сергій РАКША  
(підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Дата \_\_\_\_\_

## ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу \_\_\_\_\_ на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»  
(ступінь вищої освіти)

студенту Шарапову Микиті Юрійовичу  
(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: **Підвищення вагової ефективності 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 "02" 12 2022 р. № 1193 ст

2. Строк подання студентом роботи: 14.01.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: вагові характеристики, показники міцності та жорсткості елементів приводу зі шківом змінного моменту інерції

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

4.1 Розрахунок базової конструкції приводу

4.2 Підвищення вагової ефективності шківа змінного моменту інерції

4.3 Підвищення вагової ефективності окремих елементів приводу

4.4 Порівняльна оцінка вагової ефективності приводу за умови використання деталей з покращеними параметрами

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

Основні результати роботи у графічному представленні (схеми, графіки, таблиці тощо)

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	Аналіз вихідних даних та формування пропозицій щодо розв'язування поставленої задачі	03.12.2023	
2	Розробка і дослідження конструкцій елементів приводу підвищеної вагової ефективності	24.12.2023	
3	Оформлення роботи	07.01.2024	
4	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	14.01.2024	
5	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	21.01.2024	

Студент

ПРІЗВИЩЕ)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Микита ШАРАПОВ

\_\_\_\_\_ (Ім'я

Керівник роботи

ПРІЗВИЩЕ)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Олексій КУРОП'ЯТНИК

\_\_\_\_\_ (Ім'я

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра:

64 с., 53 рис., 8 табл., 19 джерел.

Мета роботи – обґрунтування геометричних параметрів приводу зі шківом змінного моменту інерції, за яких може бути зменшено його масу та матеріаломісткість.

Методи дослідження: метод скінченних елементів, методи оптимізації конструкцій, реалізовані в САПР SolidWorks.

Було проведено підвищення вагової ефективності елементів приводу для зменшення його маси. Збільшення такої ефективності шківа змінного моменту інерції проводилась у декілька етапів. На першому етапі було змінено розміри кільцевої проточки шківа змінного моменту інерції, які відповідають діаметру тягового канату. Це призвело до зменшення маси шківа на 39 % і маси приводу на 16 %, однак не виконувалась умова жорсткості для шківа змінного моменту інерції. Тому було прийнято рішення розглянути декілька варіантів конструкцій шківа і вибору найкращого.

На другому етапі розглядалась конструкція із розширеними ребрами з отворами в них для ще більшого зменшення маси. Зменшення маси шківа склало 44 % і маси приводу 19 % в порівнянні з базовою конструкцією, одна і для цієї конструкції шківа не виконувалась умова жорсткості.

На третьому етапі розширені ребра були виконані суцільними (без отворів) та проводився пошук кута розширення ребр, при якому виконувались би умови міцності та жорсткості. Значення кута склало - 25 °. При цьому маса шківа зменшилась на 33 %, а маса приводу на 15,6 %. Також додатково було розглянуто шків зі спицями, поперечний переріз яких мав еліпс. Така конструкція мала непогані параметри міцності (коефіцієнт запасу міцності – 3,5), однак, не виконувались обмеження по переміщенням. Тому таку конструкцію було відхилено.

\

Для ще більшого зменшення маси приводу було розглянуто питання про заміну конструкції «електродвигун – муфта – редуктор» на «мотор-редуктор» та підвищення вагової ефективності елементів приводу (підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції), мінімальні коефіцієнти запасу міцності яких мали завищені значення, а отже, і завелику масу, але їх вклад в загальну масу приводу складав менше 5 %. Було обрано циліндричний мотор-редуктор з наближеними кінематично-силовими параметрами до базової конструкції, однак із меншою масою на 48 %. Зменшення розмірів підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції дала змогу суттєво зменшити масу на 65 %. Остаточна маса приводу зменшилась на 18 % в порівнянні з базовою конструкцією.

Результати роботи можуть стати основою для модернізації приводів канатних доріг зі шківом змінного моменту інерції.

Ключові слова: ШКІВ ЗМІННОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ, ПРИВІД, МАСА, ВАГОВА ЕФЕКТИВНІСТЬ, КОЕФІЦІЄНТ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ, ПЕРЕМІЩЕННЯ, 3D-МОДЕЛЬ, SOLIDWORKS, УДОСКОНАЛЕННЯ, КУТ РОЗШИРЕННЯ СПИЦЬ.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	6
<b>1 РОЗРАХУНОК БАЗОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ</b> .....	14
1.1 Визначення вагових характеристик та показників міцності й жорсткості.....	14
1.2 Аналіз впливу мас окремих елементів на сумарну масу приводу.....	17
<b>2 ПІДВИЩЕННЯ ВАГОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ШКІВА ЗМІННОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ</b> .....	21
2.1 Зменшення маси шківа .....	21
2.1.1 Розрахунок шківа з еліптичними спицями. ....	38
2.2 Визначення моменту інерції шківа з покращеними параметрами.....	45
<b>3 ПІДВИЩЕННЯ ВАГОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОКРЕМИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ</b> .....	48
3.1 Покращення конструкції підшипникового вузла валу шківа .....	48
3.2 Удосконалення системи «двигун – муфти – редуктор» .....	54
<b>4 ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ВАГОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИВОДУ ЗА УМОВИ ВИКОРИСТАННЯ ДЕТАЛЕЙ З ПОКРАЩЕНИМИ ПАРАМЕТРАМИ</b> .....	57
<b>ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ, ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ</b> .....	59
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b> .....	60

					УДУНТ. 480000.000 . КРПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шарапов			Підвищення вагової ефективності приводу зі шківом змінного моменту інерції	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Куроп'ятник					5	62
Н. Контр.		Посмітюха			УДУНТ гр.ПІМ 2221			
Затв.		Ракша						

## ВСТУП

Канатна дорога – транспортувальна установка для перевезення вантажів у підвісних вагонетках, а також пасажирів у підвісних вагонах і кріслах по натягнутому між кінцевими станціями і проміжними опорами сталевому канату.

Канатні дороги будують в гірській і важкопрохідній місцевості, а також в містах і робочих селищах для створення найбільш економічних, найкоротших транспортних зв'язків [4].

За призначенням розрізняють такі канатні дороги:

- вантажні
- пасажирські
- вантажопасажирські

За будовою — одноканатні і двоканатні. Основна особливість перших полягає в суміщенні несучої та тягової функції в одному елементі – тягово-несучому канаті. Тросовий кільцевий шляхопровід на станціях підключається до рейкової колії, утворюючи замкнутий контур. На гнучкій ділянці за допомогою затискних апаратів вагонетки фіксуються на рухомій тросовій лінії та рухаються разом із нею.

У двоканатних кільцевих схем несучі та тягові функції розділені. Тому переміщення дільниці між опорами виконується двома тросами. Один забезпечує тягове зусилля, другий – утримує та спрямовує вагонетки.

Поділ за конструктивною ознакою у вантажних та пасажирських ПКД аналогічний. Але пасажирські ПКД відрізняються конструкцією та підвищеними вимогами до безпеки [10].

За рухом канатні дороги ділять на дороги з кільцевим рухом, при якому вагони переміщуються двома паралельними лініями завжди в одному напрямі, і з маятниковим — на кожному шляху підвішено по одному вагону, який

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

здійснює зворотно-поступальний рух між кінцевими станціями. Довжина вантажних канатних доріг практично необмежена, швидкість руху вагонеток до 5 м/сек, місткість до 3 т.

Позитивні та негативні якості у різних типів КД відрізняються. Попри це, можна виділити деякі загальні переваги:

- здатність забезпечувати рух у місцях зі складним рельєфом;
- відсутність трудомістких земляних та планувальних робіт при будівництві;
- можливість максимально скорочувати протяжність колії, незалежно від висоти та характеру гірської місцевості;
- абсолютна екологічність;
- менша вартість будівництва у порівнянні з наземними трасами.

Серед загальних недоліків можна виділити:

- порівняно невелику пропускну здатність;
- невисока швидкість руху;
- нестійка робота при сильних поривах вітру;
- ризик зледеніння при великих морозах.

### **Загальна будова приводів канатних доріг**

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;

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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).

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. Силкові 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 колодке, 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

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

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 із 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 зчійною 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.

Привід канатної дороги (рис. 0.1) складається з таких компонентів: 1 – електродвигун, 2 – пружна муфта с гальмом, 3 – редуктор, 4 – зубчаста муфта, 5 – привідний шків з аварійним гальмом.

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

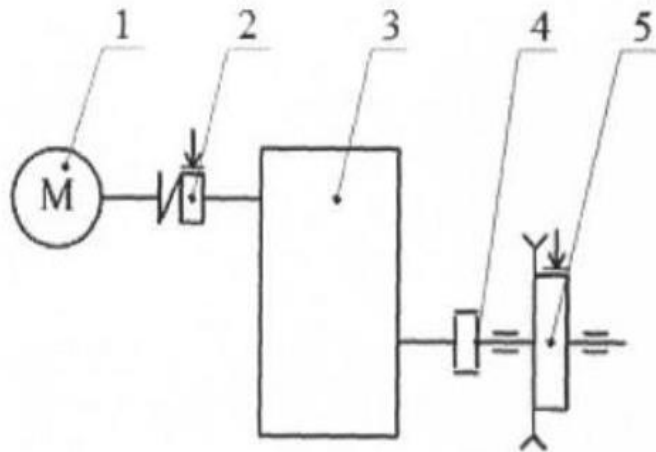


Рис. 0.1. Схема привода канатної дороги

Момент від електродвигуна через муфти та редуктор передається на шків, який охоплений тяговим канатом. За допомогою сил тертя зусилля передається на канат і приводить в рух вагонетки, які підвішені на канатах. Через такий контакт шківа і каната всі навантаження, які сприймає канат, в певній мірі передаються і на привід. Тому при розгойдуванні вагонеток, наприклад, навантаження будуть зменшувати ресурс привода, що призведе до його поломки. Такі навантаження збільшуються в моменти неустановленого руху (розгоні та сповільнені) привода.

Зменшення небажаних навантажень, що виникають на етапі пуску привода, можливе за рахунок змінюваного частотного спектру системи (привода), аби максимально знизити явище резонансу. Тому було запропоновано вдосконалити конструкцію привода шляхом заміни шківа традиційної конструкції на шків змінного моменту інерції.

### **Будова приводу зі шківом змінного моменту інерції**

Змінити момент інерції шківа можливо декількома способами: механічним (шляхом радіального переміщення ободу при зміні швидкості обертання маховика) [7]; гідравлічним (шляхом нагріву та охолодження рідини, розміщеної у сільфонах) [6].

Вже існуючі способи мають ряд недоліків, таких як:

- суттєве збільшення мас та габаритів шківа;

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

- необхідність індивідуальних джерел енергії;
- складність виготовлення.

Досягти бажаного ефекту можливо більш раціональнішим способом.

Як відомо, момент інерції матеріальної точки можна визначити за формулою

$$J = mr^2, \quad (0.1)$$

де  $m$  – маса матеріальної точки;  $r$  – радіус кривої, по якій рухається точка (радіус інерції).

Конструкція шківа змінного моменту інерції захищена авторським правом [12] та має наступний вид: до базової конструкції шківа додаються вантажі, які закріплені на напрямних (рис. 0.2). В моменти розгону та сповільнення вантажі під дією сил інерції будуть рухатися від маточини до обода та в зворотному напрямку, змінюючи при цьому момент інерції шківа. Коли шків буде мати постійну кутову швидкість (розгониться), вантажі будуть залишатися біля обода, підтримуючи постійний момент інерції шківа. Повернення вантажів назад до маточини (при сповільненні) буде можливим за рахунок пружин, які будуть з'єднані з вантажами та маточиною шківа.

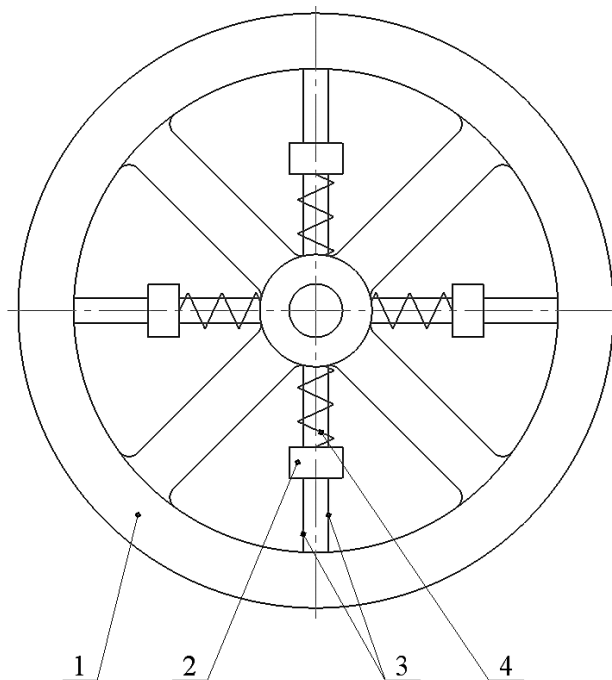


Рис. 0.2. Схема шківа змінного моменту інерції:

1 – шків; 2 – вантаж; 3 – напрямні; 4 – пружинний блок

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Така конструкція має переваги порівняно з іншими відомими моделями, а саме:

- простота конструкції;
- повністю автоматична зміна моменту інерції;
- відсутність потреби в сторонніх джерелах енергії.

Кожний вантаж буде переміщуватися по двох паралельним напрямних, для запобігання вільному обертанню вантажів при обертальному русі. Для зменшення ваги напрямні будуть пустотілі. Один кінець напрямних буде заходити на певну глибину в маточину шківів, а інший кінець буде закріплюватися на ободі шківів.

3D-модель приводу зі шківом змінного моменту інерції такої конструкції представлено на рис. 0.3 [15].

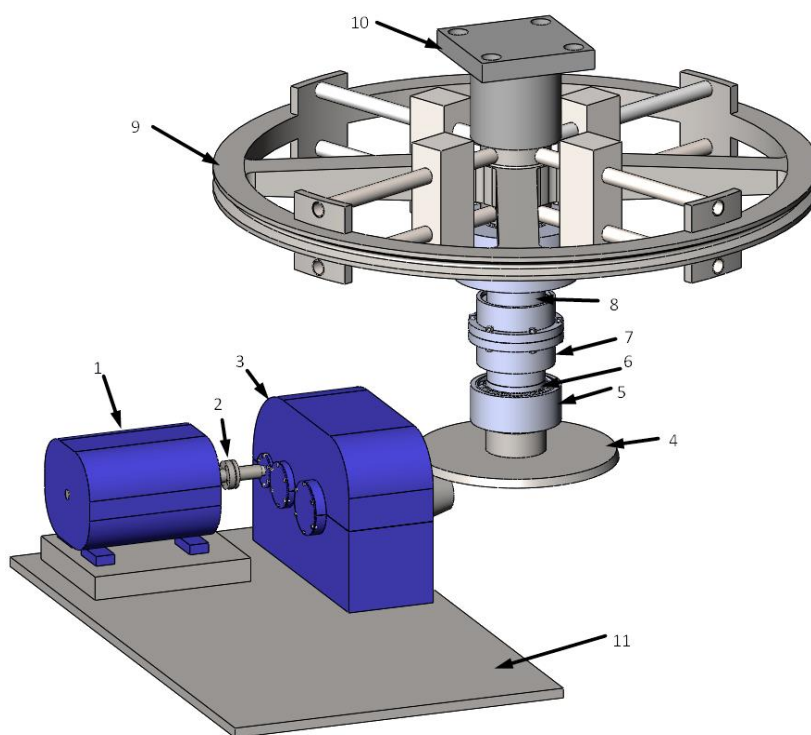


Рис. 0.3. 3D-модель приводу зі шківом змінного моменту інерції:

1 – електродвигун; 2 – муфта втулково-пальцева; 3 – редуктор; 4 – відкрита конічна зубчата передача; 5 – підшипниковий вузол валу конічного зубчатого колеса; 6 – вал зубчатого конічного колеса; 7 – муфта зубчата; 8 – вал шківів змінного моменту інерції; 9 – шків змінного моменту інерції; 10 – опора шківів змінного моменту інерції; 11 – рама

						УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			12

## Формулювання мети роботи і задач дослідження

Попередній розрахунок вагових характеристик та показників міцності й жорсткості приводу показав, що привід має зовелику масу через значний запас міцності окремих його елементів. Це відкриває можливість проведення підвищення вагової ефективності, метою якого є мінімізація маси приводу при дотриманні певних обмежень щодо показників міцності та жорсткості.

Метою даної роботи є обґрунтування геометричних параметрів окремих елементів приводу зі шківом змінного моменту інерції, за яких може бути зменшено його масу та матеріаломісткість.

Для досягнення заданої мети буде вирішено наступні задачі:

- визначення відсотку найбільш впливових мас елементів приводу;
- вибір елементів приводу для подальшого вагового покращення;
- зміна конструкції елементів приводу (за необхідністю) задля дотримання умов міцності та жорсткості;
- порівняння вагової ефективності приводу за умови використання деталей з покращеними параметрами
- аналіз результатів.

Після аналізу результатів буде сформовано ряд рекомендацій щодо раціонального проектування приводів зі шківом змінного моменту інерції з використанням обґрунтованих значень геометричних параметрів.

Схожі дослідження підвищення вагової ефективності були проведені в закордонних роботах [17] та [19].

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

# 1. РОЗРАХУНОК БАЗОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ

## 1.1 Визначення вагових характеристик та показників міцності й жорсткості

Під час виконання бакалаврської роботи деякі елементи приводу, які не обирались з каталогів, мали завеликі мінімальні коефіцієнти запасу міцності, а отже, і завищену масу. Такими елементами стали шків змінного моменту інерції та корпус підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції [13]. Тому саме ці елементи будуть першочергово розглянуто задля зменшення їх маси і маси всього приводу в цілому. Наперед можна припустити, що маса підшипникового вузла суттєво не вплине на масу всього приводу, однак при розгляданні цього вузла, зменшення маси буде помітне та вагомим.

При попередньому розрахунку 3D-моделі шківів змінного моменту інерції базової конструкції за допомогою комп'ютерної програми SolidWorks із застосунком SW Simulation елементи шківів такої конструкції мали максимальне напруження – 24 МПа (рис.1.1) при запасі міцності – 10 (рис.1.2), що свідчить про завищену матеріалоемність цього елемента приводу канатної дороги.

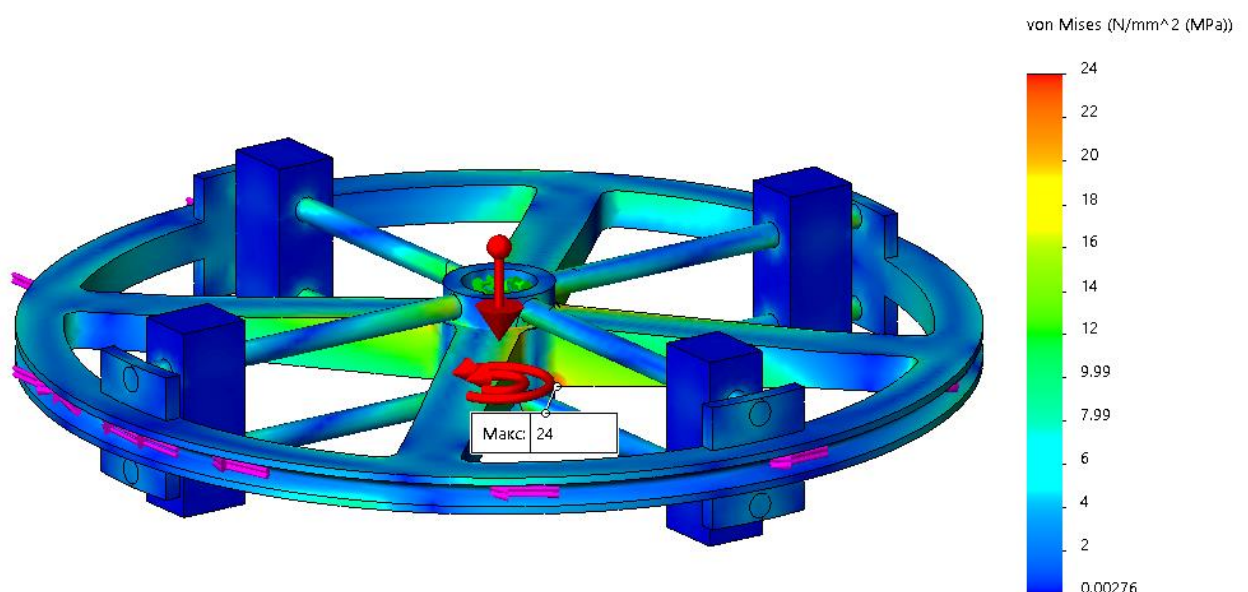


Рис. 1.1 – Епюра розподілення напружень шківів змінного моменту інерції

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

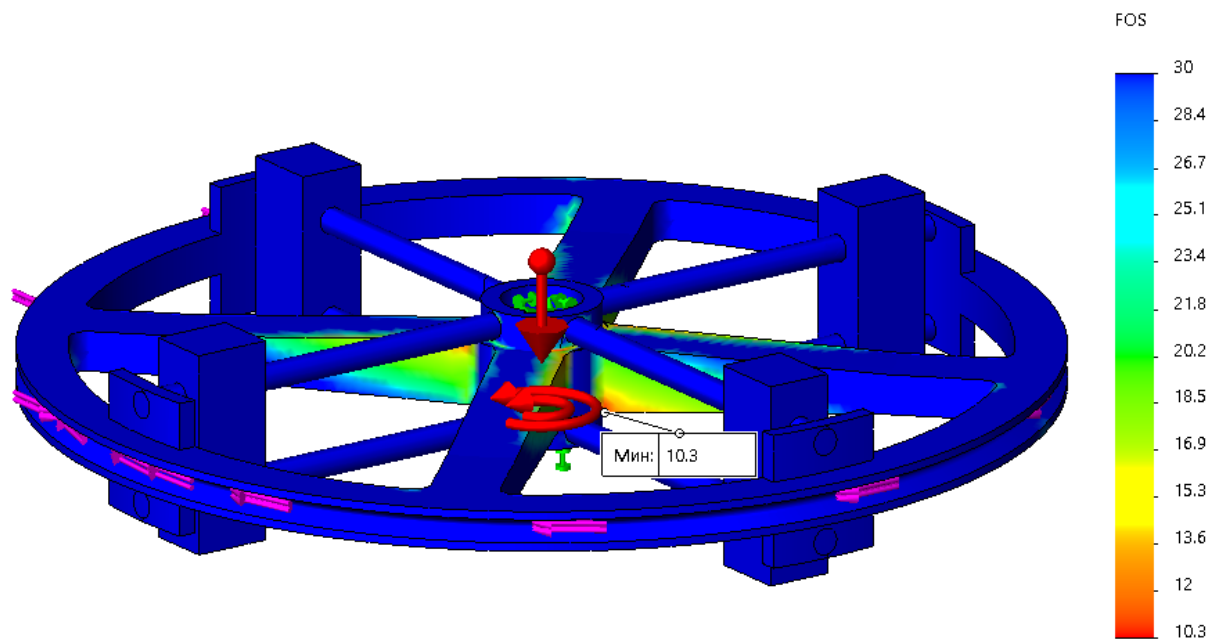


Рис. 1.2 – Епюра розподілення запасу міцності шківів змінного моменту інерції

Розрахунки верхньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції на міцність показали, що ця деталь також має завеликий коефіцієнт запасу міцності – 24 (рис.1.4) при максимальному напруженні – 9 МПа (рис.1.3).

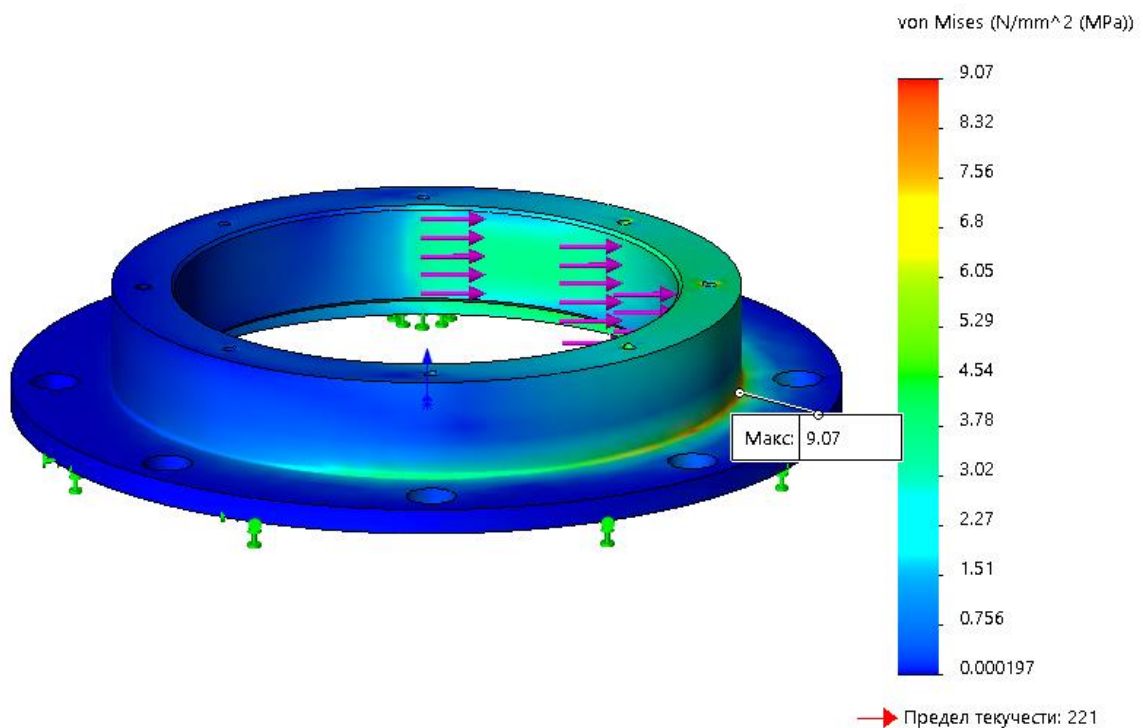


Рис. 1.3 – Епюра розподілення напружень верхньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

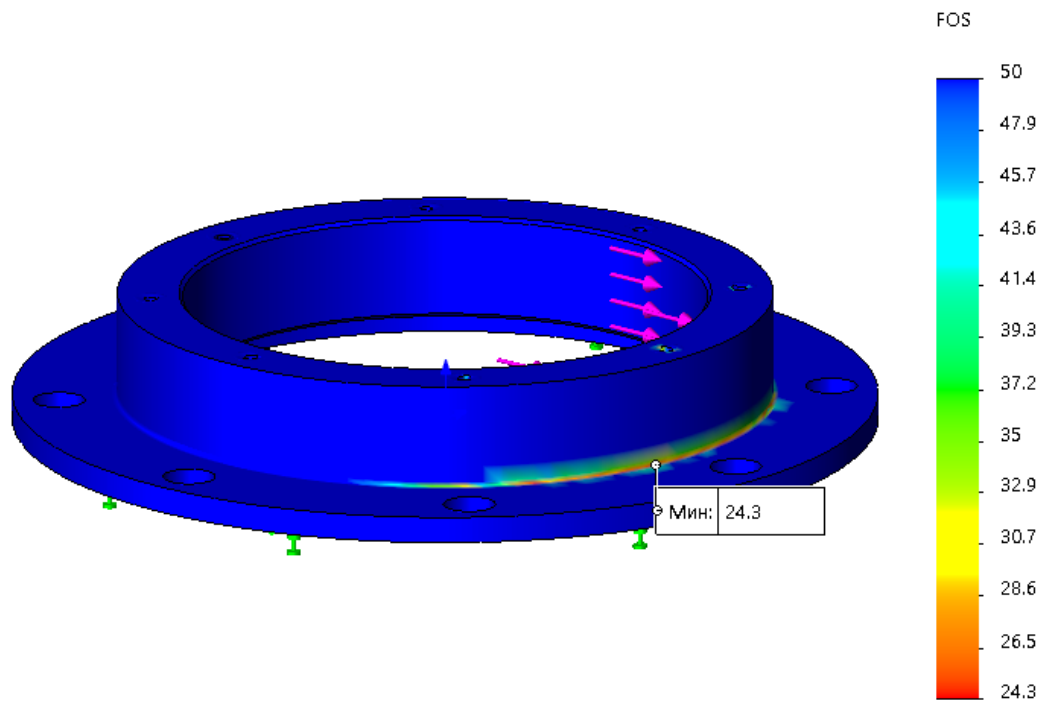


Рис. 1.4 – Епюра розподілення запасу міцності верхньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції

При аналогічному розрахунку нижньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції виявилось, що коефіцієнт запасу міцності склав 7 одиниць (рис.1.5) при максимальному напруженні – 30 МПа (рис.1.5).

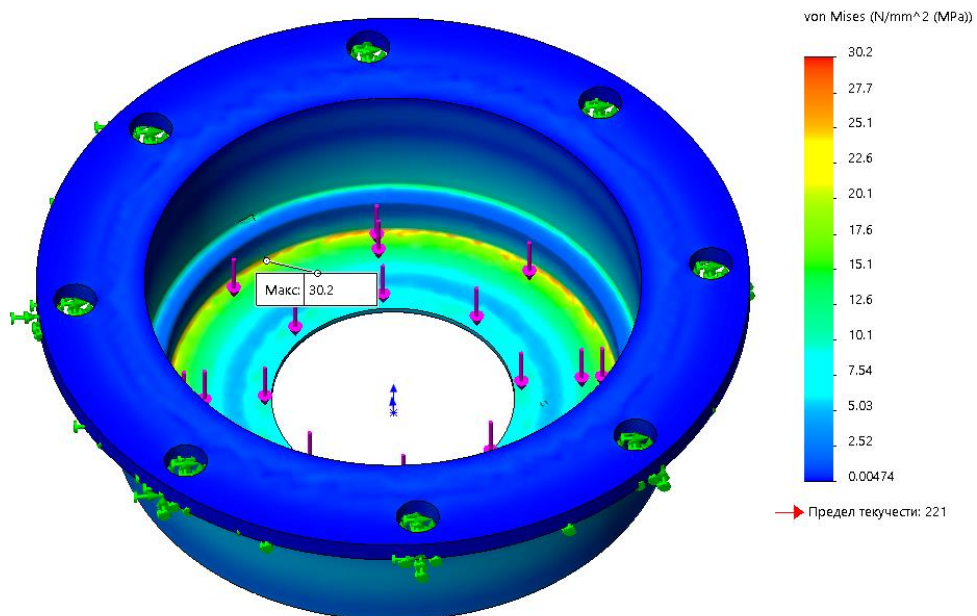


Рис. 1.5 – Епюра розподілення напружень нижньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

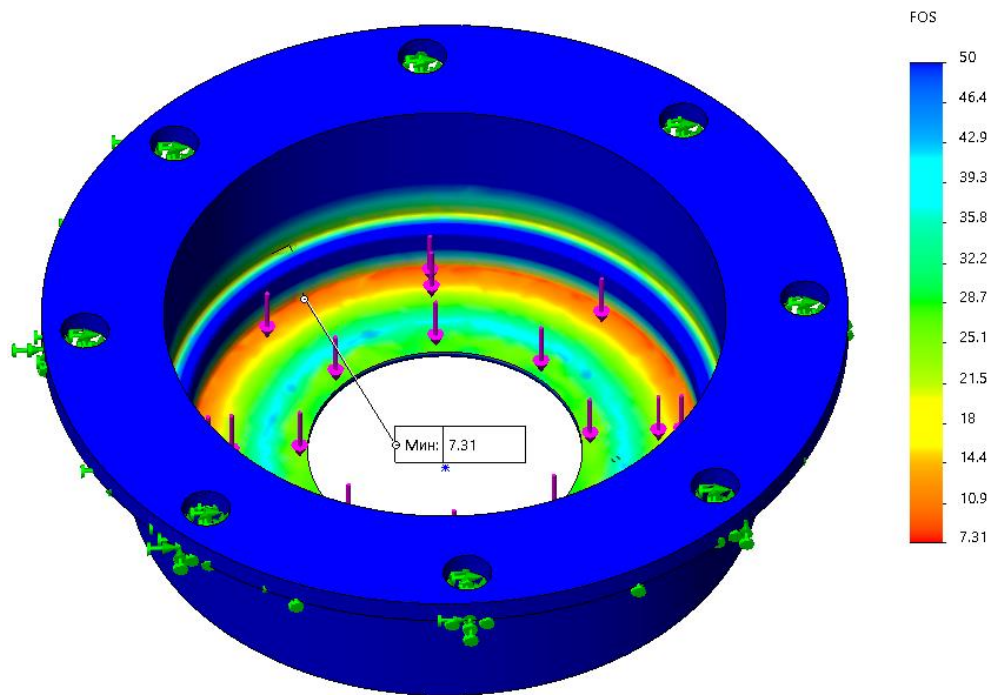


Рис. 1.6 – Епюра розподілення запасу міцності нижньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції

Корпус підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції хоч і не так значимо впливає на масу всього приводу як сам шків, але його розміри також можна покращити для загального зменшення маси. Це призведе до здешевлення виготовлення цього вузла, оскільки буде набагато менше використовувати матеріал на відливку деталей та полегшить транспортування і монтаж підшипникового вузла.

## 1.2 Аналіз впливу мас окремих елементів на сумарну масу приводу

Маса всього приводу визначається як сума мас елементів, що входять в його склад (електродвигун, редуктор, шків тощо). Тому спочатку необхідно визначити, які елементи приводу найбільше впливають на його масу, і на які необхідно звернути увагу.

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Визначаю масу всього приводу:

$$\begin{aligned} M_{\text{пр}} &= m_{\text{ед}} + m_{\text{р}} + m_{\text{кп}} + m_{\text{пв1}} + m_{\text{м}} + m_{\text{пв2}} + m_{\text{ш}} + m_{\text{оп}} = \\ &= 372,6 + 878 + 563 + 123 + 228 + 354 + 3785 + 2962 = 9266, \end{aligned} \quad (1.1)$$

де  $m_{\text{ед}}$  – маса електродвигуна та маса втулково-пальцевої муфти (приймаю з каталогу  $m_{\text{м1}} = 12,6$  кг; [9]),  $m_{\text{ед}} = 360 + 12,6 = 372,6$  кг; [3]

$m_{\text{р}}$  – маса редуктора, приймаю з каталогу  $m_{\text{р}} = 878$  кг [14];

$m_{\text{кп}}$  – маса конічної передачі (з урахуванням маси валу, шпонки зубчатого конічного колеса та мас самих зубчатих коліс),  $m_{\text{кп}} = 563$  кг;

$m_{\text{пв1}}$  – маса підшипникового вузла конічної передачі (корпусу підшипникового вузла та підшипників (маса підшипників  $m_{\text{під}} = 2 \cdot 32,4 = 64,8$  кг [2]),  $m_{\text{пв1}} = 123$  кг;

$m_{\text{м}}$  – маса зубчатої муфти, приймаю з каталогу  $m_{\text{м}} = 228$  кг; [8]

$m_{\text{пв2}}$  – сумарна маса підшипникових вузлів шківів змінного моменту інерції (з урахуванням мас опорного [11] та двох радіальних підшипників [2], і корпусів підшипникових вузлів),  $m_{\text{пв2}} = 354$  кг;

$m_{\text{ш}}$  – маса шківів змінного моменту інерції в зборі,  $m_{\text{ш}} = 3785$  кг;

$m_{\text{оп}}$  – маса рами та опорних елементів приводу,  $m_{\text{оп}} = 2962$  кг.

Маси елементів, для яких не вказано посилання на джерела інформації, було визначено за допомогою програми SolidWorks із застосуванням аналізу масових характеристик.

Визначаю відсоток маси кожного елемента приводу :

$$m_{\text{ш}}' = \frac{m_{\text{ш}}}{M_{\text{пр}}} \cdot 100 \% = \frac{3785}{9266} \cdot 100 \% = 40,8 \% \quad (1.2)$$

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$m_{оп'} = \frac{m_{оп}}{M_{пр}} \cdot 100 \% = \frac{2962}{9266} \cdot 100 \% = 32 \% \quad (1.3)$$

$$m_{р'} = \frac{m_{р}}{M_{пр}} \cdot 100 \% = \frac{878}{9266} \cdot 100 \% = 9,5 \% \quad (1.4)$$

$$m_{кп'} = \frac{m_{кп}}{M_{пр}} \cdot 100 \% = \frac{563}{9266} \cdot 100 \% = 6,1 \% \quad (1.5)$$

$$m_{ед'} = \frac{m_{ед}}{M_{пр}} \cdot 100 \% = \frac{372,6}{9266} \cdot 100 \% = 4 \% \quad (1.6)$$

$$m_{пв2'} = \frac{m_{пв2}}{M_{пр}} \cdot 100 \% = \frac{354}{9266} \cdot 100 \% = 3,8 \% \quad (1.7)$$

$$m_{м'} = \frac{m_{м}}{M_{пр}} \cdot 100 \% = \frac{228}{9266} \cdot 100 \% = 2,5 \% \quad (1.8)$$

$$m_{пв1'} = \frac{m_{пв1}}{M_{пр}} \cdot 100 \% = \frac{123}{9266} \cdot 100 \% = 1,3 \% \quad (1.9)$$

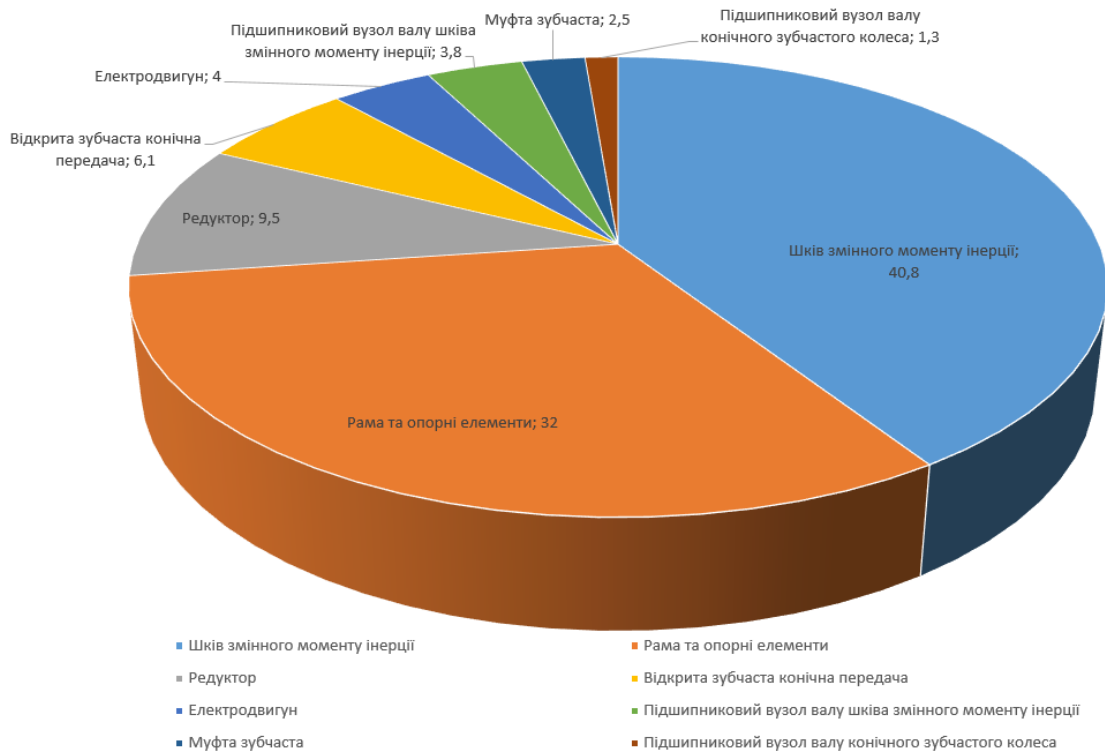


Рис. 1.7 – Діаграма розподілу маси приводу (%)

Найбільші відсотки масового впливу має шків змінного моменту інерції (40,8 %) та опорні елементи (32 %) (рис. 2.1), тому увага першочергово буде акцентуватися саме на шкві змінного моменту інерції. Оскільки шків базової конструкції має найбільший вплив на масу всього приводу, то максимальне зменшення маси шківа призведе до суттєвого зменшення маси приводу в цілому. Тому необхідно розглянути декілька варіантів конструкцій шківа, різні поєднання його геометричних розмірів.

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

## 2 ПІДВИЩЕННЯ ВАГОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ШКІВА ЗМІННОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ

### 2.1 Зменшення маси шківа

Підвищення вагової ефективності шківа реалізується за рахунок зміни розмірів його елементів при дотриманні обмежень щодо міцності (приймаю, що мінімальний коефіцієнт запасу міцності повинен бути не менше трьох) та жорсткості конструкції (приймаю, що жорсткість по осям X, Y, Z та результуюче переміщення повинні бути не більше відповідним переміщенням базової конструкції). Для проведення моделювання та розрахунків використовувалося програмне забезпечення SolidWorks з модулем SW Simulation [19].

Для визначення переміщень, які не повинні перевищувати в шківах покращеної конструкції, було проведено розрахунок базової конструкції, яка була навантажена силою від натягу канату  $P = 39549$  Н (фіолетові стрілки, які направлені перпендикулярно площині XY), моментом  $M = 24016$  Нм (фіолетові стрілки, які направлені по колу ободу шківа), інерційними силами (кутова швидкість  $\omega = 3,33\text{c}^{-1}$ , прискорення  $\varepsilon = 0,7\text{c}^{-1}$ ) (дві колові червоні стрілки в центрі шківа) [15] та власною вагою (червона стрілочка в центрі шківа, яка направлена вниз) (рис. 3.1).

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

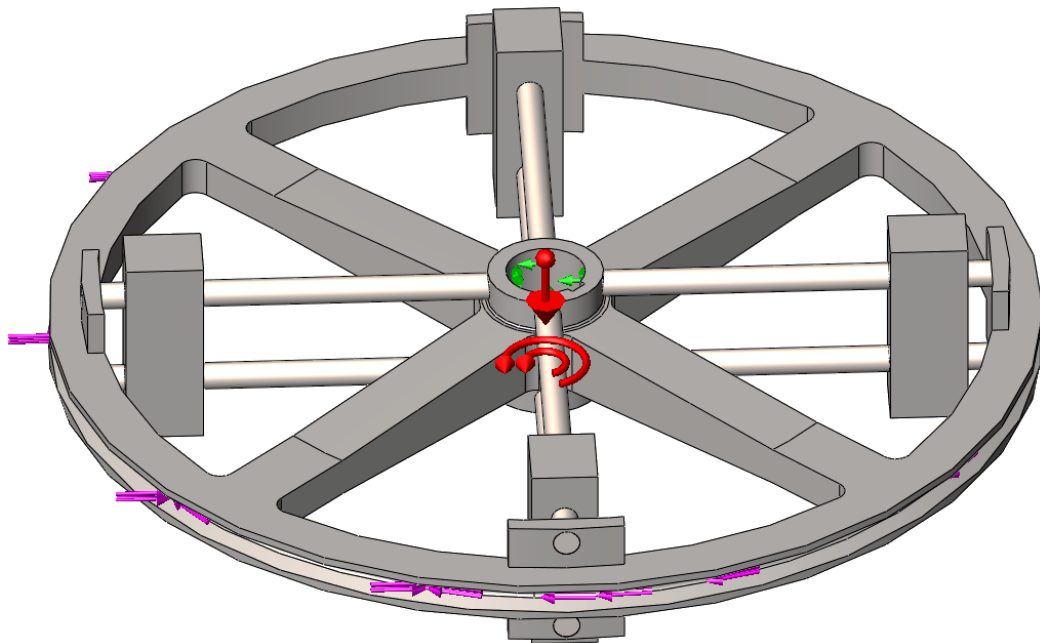


Рис. 2.1 – Схема навантаження базової конструкції шківa змінного моменту інерції

Зводжу результати розрахунку в табл.3.1

Таблиця 2.1 - Результати розрахунку переміщень базової конструкції шківa змінного моменту інерції

Переміщення, мм			
По осі X	По осі Y	По осі Z	Результуюче
0,507	0,156	0,459	0,53

Було проведено зменшення розмірів ободу шківa (рис.2.2) під тяговий канат діаметром  $d_K = 16,5$  мм [15] відповідно до рекомендацій [13], що посприяло зменшенню його маси. Дана конструкція шківa візуально і схожа на базову, однак має суттєву перевагу – маса менша на:

$$\frac{m_{ш} - m_{ш'}}{m_{ш}} \cdot 100 \% = \frac{3785 - 2299}{3785} \cdot 100 \% = 39 \%$$

що є чудовим результатом. Однак така конструкція також повинна відповідати умовам міцності та жорсткості, як і базова конструкція. Тому далі буде перераховано вплив мас елементів приводу на масу приводу в цілому та

буде проведено розрахунок шківів полегшеної конструкції на міцність та жорсткість.

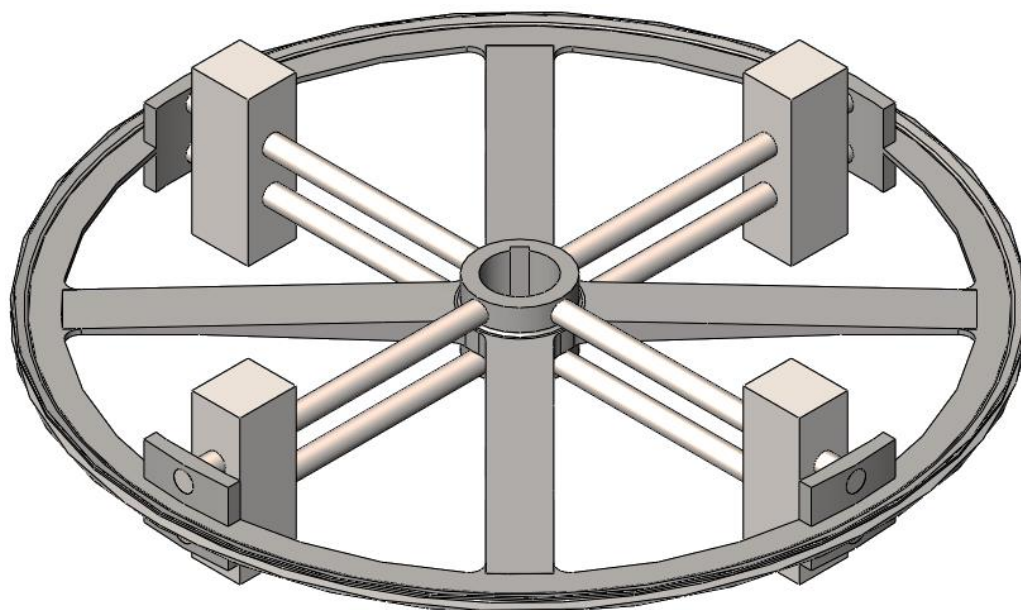


Рис. 2.2– Шків змінного моменту інерції із зменшеним ободом

На рис. 2.3 показано розміри профілю кільцевої проточки після зменшення розмірів.

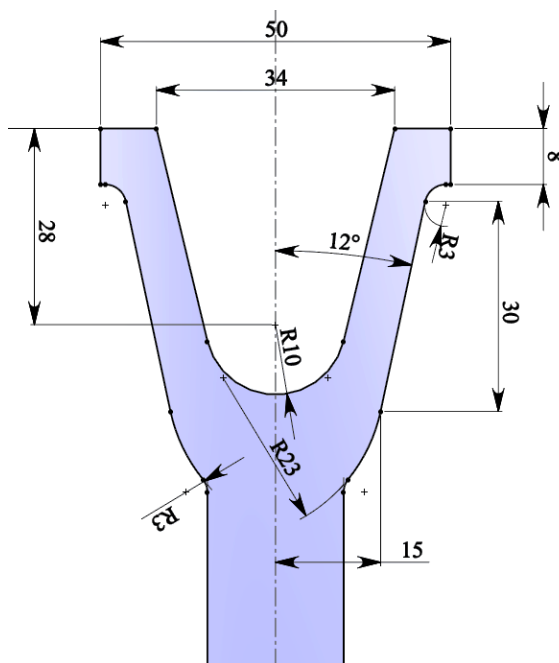


Рис. 2.3 – Профіль кільцевої проточки ободу шківів (розміри в мм)

Перераховую масу приводу та відсоток елементів маси кожного елемента в приводі за формулами (1.1 – 1.9).

						УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			23

$$M_{\text{пр}'} = m_{\text{ед}} + m_{\text{р}} + m_{\text{кп}} + m_{\text{пв1}} + m_{\text{м}} + m_{\text{пв2}} + m_{\text{ш}} + m_{\text{оп}} =$$

$$= 372,6 + 878 + 563 + 123 + 228 + 354 + 2299 + 2962 = 7779,6 \text{ кг}$$

$$m_{\text{оп}'} = \frac{m_{\text{оп}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{2962}{7779,6} \cdot 100 \% = 38,1 \%$$

$$m_{\text{ш}'} = \frac{m_{\text{ш}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{2299}{7779,6} \cdot 100 \% = 30 \%$$

$$m_{\text{р}'} = \frac{m_{\text{р}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{878}{7779,6} \cdot 100 \% = 11,2 \%$$

$$m_{\text{кп}'} = \frac{m_{\text{кп}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{563}{7779,6} \cdot 100 \% = 7,2 \%$$

$$m_{\text{ед}'} = \frac{m_{\text{ед}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{372,6}{7779,6} \cdot 100 \% = 4,7 \%$$

$$m_{\text{пв2}'} = \frac{m_{\text{пв2}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{354}{7779,6} \cdot 100 \% = 4,5 \%$$

$$m_{\text{м}'} = \frac{m_{\text{м}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{228}{7779,6} \cdot 100 \% = 2,8 \%$$

$$m_{\text{пв1}'} = \frac{m_{\text{пв1}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{123}{7779,6} \cdot 100 \% = 1,5 \%$$

На рис. 2.4 показано розподілення коефіцієнту запасу міцності шківа змінного моменту інерції після збільшення вагової ефективності. Як видно з рисунку мінімальний коефіцієнт запасу міцності склав 4,4, що є непоганим результатом.

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

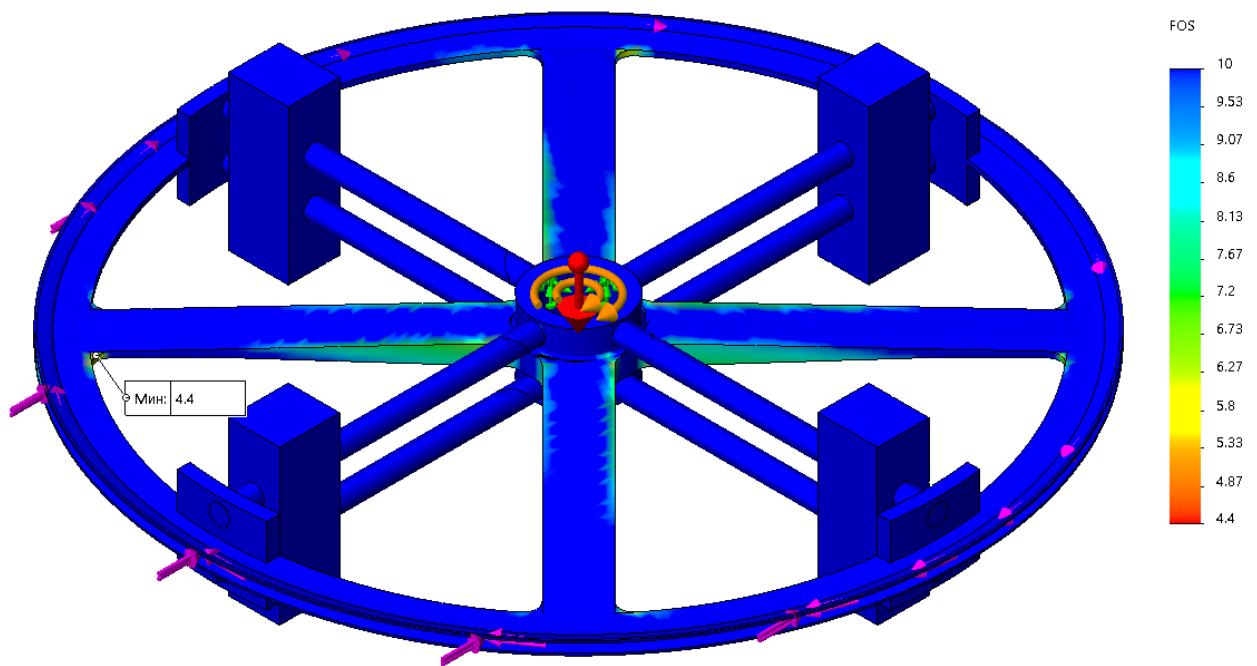


Рис. 2.4 – Розподілення коефіцієнту запасу міцності шківa змінногo моменту інерції після збільшення вагової ефективності

Дана конструкція хоч і менша за базову, однак має дуже суттєвий недолік – недостатня жорсткість (рис. 2.5). Результуюче переміщення перевищує таке ж переміщення базової конструкції майже в 2,5 рази

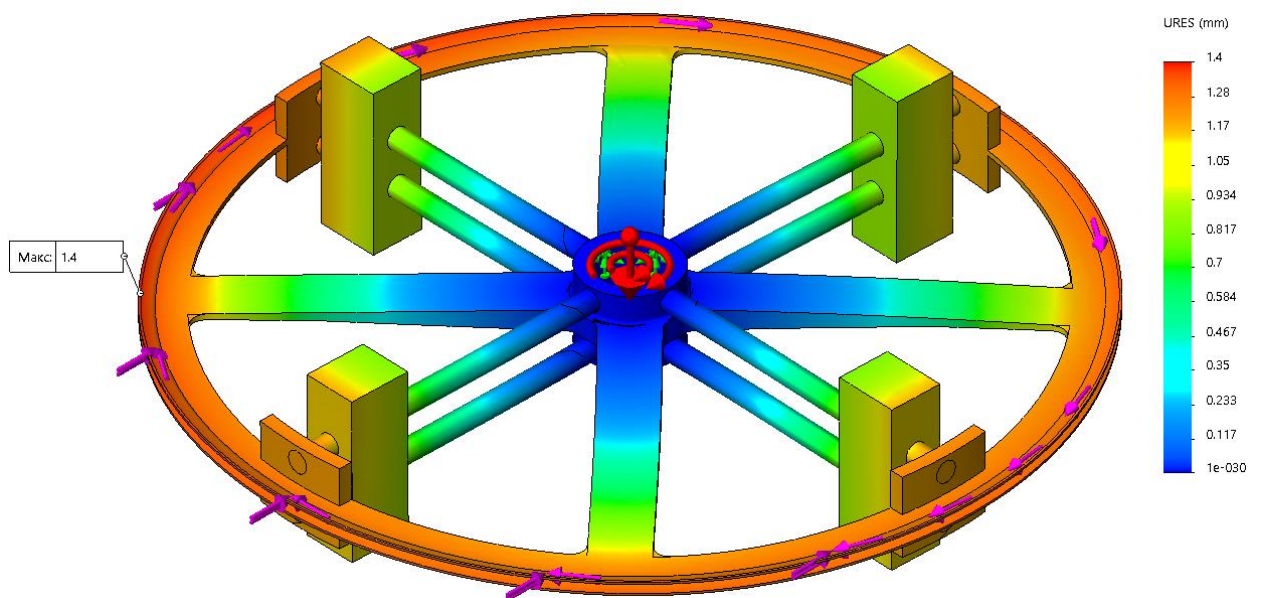


Рис. 2.5 – Епюра результуючого переміщення шківa покращеної конструкції

Тому метою подальших етапів підвищення вагової ефективності стало підвищення жорсткості шківa з приведенням переміщень до значень, які характеризують шків базової конструкції. Цієї мети досягнуто за рахунок

						УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			25

зміни форми спиць. Для шківів такої конструкції (рис. 2.6) було розв'язано задачу підвищення жорсткості. Отвори у спицях було виконано для додаткового зменшення маси шківів. Конструкція навантажувалась так само як і базова.

Параметр керування (змінна) – кут розширення спиць  $\alpha$  (рис. 2.6).

Обмеження:

- мінімальний коефіцієнт запасу міцності – не менше двох;
- переміщення по осям X, Y, Z та результуюче переміщення – на рівні значень для шківів базової конструкції.

Цільова функція – залежність маси шківів від його розмірів, підлягає мінімізації.

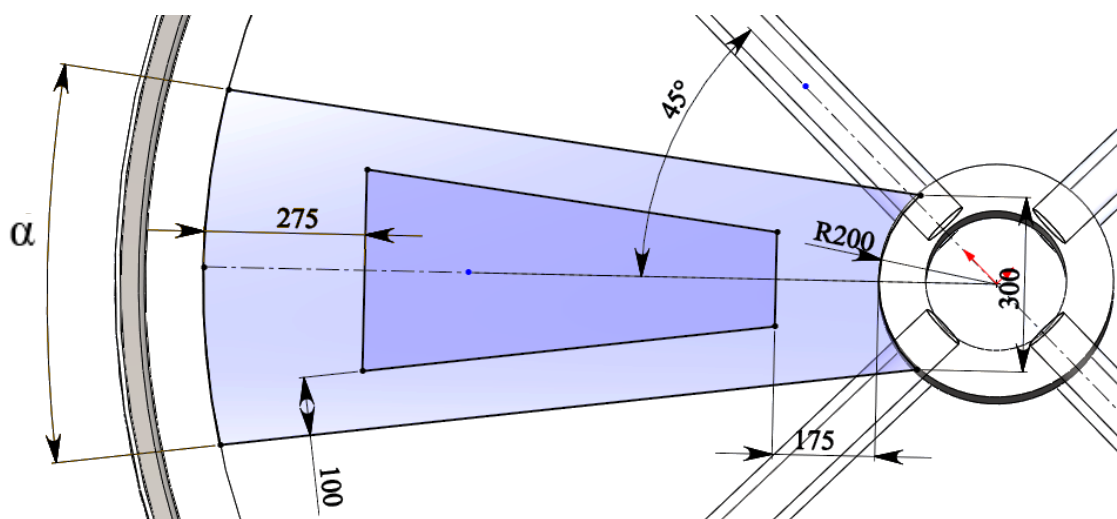


Рис. 2.6– Ескіз отвору в спицях та кут нахилу

Постановка задачі підвищення вагової ефективності реалізовано в програмі SolidWorks у вигляді дослідження проектування із заповненням спеціальної форми (рис. 2.7) [16].

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

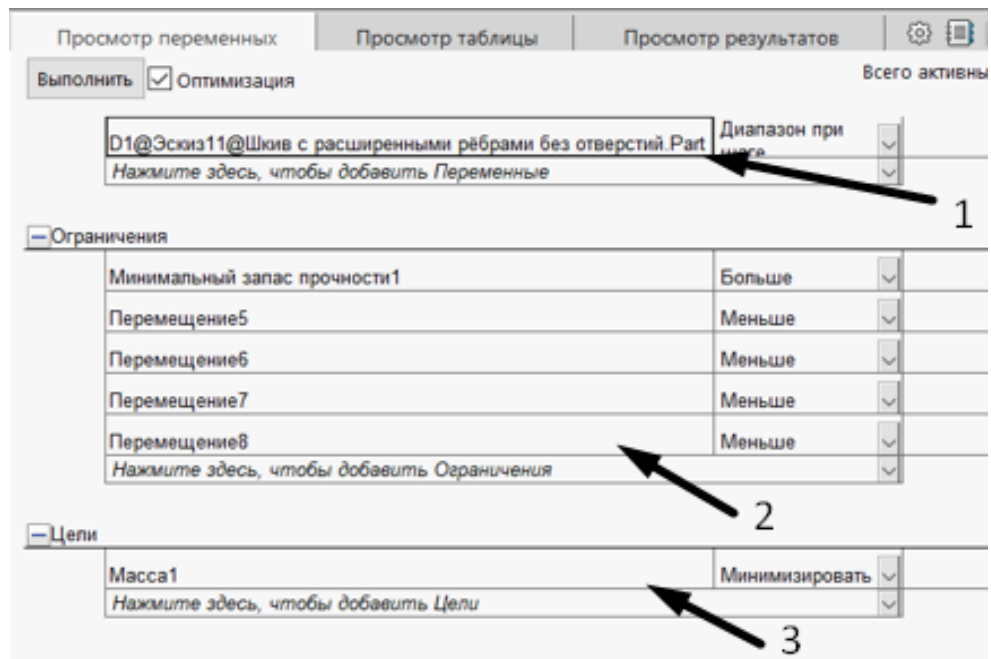


Рис. 2.7 – Форма для постановки задачі підвищення вагової ефективності в SolidWorks: 1 – змінні; 2 – обмеження; 3 – мета

Перший блок (1) відповідає за параметр, який буде змінюватися під час розв'язання задачі. У даному випадку це кут розширення спиці  $\alpha$ . Він змінюється від нуля до  $30^\circ$  з кроком  $5^\circ$ . Нуль градусів – це прямі спиці, однак в SolidWorks таке значення змінної неприпустиме, тому було вписано дуже мале число, приближене до нуля.

Другий блок (2) відповідає за обмеження: «переміщення 5» – переміщення по осі X; «переміщення 6» – переміщення по осі Y; «переміщення 7» – переміщення по осі Z; «переміщення 8» – результуюче переміщення.

У третьому блоці (3) вказано мету підвищення вагової ефективності. В нашому випадку це мінімізація маси, при якій будуть виконуватися всі обмеження в блоці 2.

На рис. 2.8 показано сім сценаріїв проведення досліджень. В SolidWorks Simulation «сценарієм» називається різне поєднання змінних та обмежень, які були вказані. Червоним кольором виділено рядок, обмеження якого не виконується. Оскільки всі сценарії мають червоний рядок, то «оптимального» сценарію не було визначено. Тобто конструкція недостатньо жорстка по осі X.

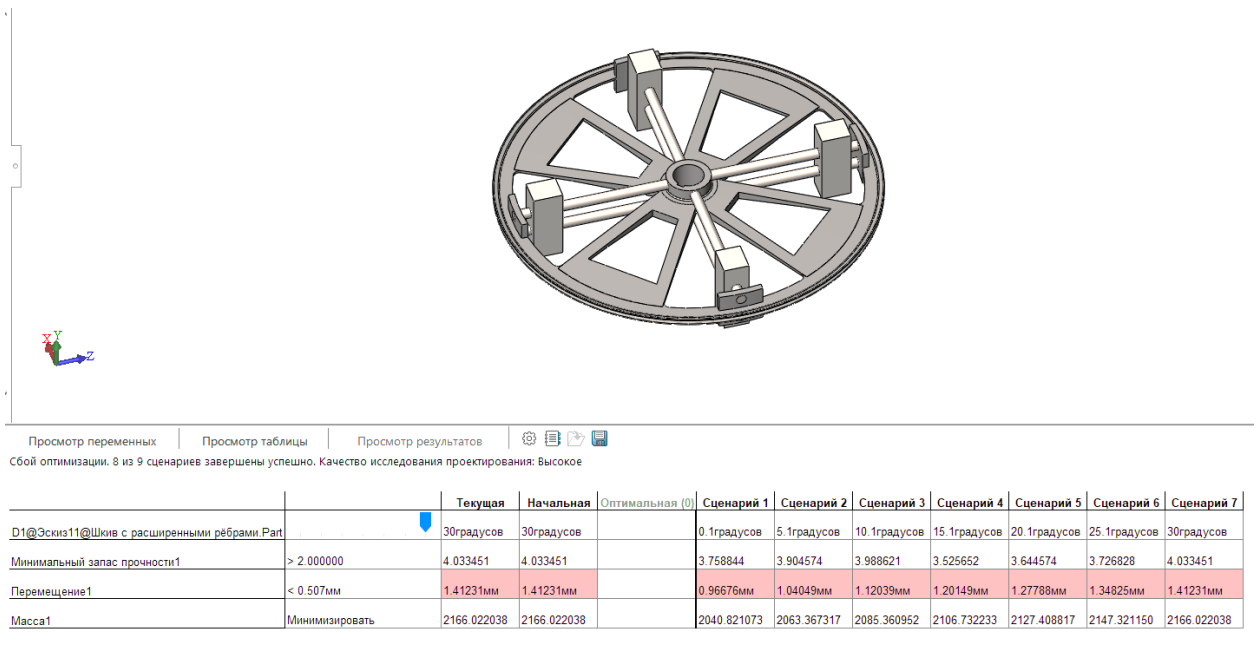
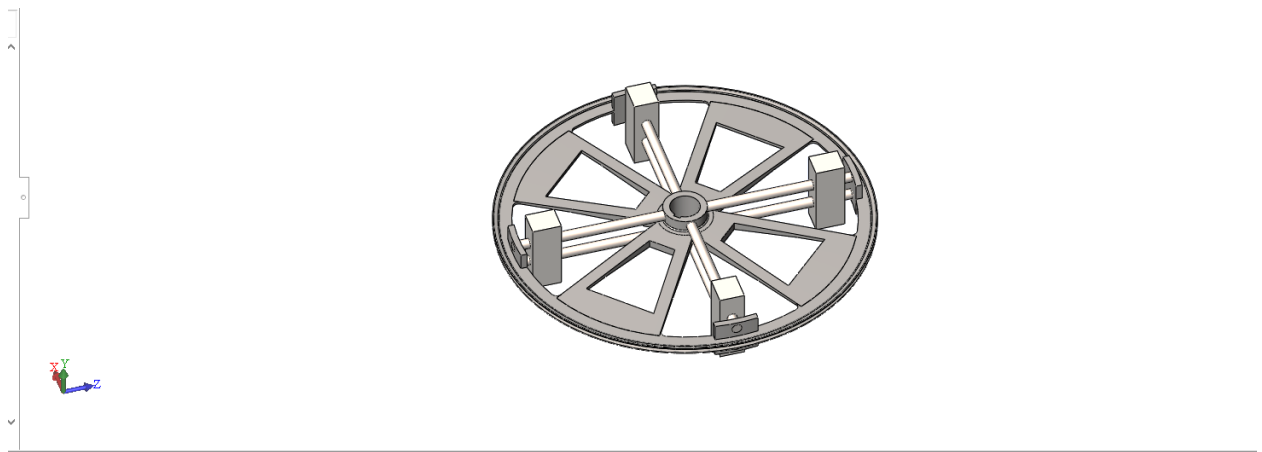


Рис. 2.8 – Результати багатоваріантних розрахунків шківa полегшеної конструкції із розширеними спицями з отворами в зборі (в якості обмеження переміщення по осі X)

Як видно з рис. 2.9 було проведено 9 сценаріїв та визначено «оптимальний». Оскільки взагалі відсутні червоні рядки, то теоретично кожний із сценаріїв підходить (обмеження щодо переміщення відносно осі Y дотримується), однак найменшу масу має саме перший. При цьому кут розширення спиць склав  $0^\circ$  (тобто прямі спиці), а коефіцієнт запасу міцності – 3,7.

На рис. 2.10 видно, що в кожному сценарії є червоний рядок. Це свідчить, що не виконується умова обмеження переміщення по осі Z при будь-якому значенні кута  $\alpha$ . Тому стовпчик «оптимального» сценарію пустий, що свідчить про недостатню жорсткість по осі Z.

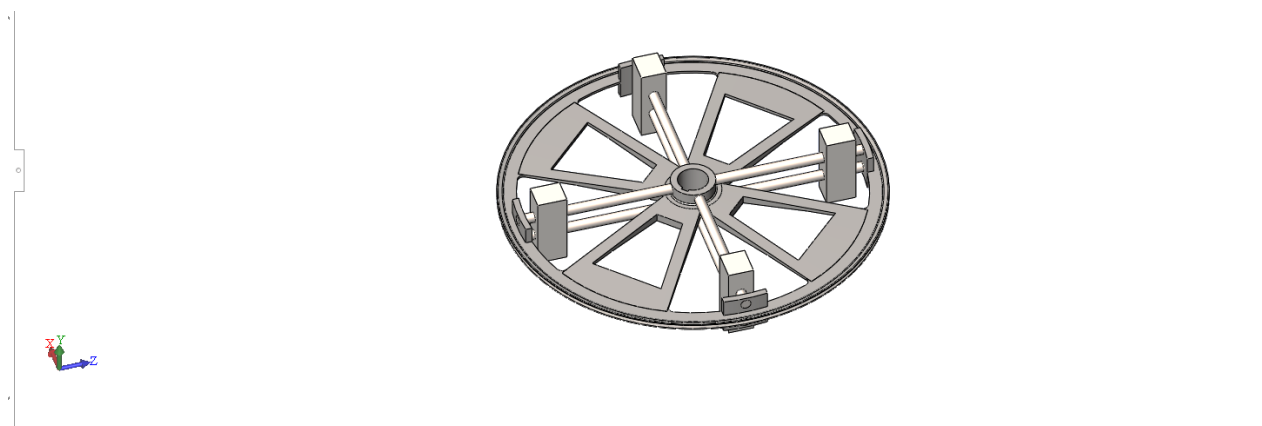


Просмотр переменных | Просмотр таблицы | Просмотр результатов |   
 9 из 9 сценариев завершены успешно. Качество исследования проектирования: Высокое

		Текущая	Начальная	Оптимальная (t)	Сценарий 1	Сценарий 2	Сценарий 3	Сценарий 4	Сценарий 5	Сценарий 6	Сценарий 7
D1@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами Part		30градусов	30градусов	0.1градусов	0.1градусов	5.1градусов	10.1градусов	15.1градусов	20.1градусов	25.1градусов	30градусов
Минимальный запас прочности1	> 2.000000	4.033451	4.033451	3.758844	3.758844	3.904574	3.988621	3.525652	3.644574	3.726828	4.033451
Перемещение2	< 0.156мм	0.00126мм	0.00126мм	0.00111мм	0.00111мм	0.00107мм	0.00106мм	0.00107мм	0.001мм	0.0011мм	0.00126мм
Масса1	Минимизировать	2166.022038	2166.022038	2040.821073	2040.821073	2063.367317	2085.360952	2106.732233	2127.408817	2147.321150	2166.022038

Рис. 2.9 – Результаты багатовариантных расчетов шкива полегшеной конструкции из расширенными спицами с отверстиями в сборе (в якості обмеження переміщення по осі Y)

Из результатов расчетов, приведенных на рис. 2.11, вытекает, что не выполняется ограничение результирующего перемещения (на це вказує червоний рядок в кожному сценарію). Тому «оптимального» сценарию не было определено.



Просмотр переменных | Просмотр таблицы | Просмотр результатов |   
 Сбой оптимизации. 8 из 9 сценариев завершены успешно. Качество исследования проектирования: Высокое

		Текущая	Начальная	Оптимальная (t)	Сценарий 1	Сценарий 2	Сценарий 3	Сценарий 4	Сценарий 5	Сценарий 6	Сценарий 7
D1@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами Part		30градусов	30градусов		0.1градусов	5.1градусов	10.1градусов	15.1градусов	20.1градусов	25.1градусов	30градусов
Минимальный запас прочности1	> 2.000000	4.033451	4.033451		3.758844	3.904574	3.988621	3.525652	3.644574	3.726828	4.033451
Перемещение3	< 0.493мм	1.44858мм	1.44858мм		1.01931мм	1.08979мм	1.16665мм	1.24485мм	1.31857мм	1.38662мм	1.44858мм
Масса1	Минимизировать	2166.022038	2166.022038		2040.821073	2063.367317	2085.360952	2106.732233	2127.408817	2147.321150	2166.022038

Рис. 2.10 – Результаты багатовариантных расчетов шкива полегшеной конструкции

із розширеними спицями з отворами в зборі (в якості обмеження переміщення по осі Z)

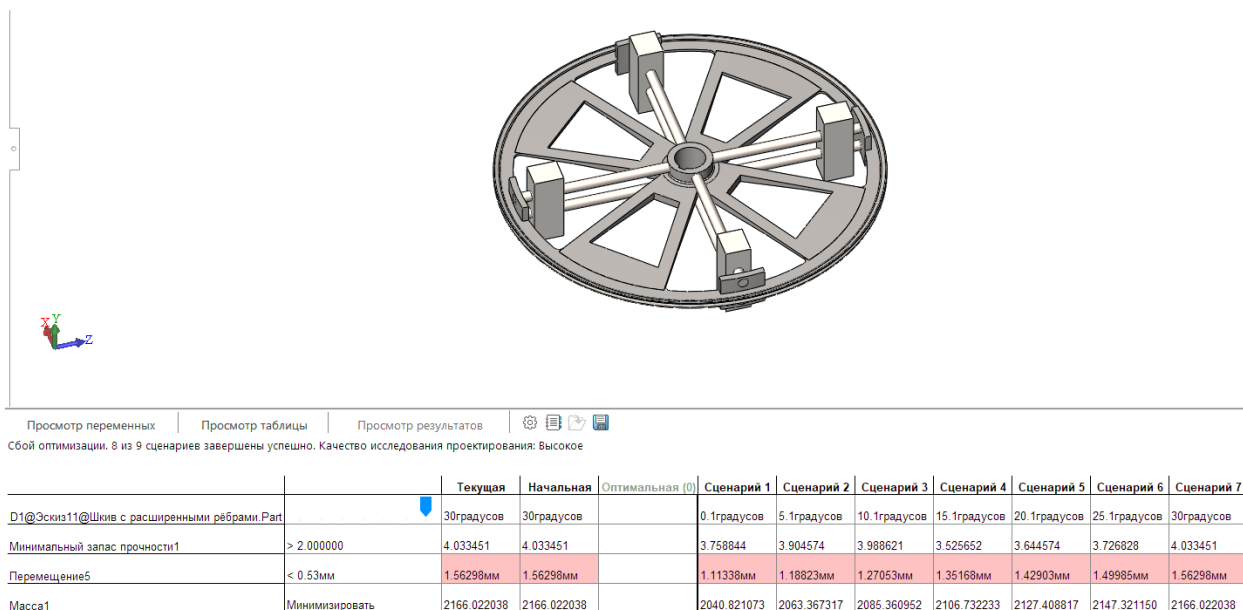


Рис. 2.11 – Результати багатоваріантних розрахунків шків полегшеної конструкції із розширеними спицями з отворами в зборі (в якості обмеження результуюче переміщення)

Аналізуючи отримані результати (рис. 2.8 – 2.11), доходимо висновку, що шків такої конструкції має недостатню жорсткість по осях X, Z та результуючому переміщенню у всіх сценаріях. Тому в проведенні дослідження з поєднанням всіх переміщень немає сенсу.

Так, як розміри отворів у спицях були прийняті для максимального зменшення маси, то надалі буде проведено розрахунок раціональних значень цих розмірів із постійним значенням кута  $\alpha = 15^\circ$ .

Розрахунок проводився відповідно до форми, показаної на рис. 2.12. В якості змінних виступали розміри  $D_3$ , який змінювався від 50 мм до 150 мм з кроком 50 мм, розміри  $D_4$  та  $D_5$ , які змінювались від 100 мм до 400 мм з кроком 100 мм (рис. 2.13). Обмеження по міцності (коефіцієнт запасу міцності – більше двох) та жорсткості (переміщення 6, 7, 8, 9 – це переміщення по осям X, Y, Z та результуюче переміщення відповідно) залишилися таким ж самими

та були об'єднанні в один розрахунок. Мета розрахунку також залишилися без змін (мінімізація маси).

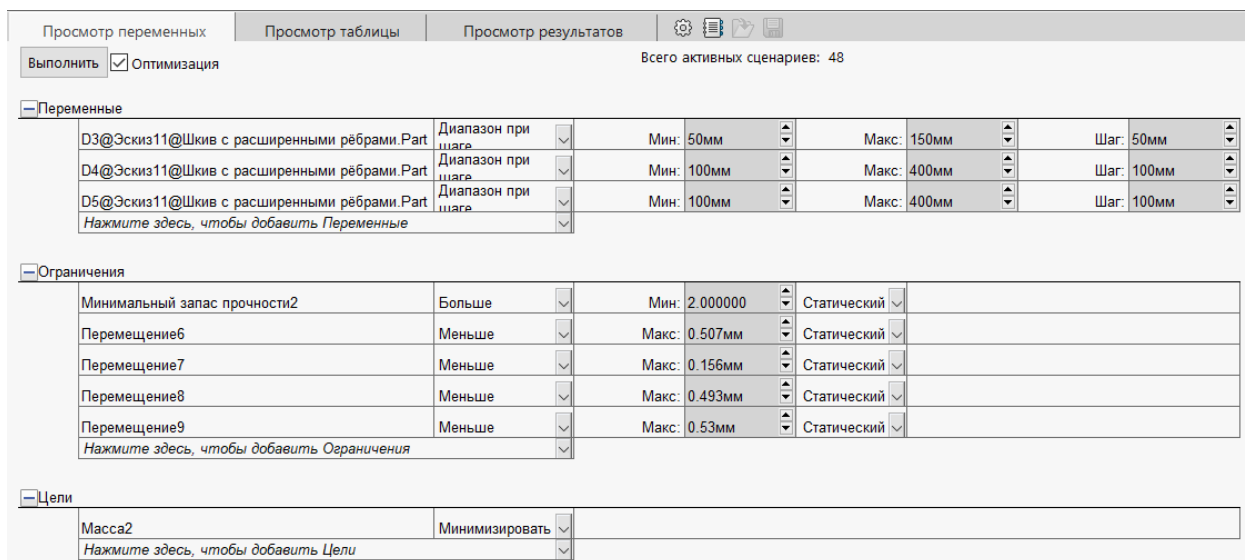


Рис. 2.12 – Форма для постановки задачі підвищення вагової ефективності в SolidWorks розмірів отвору в спицях

Було проведено 48 сценаріїв із різним поєднанням змінних. Як видно з результатів представлених на рис. 2.14 в усіх сценаріях не виконується обмеження переміщення по осі X, Z та результуючому переміщенню. Це означає, що конструкція недостатньо жорстка. В деяких випадках (сценарій №1, №4, №7) не виконується навіть умова мінімального коефіцієнта запасу міцності, що свідчить про недостатню міцність конструкції.

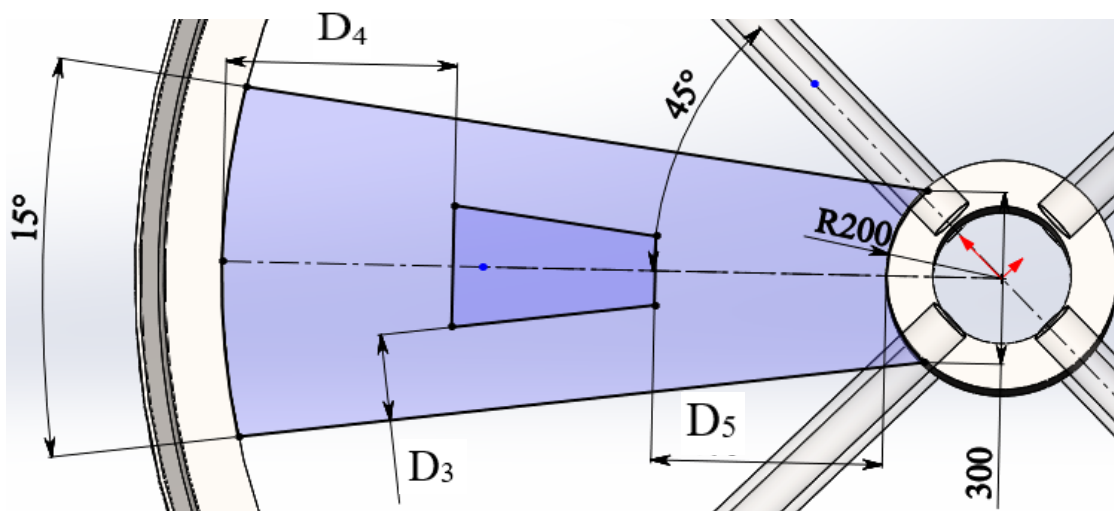


Рис. 2.13 – Ескіз отвору в спицях, розміри яких покращувались

	Текущая	Начальная	Оптимальная (0)	Сценарий 1	Сценарий 2	Сценарий 3	Сценарий 4	Сценарий 5	Сценарий 6	Сценарий 7	Сценарий 8	Сценарий 9
D3@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами Part	150мм	150мм		50мм	100мм	150мм	50мм	100мм	150мм	50мм	100мм	150мм
D4@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами Part	400мм	400мм		100мм	100мм	100мм	200мм	200мм	200мм	300мм	300мм	300мм
D5@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами Part	400мм	400мм		100мм	100мм	100мм	100мм	100мм	100мм	100мм	100мм	100мм
Минимальный запас прочности2	> 2.000000	6.896533	6.896533	1.656068	3.269946	5.972655	1.675259	3.282431	6.371824	1.671676	3.625397	6.441484
Перемещение6	< 0.507мм	0.39826мм	0.39826мм	5.67827мм	1.96803мм	0.88003мм	5.0436мм	1.63586мм	0.75563мм	4.36338мм	1.33849мм	0.65029мм
Перемещение7	< 0.156мм	0.00112мм	0.00112мм	0.00525мм	0.00187мм	0.00112мм	0.00458мм	0.002мм	0.00108мм	0.00412мм	0.00189мм	0.00108мм
Перемещение8	< 0.493мм	0.43615мм	0.43615мм	5.73202мм	2.01314мм	0.9215мм	5.09678мм	1.68013мм	0.79641мм	4.41529мм	1.38201мм	0.69039мм
Перемещение9	< 0.53мм	0.63418мм	0.63418мм	5.80347мм	2.07779мм	1.02207мм	5.16793мм	1.7606мм	0.91887мм	4.48599мм	1.48345мм	0.83414мм
Масса2	Минимизировать	2268.928978	2268.928978	1903.563098	2031.133854	2160.118464	1939.331515	2059.479206	2180.977219	1976.835044	2088.733799	2201.917942

Рис. 2.14 – Результаты багатоваріантного розрахунку розмірів отвору в спицях

Оскільки при куті  $\alpha = 15^\circ$  не було визначено оптимального сценарію, то зменшення цього кута не призведе бажаного результату. До того ж, наприклад при прямих спицях ( $\alpha = 0^\circ$ ), розміри отвору будуть виходити за рамки самої спиці і SolidWorks не зможе прорахувати результати. Тому подальшим етапом буде проведення подібного багатоваріантного розрахунку із додаванням кута  $\alpha$ , значення якого буде становить  $20^\circ$  та  $25^\circ$ .

Було проведено 98 сценаріїв з різноманітним поєднанням змінних. Як видно з результатів, представлених на рис. 2.15, не виконується умова жорсткості по осям X, Z та результуючому переміщенню. Іноді (сценарії №1, №4, №7) не виконується обмеження по мінімальному коефіцієнту запасу міцності, що свідчить про недовіду міцність конструкції.

	Текущая	Начальная	Оптимальная (0)	Сценарий 1	Сценарий 2	Сценарий 3	Сценарий 4	Сценарий 5	Сценарий 6	Сценарий 7	Сценарий 8	Сценарий 9
D3@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами Part	150мм	150мм		50мм	100мм	150мм	50мм	100мм	150мм	50мм	100мм	150мм
D4@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами Part	400мм	400мм		100мм	100мм	100мм	200мм	200мм	200мм	300мм	300мм	300мм
D5@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами Part	400мм	400мм		100мм	100мм	100мм	100мм	100мм	100мм	100мм	100мм	100мм
D1@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами Part	25градусов	15градусов		20градусов	20градусов	20градусов	20градусов	20градусов	20градусов	20градусов	20градусов	20градусов
Минимальный запас прочности2	> 2.000000	8.305793	6.896533	1.691949	3.374989	6.166409	1.684201	3.541034	6.347665	1.705083	3.952157	3.614200
Перемещение6	< 0.507мм	0.36701мм	0.39826мм	6.05809мм	2.093мм	0.91766мм	5.41535мм	1.7391мм	0.78845мм	4.71691мм	1.4279мм	0.67098мм
Перемещение7	< 0.156мм	0.00102мм	0.00112мм	0.00412мм	0.00169мм	0.00108мм	0.00419мм	0.00187мм	0.00111мм	0.00368мм	0.00186мм	0.00112мм
Перемещение8	< 0.493мм	0.39977мм	0.43615мм	6.10914мм	2.13534мм	0.95627мм	5.46578мм	1.78061мм	0.82658мм	4.7661мм	1.46864мм	0.70829мм
Перемещение9	< 0.53мм	0.64633мм	0.63418мм	6.16682мм	2.19824мм	1.05774мм	5.53077мм	1.86119мм	0.95542мм	4.83505мм	1.57075мм	0.86463мм
Масса2	Минимизировать	2350.863950	2268.928978	1909.690877	2036.923078	2165.833031	1952.362138	2072.195572	2193.626571	1996.826579	2108.422977	2221.535690

Рис. 2.15 – Результати багатоваріантного розрахунку розмірів отвору та кута розширення спиць

Отже, конструкція шківа з отворами в спицях не може повноцінно відповідати заданим обмеженням при будь-яких умовах. Тому далі буде розглянута конструкція шківа без отворів у спицях (рис. 2.16).

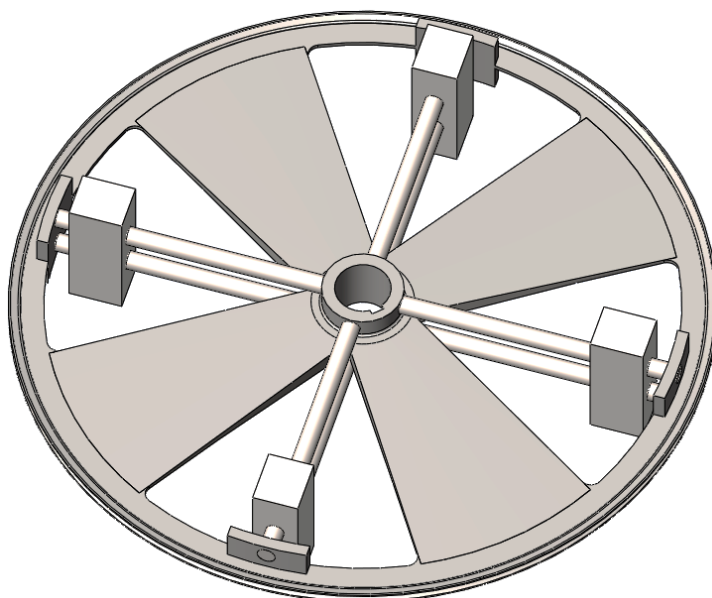


Рис. 2.16 – Шків полегшений із розширеними спицями без отворів

На рис. 2.17 червоним кольором виділено невиконання обмеження в сценарії №1. Тому кут розширення спиць склав  $5^\circ$  в «оптимальному» сценарії № 2. В інших сценаріях також виконуються усі обмеження, однак маса також більша.

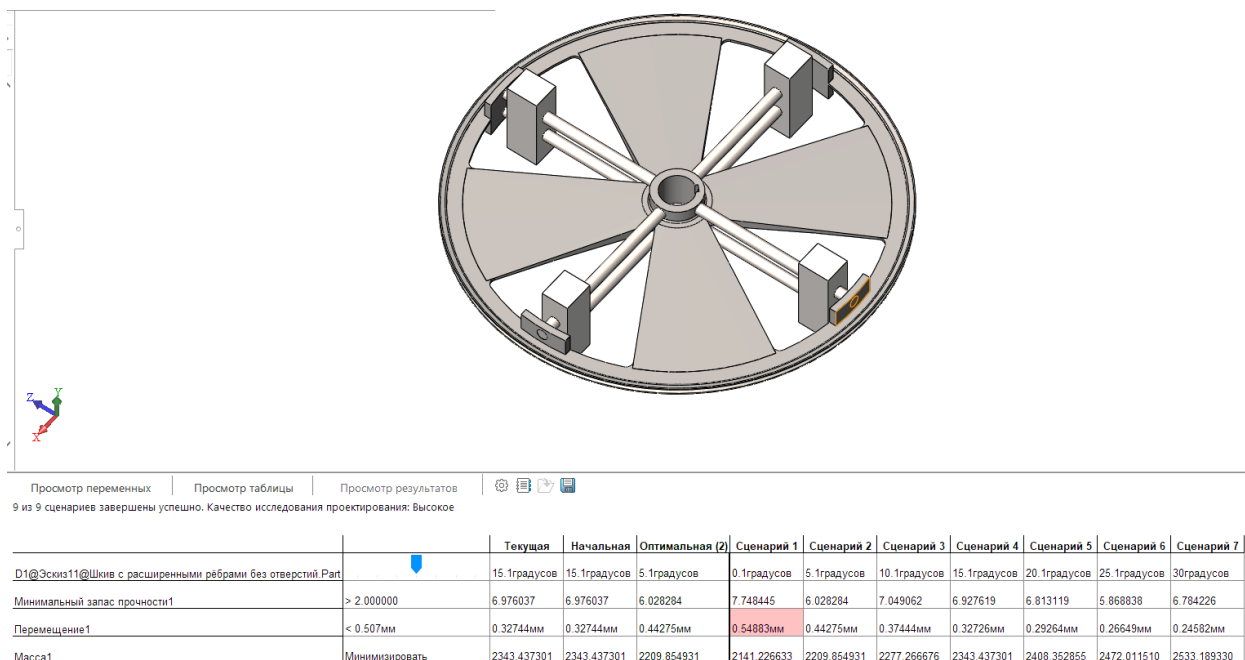


Рис. 2.17 – Результати багатоваріантних розрахунків шківa полегшеної конструкції із розширеними ребрами без отворів (в якості обмеження – переміщення по осі X)

Результати розрахунків, представлені на рис. 2.18, свідчать про те, що в усіх сценаріях виконується усі обмеження, однак найменшу масу має шків із

кутом розширення спиць  $0^\circ$  (тобто прямі спиці). Тому «оптимальним» сценарієм став перший сценарій.

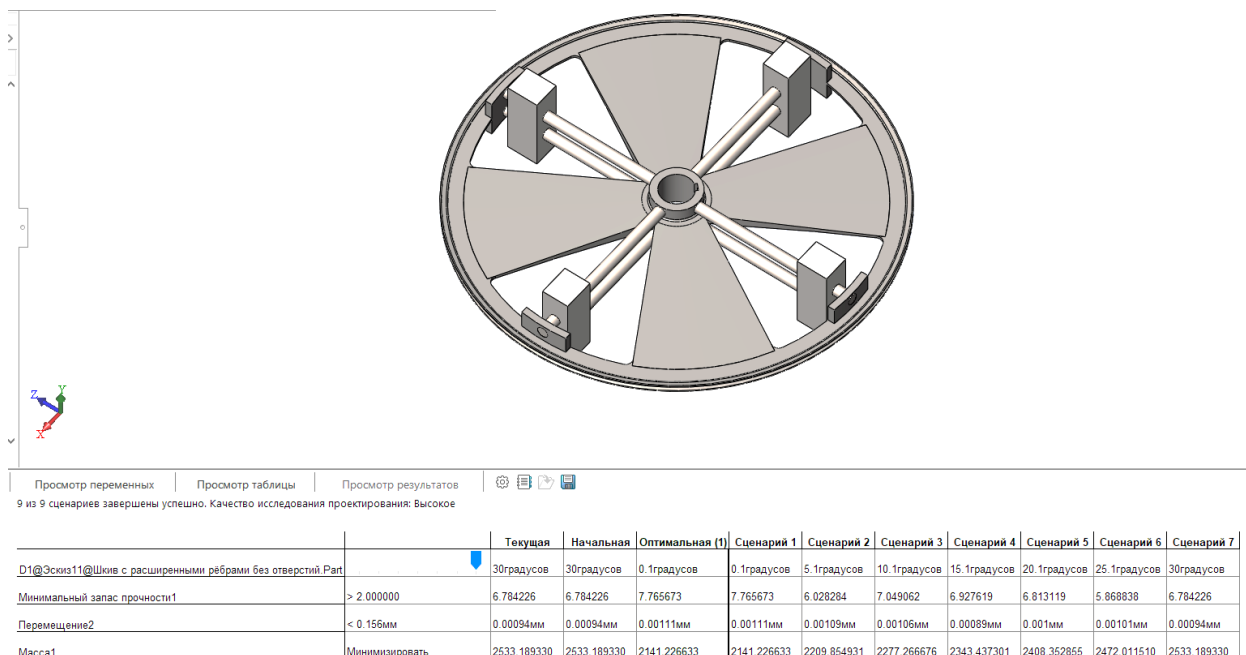
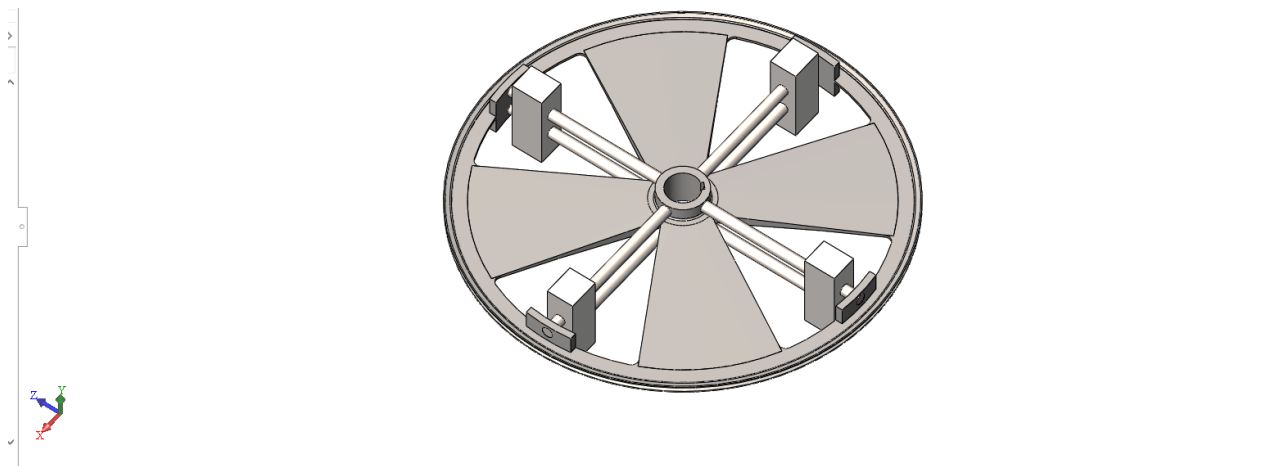


Рис. 2.18 – Результати багатоваріантних розрахунків шківa полегшеної конструкції із розширеними ребрами без отворів (в якості обмеження переміщення по осі Y)

Із результатів розрахунків, наведених на рис. 2.19, видно, що в першому сценарії не виконується обмеження стосовно переміщення по осі Z. Сценарій №2 показує, що кут розширення спиць, при якому виконуються усі умови та найменша маса, складає  $5^\circ$ .



Просмотр переменных | Просмотр таблицы | Просмотр результатов |

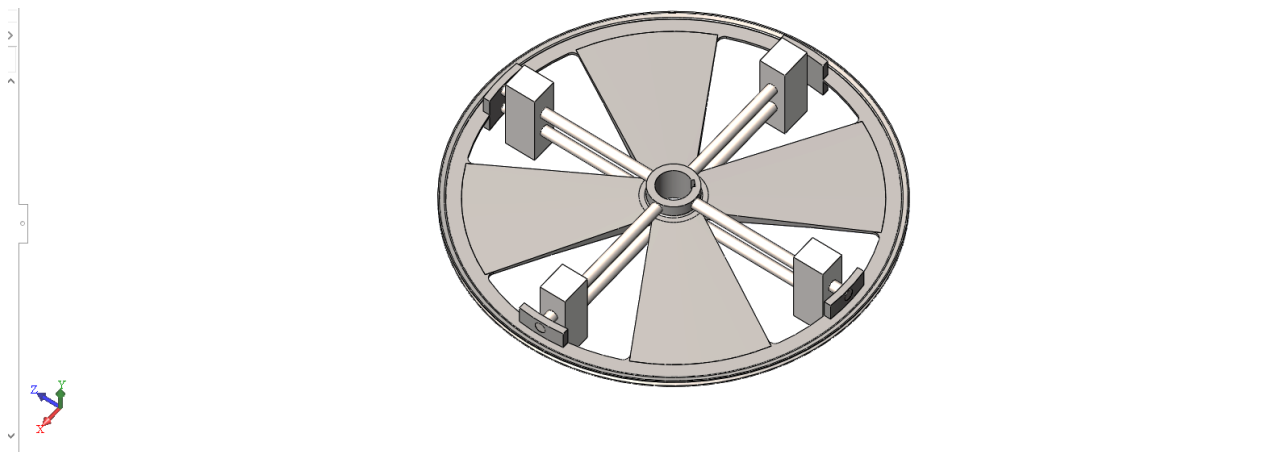
9 из 9 сценариев завершены успешно. Качество исследования проектирования: Высокое

		Текущая	Начальная	Оптимальная (2)	Сценарий 1	Сценарий 2	Сценарий 3	Сценарий 4	Сценарий 5	Сценарий 6	Сценарий 7
D1@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами без отверстий.Pat		30градусов	30градусов	5.1градусов	0.1градусов	5.1градусов	10.1градусов	15.1градусов	20.1градусов	25.1градусов	30градусов
Минимальный запас прочности1	> 2.000000	6.784226	6.784226	6.028284	7.765673	6.028284	7.049062	6.927619	6.813119	5.868838	6.784226
Перемещение3	< 0.493мм	0.24294мм	0.24294мм	0.43475мм	0.53895мм	0.43475мм	0.36792мм	0.32198мм	0.28832мм	0.26297мм	0.24294мм
Масса1	Минимизировать	2533.189330	2533.189330	2209.854931	2141.226633	2209.854931	2277.266676	2343.437301	2408.352855	2472.011510	2533.189330

Рис. 2.19 – Результаты багатовариантных расчетов шкива облегченной конструкции из расширенными ребрами без отверстий (в качестве ограничения перемещения по оси Z)

На рис. 2.20 видно, что в сценариях №1 – №5 не выполняется условие жесткости (ограничение результирующего перемещения). Сценарий №6 показывает, что угол расширения спиц, при котором выполняются все условия и шкив имеет наименьшую массу, составляет  $25^\circ$ .

На рис. 2.21 приведены результаты расчетов с объединением ограничений, которые рассматривались выше. Как можно видеть, для сценариев №1–5 не выполняются ограничения относительно отдельных перемещений. Среди остальных сценариев оптимальным является шестой, которому соответствует угол расширения спиц  $\alpha = 25^\circ$ . Такая конструкция имеет большую массу, чем конструкция с отверстиями, но является более прочной и достаточно жесткой (все ограничения соблюдаются).

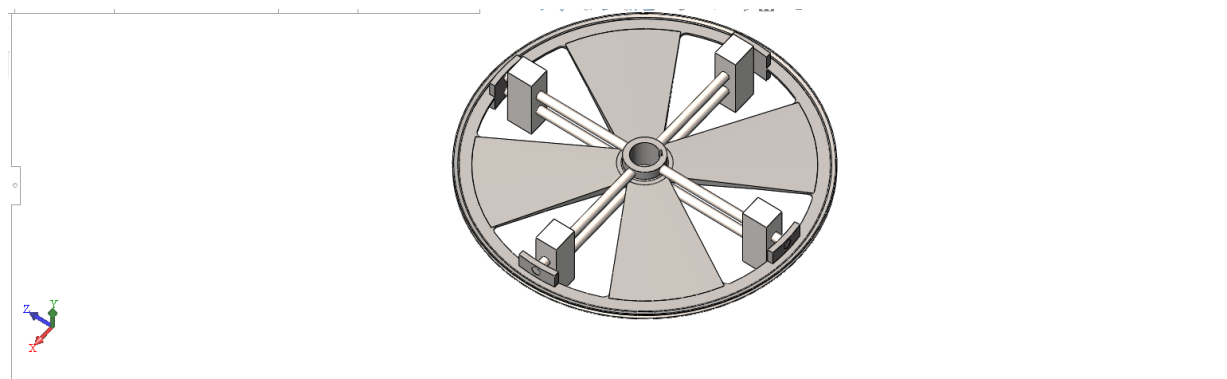


Просмотр переменных | Просмотр таблицы | Просмотр результатов |

9 из 9 сценариев завершены успешно. Качество исследования проектирования: Высокое

	Текущая	Начальная	Оптимальная (6)	Сценарий 1	Сценарий 2	Сценарий 3	Сценарий 4	Сценарий 5	Сценарий 6	Сценарий 7
D1@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами без отверстий.Part	30градусов	30градусов	25.1градусов	0.1градусов	5.1градусов	10.1градусов	15.1градусов	20.1градусов	25.1градусов	30градусов
Минимальный запас прочности1	> 2.000000	6.784226	6.784226	5.868838	7.765673	6.028284	7.049062	6.927619	6.813119	5.868838
Перемещение4	< 0.53мм	0.5155мм	0.5155мм	0.5243мм	0.72341мм	0.63827мм	0.58832мм	0.56742мм	0.53741мм	0.5243мм
Масса1	Минимизировать	2533.189330	2533.189330	2472.011510	2141.226633	2209.854931	2277.266676	2343.437301	2408.352855	2472.011510

Рис. 2.20 – Результаты багатовариантных расчетов шкива полегшеной конструкции из расширенными ребрами без отверстий (в якості обмеження – результуюче переміщення)



Просмотр переменных | Просмотр таблицы | Просмотр результатов |

9 из 9 сценариев завершены успешно. Качество исследования проектирования: Высокое

	Текущая	Начальная	Оптимальная (6)	Сценарий 1	Сценарий 2	Сценарий 3	Сценарий 4	Сценарий 5	Сценарий 6	Сценарий 7
D1@Эскиз11@Шкив с расширенными ребрами без отверстий.Part	30градусов	30градусов	25.1градусов	0.1градусов	5.1градусов	10.1градусов	15.1градусов	20.1градусов	25.1градусов	30градусов
Минимальный запас прочности1	> 2.000000	6.784226	6.784226	5.868838	7.765673	6.028284	7.049062	6.927619	6.813119	5.868838
Перемещение5	< 0.507мм	0.24582мм	0.24582мм	0.26649мм	0.54877мм	0.44275мм	0.37444мм	0.32726мм	0.29264мм	0.26649мм
Перемещение6	< 0.156мм	0.00094мм	0.00094мм	0.00101мм	0.00111мм	0.00109мм	0.00106мм	0.00089мм	0.001мм	0.00101мм
Перемещение7	< 0.493мм	0.24294мм	0.24294мм	0.26297мм	0.53895мм	0.43475мм	0.36792мм	0.32198мм	0.28832мм	0.26297мм
Перемещение8	< 0.53мм	0.5155мм	0.5155мм	0.5243мм	0.72341мм	0.63827мм	0.58832мм	0.56742мм	0.53741мм	0.5243мм
Масса1	Минимизировать	2533.189330	2533.189330	2472.011510	2141.226633	2209.854931	2277.266676	2343.437301	2408.352855	2472.011510

Рис. 2.21 – Результаты багатовариантных расчетов шкива полегшеной конструкции из расширенными ребрами без отверстий (в якості обмеження – переміщення по осям X, Y, Z та результуюче переміщення)

Результати досліджень зведені в табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Параметри шківів різної конструкції

Конструкція шківів	Запас міцності	Переміщення, мм				Маса, кг
		По осі X	По осі Y	По осі Z	Результуюче	
Базова	10	0,507	0,156	0,493	0,53	3691
Полегшена з отворами	5,3	1,1	0,001	1,27	2,3	2040
Полегшена без отворів	7,4	0,27	0,001	0,26	0,52	2470

Полегшена конструкція без отворів має приблизно таку ж жорсткість, як і базова конструкція, але в той же час вона є легшою на

$$\frac{m_{\text{ш}} - m_{\text{ш}'}}{m_{\text{ш}}} \cdot 100 \% = \frac{3691 - 2470}{3691} \cdot 100 \% = 33 \% ,$$

що є дуже непоганим результатом.

Перераховую масу приводу та відсоток маси кожного елемента в масі приводу (1.1 – 1.9).

$$M_{\text{пр}'} = m_{\text{ед}} + m_{\text{р}} + m_{\text{кп}} + m_{\text{пв1}} + m_{\text{м}} + m_{\text{пв2}} + m_{\text{ш}} + m_{\text{оп}} =$$

$$= 372,6 + 878 + 563 + 123 + 228 + 354 + 2343 + 2962 = 7823,6 \text{ кг}$$

$$m_{\text{оп}'} = \frac{m_{\text{оп}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{2962}{7823,6} \cdot 100 \% = 37,9 \%$$

$$m_{\text{ш}'} = \frac{m_{\text{ш}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{2343}{7823,6} \cdot 100 \% = 30 \%$$

$$m_{\text{р}'} = \frac{m_{\text{р}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{878}{7823,6} \cdot 100 \% = 11,2 \%$$

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

$$m_{\text{кп}'} = \frac{m_{\text{кп}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{563}{7823,6} \cdot 100 \% = 7,2 \%$$

$$m_{\text{ед}'} = \frac{m_{\text{ед}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{372,6}{7823,6} \cdot 100 \% = 4,8 \%$$

$$m_{\text{пв2}'} = \frac{m_{\text{пв2}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{354}{7823,6} \cdot 100 \% = 4,5 \%$$

$$m_{\text{м}'} = \frac{m_{\text{м}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{228}{7823,6} \cdot 100 \% = 2,9 \%$$

$$m_{\text{пв1}'} = \frac{m_{\text{пв1}}}{M_{\text{пр}'}} \cdot 100 \% = \frac{123}{7823,6} \cdot 100 \% = 1,6 \%$$

Зменшення ободу та визначення найкращого значення кута розширення спиць шківів призвели до зменшення маси приводу на

$$\frac{M_{\text{пр}} - M_{\text{пр}'}}{M_{\text{пр}}} \cdot 100 \% = \frac{9266 - 7823,6}{9266} \cdot 100 \% = 15,6 \% \quad (2.1)$$

Ще одним позитивним моментом зменшення маси шківів є зменшення навантаження на електродвигун під час пуску, оскільки момент інерції шківів зменшився.

### 2.1.1 Розрахунок шківів змінного моменту інерції з еліптичними спицями.

Оскільки розглядався лише прямокутний переріз спиць, то одним із подальших напрямків вибору найкращої конструкції є розгляд іншої форми перерізу спиць. Зазвичай, шківів виготовляють зі спицями еліптичної форми. Тому надалі буде розглянута саме така форма спиць та буде проведено аналіз та вибір кращої конструкції.

Розміри перерізу спиць визначають в залежності від навантаження, яке передає шків, його діаметру та міцності матеріалу, з якого виготовлений шків.

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

На рис. 2.22 представлено ескіз шків з еліптичними спицями.

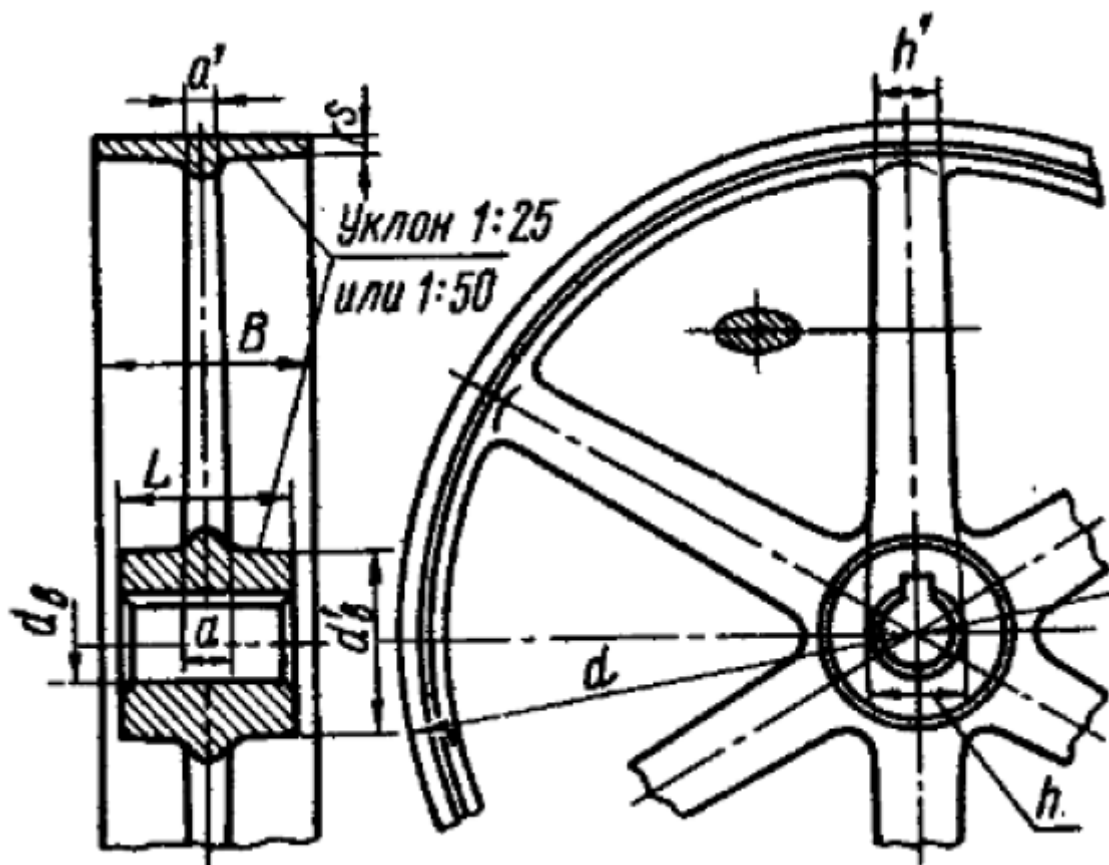


Рис. 2.22 – Ескіз шків з еліптичними спицями

Визначаю кількість спиць за формулою:

$$k_c = (0,14 \dots 0,17) \cdot \sqrt{d} = 0,14 \cdot \sqrt{3000} \dots 0,17 \cdot \sqrt{3000} = 7,6 \dots 9, \quad (3.2)$$

де  $d$  – діаметр шків,  $d = 3000$  мм [15]

Оскільки розрахована кількість спиць  $k_c > 3$ , то шків має бути виготовлений з парною кількістю спиць в цьому діапазоні, приймаю  $k_c = 8$ . Однак, при такій кількості спиць конструктивно буде неможливим встановлення напрямних з вантажами (не буде місця для них), що призведе до неможливості зміни моменту інерції шків. Тому припускаю, що напрямні будуть частково виконувати роль спиць. Тобто буде чотири спиці з еліптичним перерізом та чотири пари напрямних.

Визначаю розміри спиці за формулою:

$$h = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot d}{k_c \cdot [\sigma_{зг}]}} = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{39549 \cdot 3000}{8 \cdot 80}} = 193,9 \text{ мм}, \quad (2.3)$$

де  $[\sigma_{зг}]$  – допустиме напруження згинання сталевого шків, приймаю

									Арк.
									39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ				

$$[\sigma_{зг}] = 80 \text{ МПа}$$

Приймаю  $h = 195 \text{ мм}$ .

$$a = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 195 = 78 \text{ мм}, \quad (2.4)$$

Приймаю  $a = 80 \text{ мм}$ .

3D-модель шківа з розрахунковими геометричними параметрами представлено на рис. 2.23. Маса шківа такої конструкції становить 1978 кг, яка була визначена за допомогою SolidWorks.

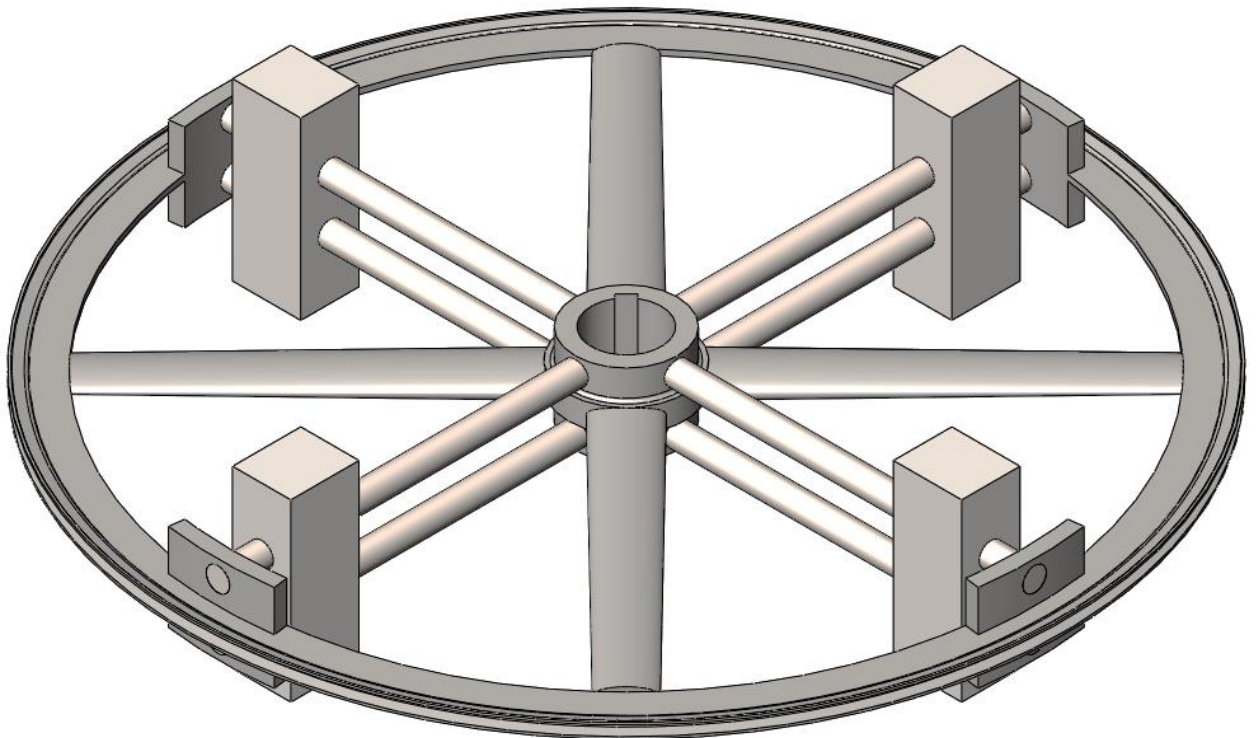


Рис. 2.23 – 3D-модель шківа з еліптичними спицями

Шків з еліптичним перерізом спиць було закріплено та навантажено аналогічно, як і попередні конструкції шківів змінного моменту інерції. Форму навантаження конструкції представлено на рис. 2.24. На цьому рисунку:

- вкладка «деталі» - дає можливість вибрати матеріал деталей, які входять до складу шківа;
- «з'єднання» – дає можливість обрати тип з'єднання деталей. В нашому випадку обрано «глобальний контакт – зв'язані», тобто всі деталі під дією навантажень будуть взаємодіяти між собою;
- «кріплення» – дає можливість обрати яким чином буде закріплена деталь та яка саме її частина (поверхня, грань, кромка тощо);

									Арк.
									40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ				

- «зовнішні навантаження» - дають змогу обрати тип навантаження, його величину та напрям;
- «сітка» - необхідна при самому розрахунку. Цей параметр відповідає за точність розрахунку: чим менший розмір сітки, тим точніше буде результат розрахунку. Однак через особливості моделей іноді виникає ситуація, коли заокруглення, фаски і отвори малих розмірів не дають змоги якісно створити сітку. В таких випадках можна або «погасити» ці елементи, або змінити розмір сітки, при якому розрахунок буде відповідати заданій точності.
- «параметри результатів» - дає змогу змінити параметри отриманих результатів. Можна обрати результати тільки по необхідній осі, змінити одиниці вимірювання, задати межі відображення результату тощо;
- «результати» - відображають результати розрахунку. При необхідності є можливість додати додаткові епюри та відобразити їх.

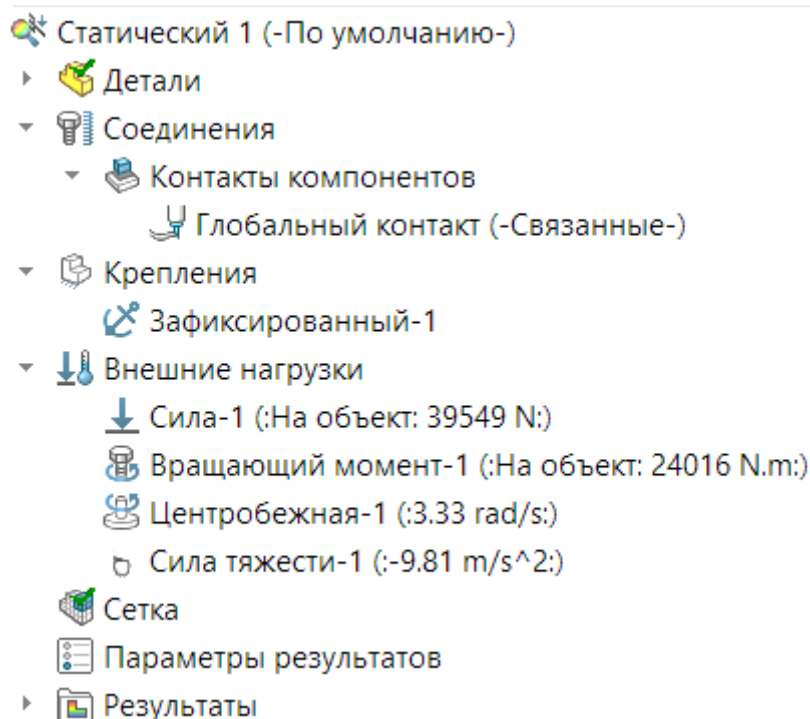


Рис. 2.24 – Форма для розрахунку 3D-моделі

Після проведення розрахунку на міцність було отримано епюри напружень, переміщень (по осям X, Y, Z та результуючому переміщенню) та коефіцієнту запасу міцності. На рис. 3.25 представлено епюру розподілення напруження. Як видно з цього рисунку максимальне напруження склапо 71,8

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

МПа в

зоні зміни форми перерізу спиці та ободу, що є передбачуваним.

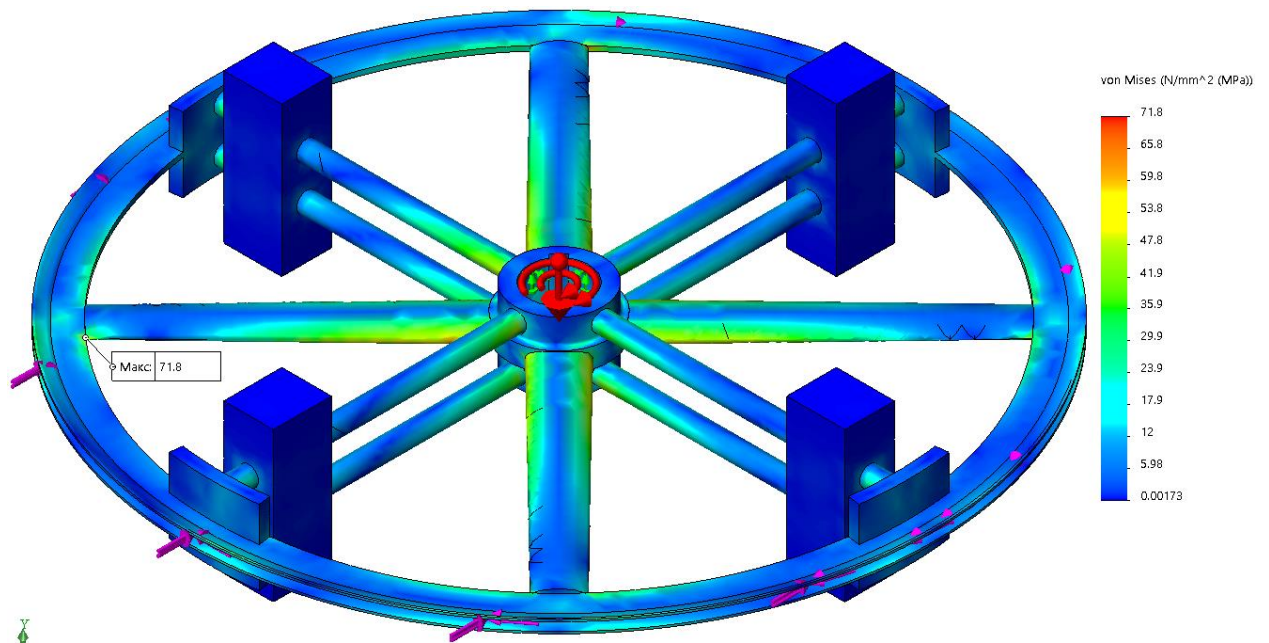


Рис. 2.25 – Епюра розподілення напруження шків з еліптичними спицями

На рис. 2.26 показано епюру переміщення по осі X. З цього рисунку видно, що максимальне переміщення (1,85 мм) відбувається в зоні навантаження від натягу канату та встановленні напрямних. Це свідчить, що напрямні не можуть повноцінно замінити спиці з еліптичним перерізом.

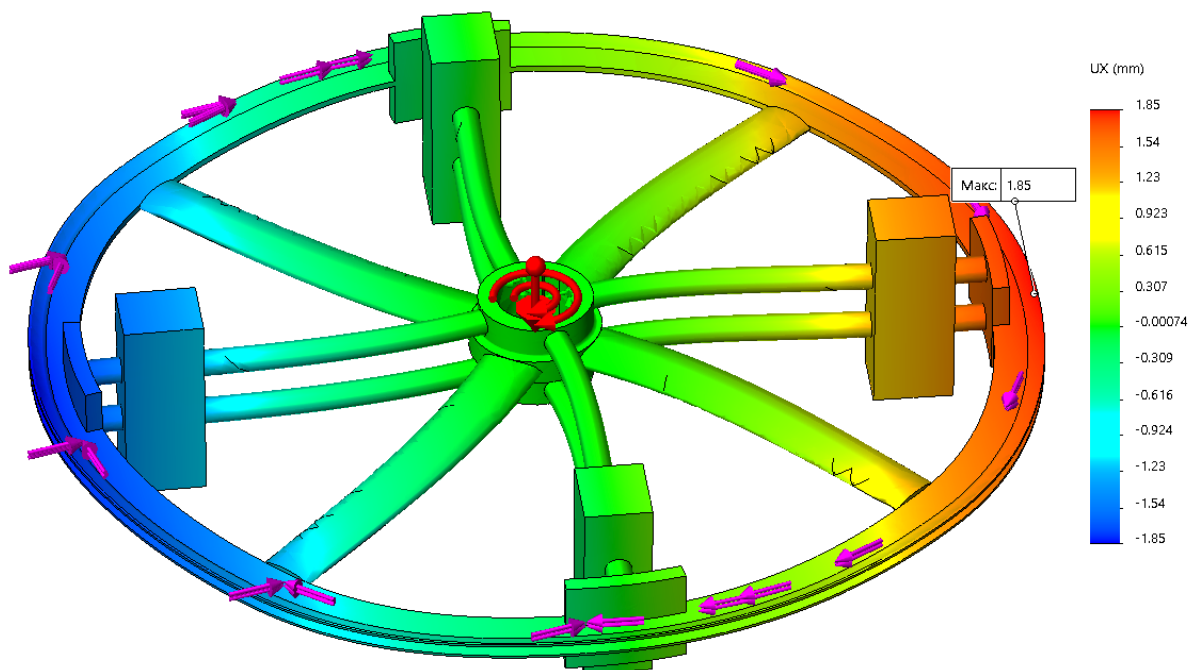


Рис. 2.26 – Епюра переміщення по осі X

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ

Арк.

42

Найбільше переміщення по осі Y відбувається на ободі шківів, коли вантажі знаходяться якнайдалі від маточини і становить 0,39 мм. Знак мінус вказує на напрямок цього переміщення, тобто донизу (рис. 2.27).

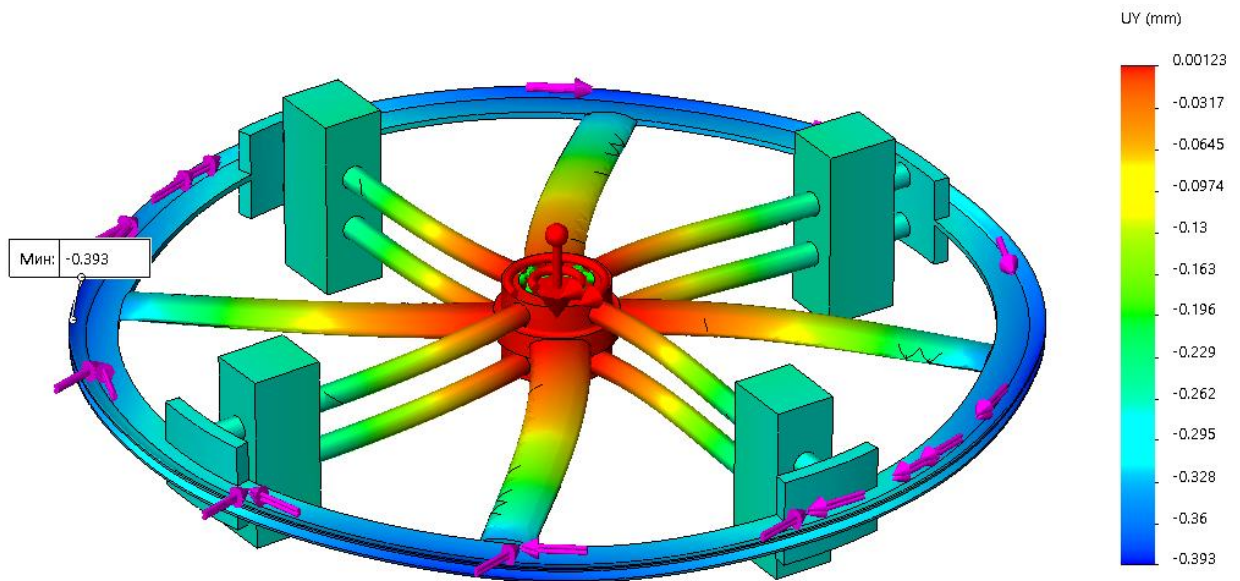


Рис. 2.27 – Епюра переміщення по осі Y

Максимальне переміщення по осі Z відбувається на ободі шківів і становить 1,9 мм (знак мінус вказує напрямок цього переміщення, тобто переміщення діє в протилежному напрямку від осі), що і представлено на рис. 2.28.

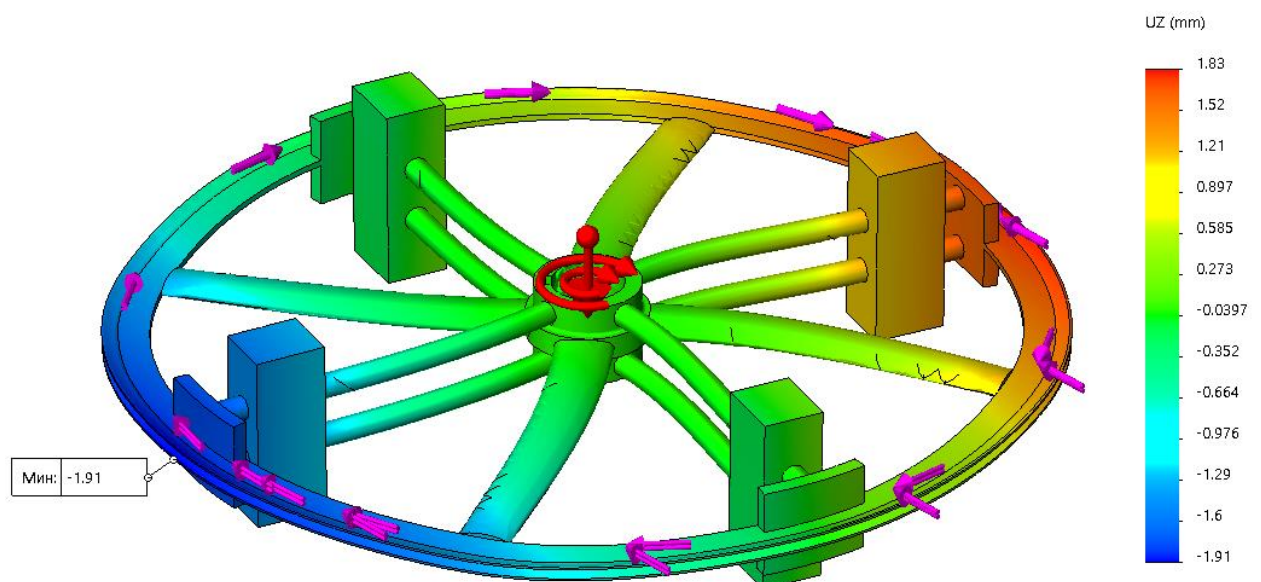


Рис. 2.28 – Епюра переміщення по осі Z

Оскільки найбільше значення переміщень по осям виникло на ободі шківів, то і результуюче переміщення буде знаходитись на ободі. Найбільше

значення становить 1,94 мм, що видно на рис. 2.29. Такі завищені результати переміщень відносно базової конструкції свідчать про недостатню жорсткість шківів з еліптичними спицями.

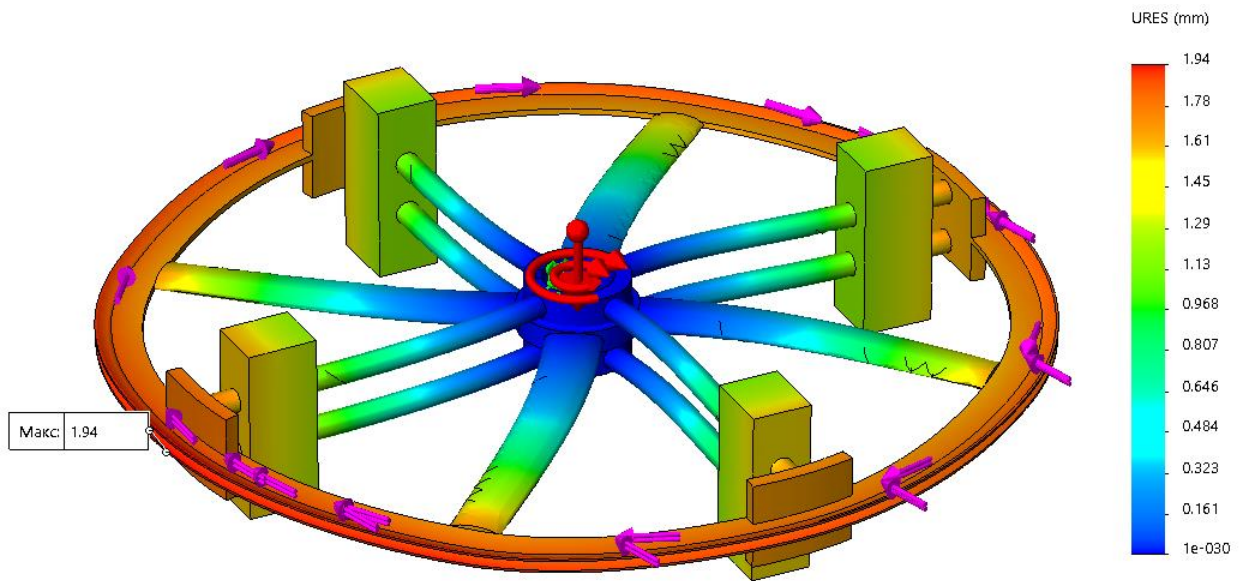


Рис. 2.29 – Епюра результуючого переміщення

Оскільки найбільші напруження були в місці зміни форми перерізу спиці та ободу, то можна припустити, що мінімальний коефіцієнт запасу міцності буде десь в цьому місці, що і видно з епюри розподілення запасу міцності, представленої на рис. 2.30. Мінімальний коефіцієнт склав 3,5 одиниць, що є досить непоганим результатом.

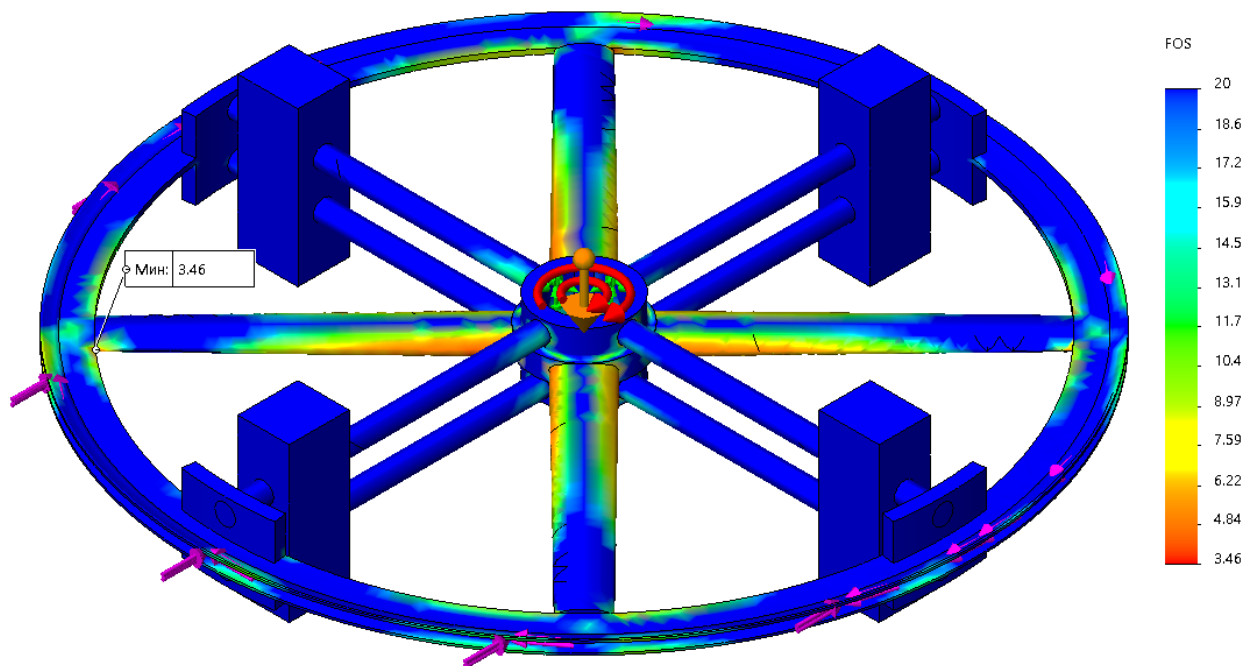


Рис. 2.30 – Епюра розподілення коефіцієнту запасу міцності

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Зводжу результати цього дослідження в порівняльну таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Параметри шківів різної конструкції

Конструкція шківа	Запас міцності	Переміщення, мм				Маса, кг
		По осі X	По осі Y	По осі Z	Результуюче	
Базова	10	0,507	0,156	0,493	0,53	3691
Полегшена без отворів в спицях	7,4	0,27	0,001	0,26	0,52	2470
Еліптичні спиці	3,5	1,85	0,39	1,91	1,94	1978

Загалом шків з еліптичними спицями має непогані параметри по міцності та має меншу масу ніж базова та полегшена конструкція без отворів в спицях, однак має суттєвий недолік – недостатню жорсткість (переміщення по осям та результуюче перевищують в декілька разів аналогічні переміщення базової конструкції). Тому шків такої конструкції не може повноцінно виконувати висунуті до нього вимоги.

## 2.2 Визначення моменту інерції шківа з покращеними параметрами

Шків з покращеними параметрами, окрім відповідності умов міцності та жорсткості базової конструкції, повинен також виконувати свою головну задачу – змінювати момент інерції. Тому після всіх збільшень вагової ефективності, величина зміна моменту інерції шківа повинна бути не менша ніж в базової конструкції.

Момент інерції шківа визначався аналогічно як в комплексному проекті [1] за формулою:

$$J = \frac{2E_k}{\omega^2} \quad (2.5)$$

де  $E_k$  – сумарна кінетична енергія системи;

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$\omega$  – кутова швидкість обертання валу шківів.

Величини  $E_k$  та  $\omega$  було отримано на основі показників датчиків, розташованих на елементах 3D-моделі:

- датчик сумарної кінетичної енергії (визначався окремо для кожного елемента (шків, напрямні, вантажі));
- датчик кутової швидкості обертання.

Реєстрація зміни відповідних величин здійснювалася впродовж 25 секунд. При цьому жорсткість пружин складала  $k = 4,5$  Н/мм, а коефіцієнт дисипації  $c = 0,4$  Н/(мм/с).

За формулою (2.5) на основі результатів імітаційного моделювання було отримано графік, що відображає зміну моменту інерції приводу у часі при неусталеному русі «розгін – рух з усталеною швидкістю – сповільнення» (рис. 2.31).

Зводимо результати в табл. 2.4. Аналізуючи дані з табл. 2.4 можна сказати, що зменшення маси шківів призвело до зменшення його максимального та мінімального моментів інерції, однак величина зміни залишилася приблизно однаковою.

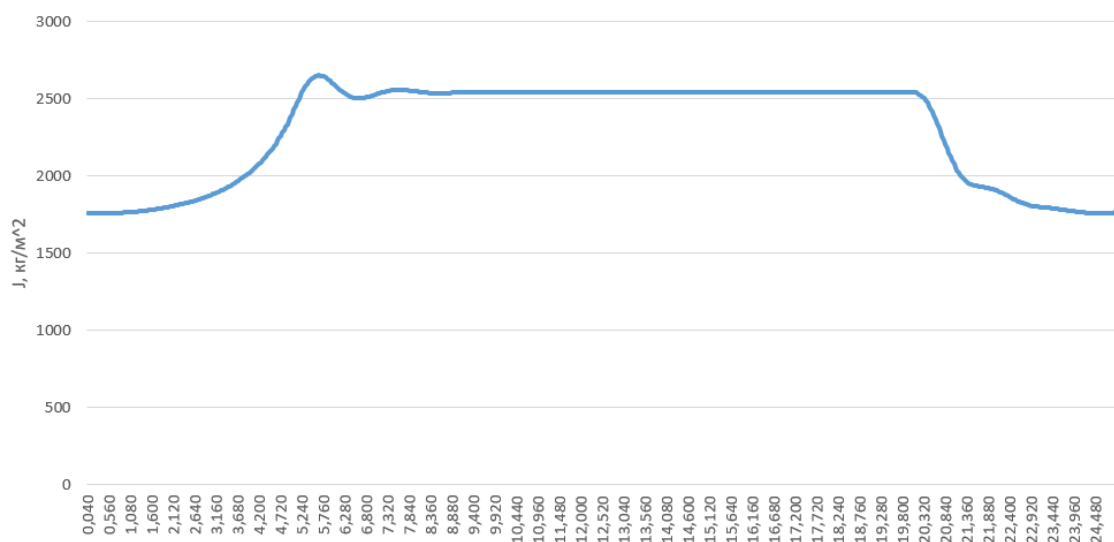


Рис. 2.31 – Графік зміни моменту інерції шківів з покращеними параметрами

Таблиця 2.4 – Порівняльна оцінка зміни моменту інерції базової конструкції з покращеною

Момент інерції, кг/м <sup>2</sup>	Базова конструкція	Покращена конструкція
J <sub>max</sub>	4280	2542
J <sub>min</sub>	3492	1760
J <sub>max</sub> - J <sub>min</sub>	788	782

Визначаю різницю діапазону зміни моменту інерції за формулою:

$$\frac{(J_{\max} - J_{\min}) - (J_{\max} - J_{\min})'}{J_{\max} - J_{\min}} \cdot 100 \% = \frac{788 - 782}{788} \cdot 100 \% = 0,8\%, \quad (2.6)$$

де J<sub>max</sub> – J<sub>min</sub> – діапазон зміни моменту інерції базової конструкції,

$$J_{\max} - J_{\min} = 788 \text{ кг/м}^2;$$

(J<sub>max</sub> – J<sub>min</sub>)' - діапазон зміни моменту інерції конструкції з покращеними параметрами, (J<sub>max</sub> – J<sub>min</sub>)' = 782 кг/м<sup>2</sup>

Різниця склала менше 1 %, що є задовільним результатом.

### 3. ПІДВИЩЕННЯ ВАГОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОКРЕМИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ

#### 3.1 Покращення конструкції підшипникового вузла валу шківів

Підвищення вагової ефективності підшипникового вузла полягає у зменшенні мас його корпусних елементів, за рахунок зменшення геометричних розмірів, а саме товщин стінок. Метою такого підвищення буде зменшення маси корпусу при дотриманні умови міцності.

Підшипниковий вузол валу шківів змінного моменту інерції складається з: 1 – нижня частина корпусу, 2 – верхня частина корпусу, 3 – вал шківів змінного моменту інерції, 4 – підшипникова кришка верхньої частини, 5 – радіальний підшипник, 6 – болт підшипникової кришки, 7 – болт, 8 – гайка, 9 – упорний підшипник, 10 – шайба, 11 – гвинт (рис. 3.1).

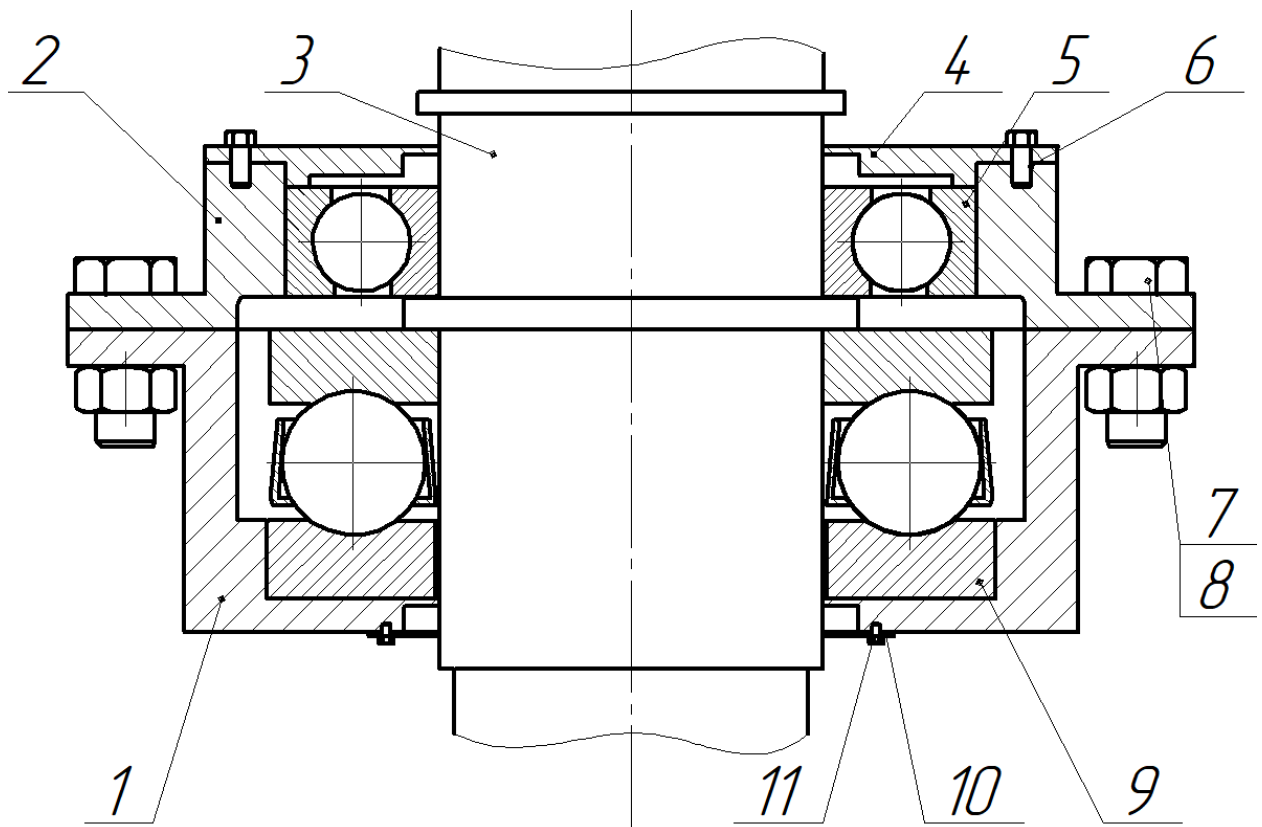


Рис. 3.1 – Ескіз підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції

На рис. 3.2 показано схему навантаження верхньої частини підшипникового вузла. Фіолетовими стрілочками показано навантаження від радіального шарикового підшипника  $P_1 = 38,6$  кН. Зелені стрілочки показують як закріплена деталь.

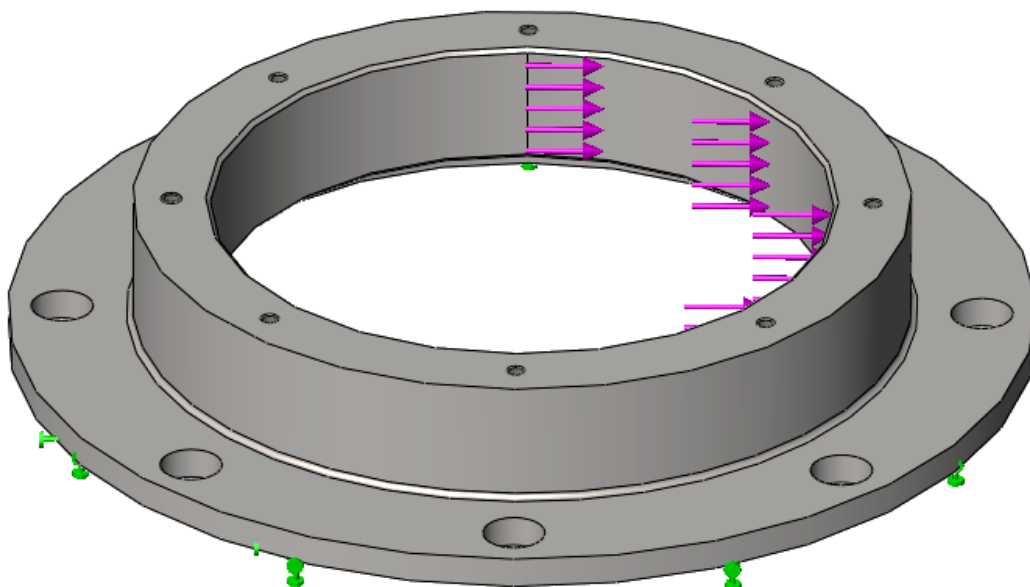


Рис. 3.2 – Схема навантаження верхньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції

Підвищення вагової ефективності відбувалось аналогічно, як і для шківів. На рис. 3.3 показано форму заповнення змінних, обмежень та мети збільшення вагової ефективності в SolidWorks.

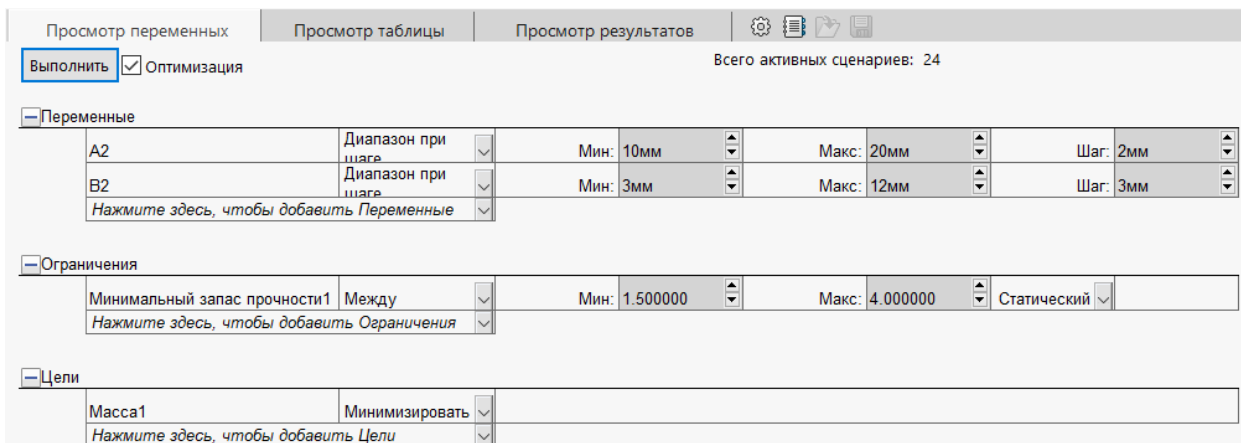


Рис. 3.3 – Форма збільшення вагової ефективності верхньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції

Під час збільшення вагової ефективності змінювались розміри A2, B2 корпусу, показані на рис. 3.4. Обмеження мінімального запасу міцності було в діапазоні від 1,5 до 4.

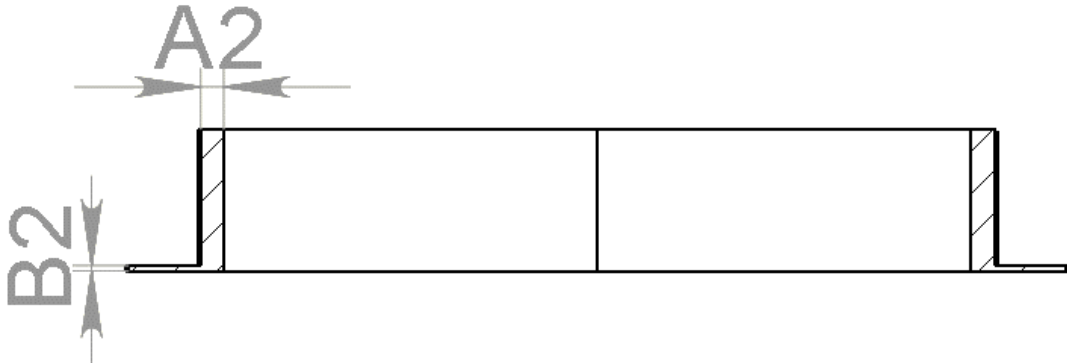


Рис. 3.4 – Розміри верхньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції, які змінювались під час вагового покращення

Як видно з рис. 3.5 товщини стінок, при яких виконуються усі умови, склали 12 мм та 3 мм, при цьому мінімальний коефіцієнт запасу міцності склав 3,7, а маса – 10,3 кг.

Просмотр переменных		Просмотр таблицы		Просмотр результатов							
22 из 26 сценариев завершены успешно. Качество исследования проектирования: Высокое											
Результаты текущего сценария были интерполированы (Нажмите на правую кнопку мыши и на кнопку Запуск, чтобы рассчитать точные результаты сценария)											
		Текущая	Начальная	Оптимальная (2)	Сценарий 7	Сценарий 8	Сценарий 9	Сценарий 10	Сценарий 11	Сценарий 12	
A2		12мм	12мм	12мм	10мм	12мм	14мм	16мм	18мм	20мм	
B2		3мм	5мм	3мм	6мм	6мм	6мм	6мм	6мм	6мм	
Минимальный запас прочности1	(1.500000 ~ 4.000000)	3.727001	3.740542	3.727001		3.768198	5.951614	7.624835	9.610702	11.882155	
Масса1	Минимизировать	10.312392	11.150738	10.312392		11.569910	13.010476	14.464569	15.932188	17.413333	

Рис. 3.5 – Результати багатоваріантного розрахунку верхньої частини корпусу підшипникового вузла шківів змінного моменту інерції

Зменшення маси склало

$$\frac{m_{\text{ВПВ}} - m_{\text{ВПВ}'}}{m_{\text{ВПВ}}} \cdot 100 \% = \frac{70 - 10,3}{70} \cdot 100 \% = 85 \% \quad (3.1)$$

де  $m_{\text{ВПВ}}$  – маса базової конструкції верхньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції,  $m_{\text{ВПВ}} = 70$  кг;

$m_{\text{ВПВ}'}$  – маса верхньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції після покращення,  $m_{\text{ВПВ}'} = 10,3$  кг

На рис. 3.6 показано верхню частину корпусу підшипникового вузла

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

валу шківів змінного моменту інерції після вагового покращення.

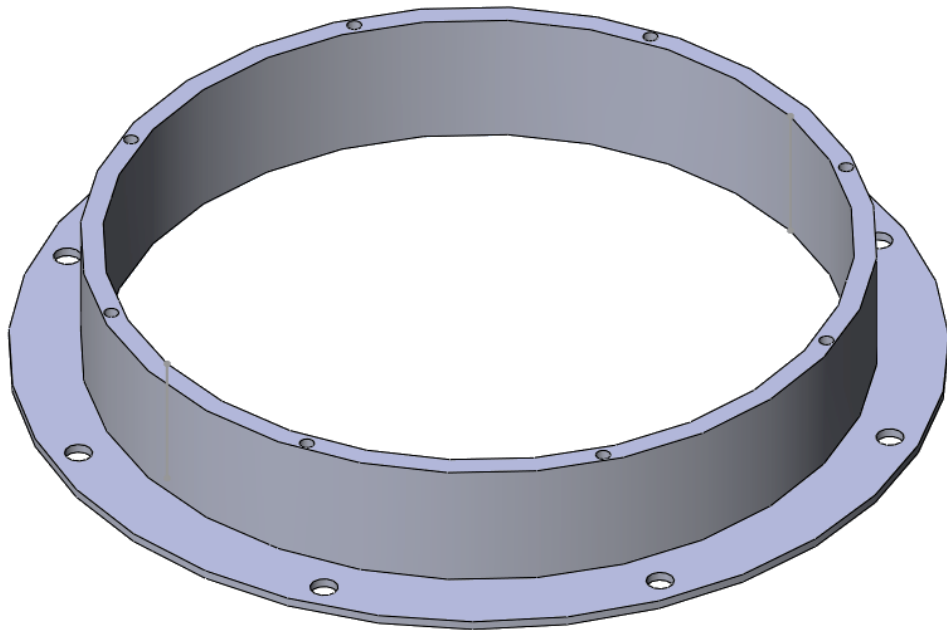


Рис. 3.6 – Верхня частина корпусу підшипникового вузла після підвищення вагової ефективності

Порівняння розмірів, коефіцієнту запасу міцності та маси верхньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції зведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Порівняння характеристик верхньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції до та після збільшення вагової ефективності

Найменування	До	Після
A2, мм	80	12
B2, мм	30	3
Коефіцієнт запасу міцності	24	3,7
Маса, кг	70	10,3
Зменшення маси, %	–	85

На рис. 3.7 показано схему навантаження нижньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції. Фіолетові стрілки показують напрямок дії навантаження від упорного шарикового підшипника  $P_2 = 44,2$  кН. Зелені стрілки показують кріплення цієї деталі.

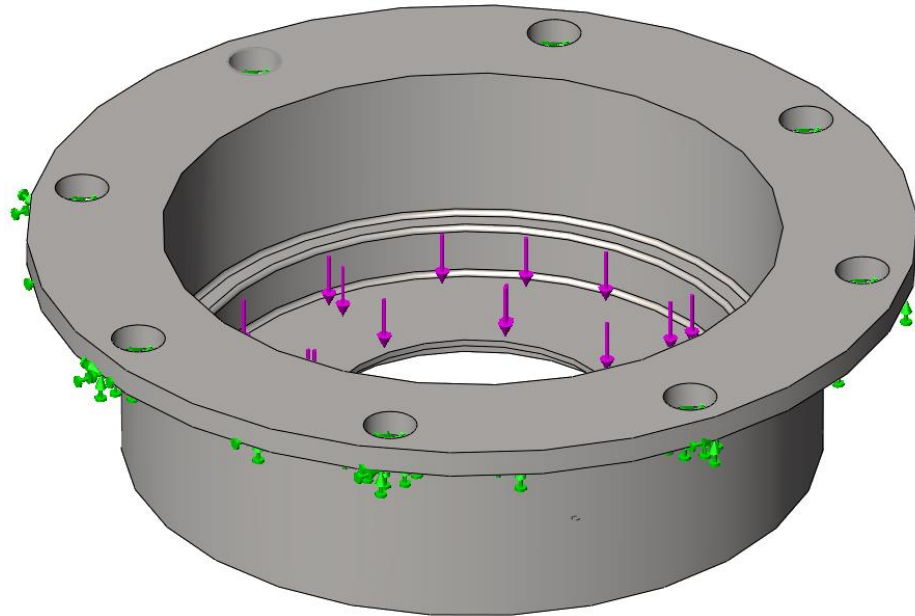


Рис. 3.7 – Схема навантаження нижньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції

Збільшення вагової ефективності нижньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції проводилась відповідно до форми вказаної на рис. 3.8. В якості змінних виступали товщини стінок, які показані на рис. 3.9

Просмотр переменных		Просмотр таблицы		Просмотр результатов			
Выполнить <input checked="" type="checkbox"/> Оптимизация		Всего активных сценариев: 16					
[-] Переменные							
S1	Диапазон при шаге	Мин:	5мм	Макс:	20мм	Шаг:	5мм
B1	Диапазон при шаге	Мин:	15мм	Макс:	30мм	Шаг:	5мм
Нажмите здесь, чтобы добавить Переменные							
[-] Ограничения							
Минимальный запас прочности1	Между	Мин:	2.000000	Макс:	6.000000	Статический	
Нажмите здесь, чтобы добавить Ограничения							
[-] Цели							
Масса1	Минимизировать						
Нажмите здесь, чтобы добавить Цели							

Рис. 3.8 – Форма підвищення вагової ефективності нижньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції

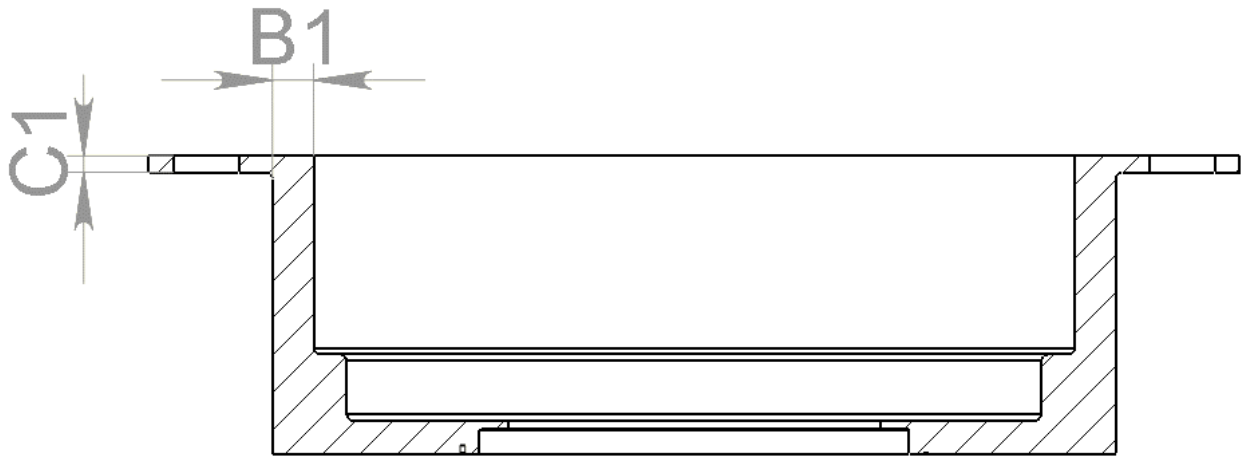


Рис. 3.9 – Розміри нижньої частини, які змінювались

Як видно з рис. 3.10 товщини стінок, при яких виконуються усі умови, склали 10 мм та 25 мм при цьому коефіцієнт запасу міцності склав 5,6, а маса – 90,3 кг.

Просмотр переменных		Просмотр таблицы		Просмотр результатов						
18 из 18 сценариев завершены успешно. Качество исследования проектирования: Высокое										
Результаты текущего сценария были интерполированы (Нажмите на правую кнопку мыши и на кнопку Запуск, чтобы рассчитать точные результаты сценария)										
		Текущая	Начальная	Оптимальная (0)	Сценарий 5	Сценарий 6	Сценарий 7	Сценарий 8	Сценарий 9	Сценарий 10
C1		10мм	10мм	10мм	5мм	10мм	15мм	20мм	5мм	10мм
B1		25мм	25мм	25мм	20мм	20мм	20мм	20мм	25мм	25мм
Минимальный запас прочности1		5.608470	5.608470	5.608470	7.262146	7.565565	7.377116	7.878294	7.547403	5.608470
Масса1		90.312716	90.312716	90.312716	74.500395	79.793351	85.086306	90.379261	85.329129	90.312716

Рис. 3.10 – Результати багатоваріантного розрахунку нижньої частини корпусу підшипникового вузла шківів змінного моменту інерції

Зменшення маси складо

$$\frac{m_{\text{НПВ}} - m_{\text{НПВ}'}}{m_{\text{НПВ}}} = \frac{214 - 90,3}{214} \cdot 100 \% = 57,8 \% , \quad (3.2)$$

де  $m_{\text{НПВ}}$  – маса базової конструкції нижньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції,  $m_{\text{НПВ}} = 214$  кг;

$m_{\text{НПВ}'}$  – маса нижньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції після збільшення його ефективності,  $m_{\text{НПВ}'} = 90,3$  кг

Порівняння розмірів, коефіцієнту запасу міцності та маси нижньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції зведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Порівняння характеристик нижньої частини корпусу підшипникового вузла валу шківів змінного моменту інерції до та після підвищення вагової ефективності

Найменування	До	Після
С1, мм	30	10
В1, мм	50	25
Коефіцієнт запасу міцності	8,8	5,6
Маса, кг	214	90,3
Зменшення маси, %	–	57,8

### 3.2 Удосконалення системи «двигун – муфти – редуктор»

Оскільки електродвигун та редуктор були обрані з каталогу та не мали змін в своїй конструкції, теоретичне зменшення їх мас можливе шляхом заміни конструкції «електродвигун – муфта – редуктор» на «мотор-редуктор» зі схожими кінематичними та силовими параметрами.

Деякі кінематичні та силові характеристики приводу [15]:

- номінальна потужність електродвигуна  $P_{дв} = 40$  кВт;
- передаточне число редуктора  $u_p = 23,34$ ;
- обертальний момент на тихохідному валу редуктора  $T_3 = 7682,3$  Нм;
- частота обертання тихохідного валу редуктора  $n_3 = 44,3$  об/хв;

Буде розглядатися два варіанти мотор-редукторів [5]:

- 2) циліндричний мотор-редуктор (рис. 3.11);
- 3) циліндрично-конічний мотор-редуктор (рис. 3.12).



Рис. 3.11 – Циліндричний мотор-редуктор

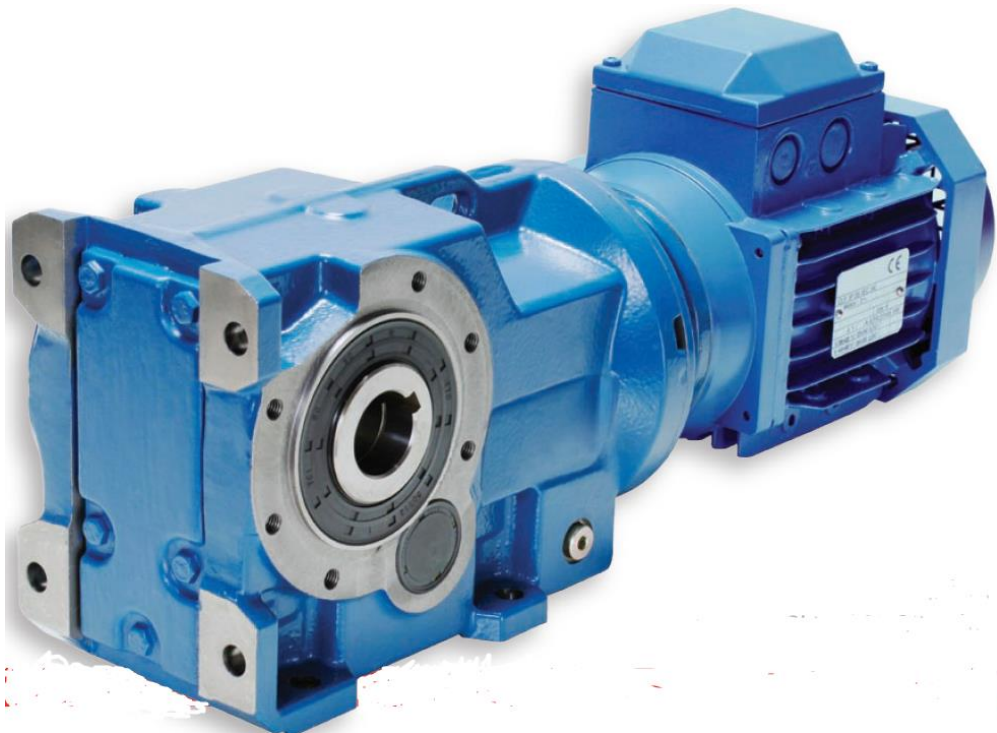


Рис. 3.12 – Циліндрично-конічний мотор-редуктор

Параметри всіх типів мотор-редукторів зведені таблицю 3.3

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ

Арк.

55

Таблиця 3.3 – Параметри мотор-редукторів

Тип мотор-редуктора	Потужність електродвигуна, кВт	Передаточне число	Обертальний момент, Нм	Частота обертання вихідного валу, об/хв	Маса, кг
варіант №1	37	22,55	7855	43	646
варіант №2	37	21,93	7607	45	856

Аналізуючи дані з табл. 3.3, можна сказати, що варіант №1 має більш наближені кінематично-силові параметри до базової конструкції та має меншу масу в порівнянні з варіантом №2.

Визначаю на скільки зменшилась маса при переході системи «електродвигун-муфта-редуктор» на систему «мотор-редуктор» за формулою:

$$\frac{m_{\text{емр}} - m_{\text{мр}}}{m_{\text{емр}}} \cdot 100 \% = \frac{1250,6 - 646}{1250,6} \cdot 100 \% = 48 \% \quad (3.3)$$

де  $m_{\text{емр}}$  – маса системи «електродвигун-муфта-редуктор»,  $m_{\text{емр}} = 1250,6$  кг;

$m_{\text{мр}}$  – маса системи «мотор-редуктор»,  $m_{\text{мр}} = 646$  кг

Також така зміна може призвести до зменшення габаритів опорних елементів (рами) і, як наслідок, їх маси.

Тому заміна конструкції «електродвигун – муфта – редуктор» на «мотор-редуктор» є доцільною.

									Арк.
									56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ				

#### 4 ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ВАГОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИВОДУ ЗА УМОВИ ВИКОРИСТАННЯ ДЕТАЛЕЙ З ПОКРАЩЕНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Остаточню визначаю масу приводу з урахуванням зменшення мас окремих його елементів:

$$M_{\text{пр}} = m_{\text{мр}} + m_{\text{кп}} + m_{\text{пв1}} + m_{\text{м}} + m_{\text{пв2'}} + m_{\text{ш'}} + m_{\text{оп}} = 646 + 563 + 123 + 228 + 271,6 + 2800 + 2962 = 7593,6 \text{ кг}, \quad (4.1)$$

$m_{\text{пв2'}}$  – маса підшипникового вузла ( з урахуванням мас підшипників) валу шківів змінного моменту інерції після покращення,  $m_{\text{пв2'}} = 271,6$  кг;

$m_{\text{ш'}}$  – маса шківів після оптимізації та маса валу шківів,  $m_{\text{ш'}} = m_{\text{ш}} + m_{\text{в}} = 2470 + 330 = 2800$  кг

Остаточню визначаю, на скільки відсотків зменшилась маса приводу; розрахунок здійснюю за формулою (3.1):

$$\frac{9266 - 7593,6}{9266} \cdot 100 \% = 18 \%$$

Зводжу результати до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Зменшення маси приводу та його елементів

Елемент	Маса до, кг	Маса після, кг	Зменшення маси, кг	Відсоток зменшення маси, %
$m_{\text{впв}}$	70	10,3	59,7	85
$m_{\text{нпв}}$	214	90,3	123,7	58
$m_{\text{м}} + m_{\text{р}}$	1250,6	646	604,6	48
$m_{\text{ш}}$	3691	2470	1221	33
$M_{\text{пр}}$	9266	7593,6	1672,4	18

Примітка:  $m_{\text{впв}}$  – маса верхньої частини корпусу підшипника валу шківів змінного моменту інерції,  $m_{\text{нпв}}$  – маса нижньої частини корпусу підшипника валу шківів змінного моменту інерції,  $m_{\text{м}} + m_{\text{р}}$  – маса електродвигуна, втулково-пальцевої муфти та редуктора, згодом – мотор-редуктора;  $m_{\text{ш}}$  – маса шківів,  $M_{\text{пр}}$  – маса приводу.

Отже, підвищення вагової ефективності елементів приводу дало можливість зменшити масу всього приводу на 18 %, що є гарним результатом.

## ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ, ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Під час збільшення вагової ефективності шківа змінного моменту інерції за рахунок зменшення розмірів вдалось досягти зменшення його маси на 33 % (1221 кг). Було обрано конструкцію із розширеними спицями без отворів, при цьому кут розширення спиць склав  $25^\circ$ . Така конструкція має наступні параметри :

- коефіцієнт запасу міцності – 7,4 одиниць;
- переміщення по осям X, Y, Z та результуюче відповідно – 0,27 мм, 0,001 мм, 0,26 мм, 0,52мм;
- маса – 2470 кг.

Заміна базової конструкції шківа на покращену також дала можливість зберегти величину зміну моменту інерції на рівні  $782 \text{ кг/м}^2$  (різниця величин зміни моменту інерції базової та покращеної конструкції скала менше 1 %).

2. Зменшення товщин стінок корпусних елементів підшипникового вузла валу шківа змінного моменту інерції призвело до зменшення їх маси в зборі на 65 % (183 кг). При цьому коефіцієнти запасу міцності верхньої та нижньої частини зменшились до 3,7 та 5,6 одиниць відповідно.

3. Заміна системи «електродвигун-муфта-редуктор» на систему «мотор-редуктор» також дала змогу додатково зменшити масу приводу на 605 кг. Різниця мас вказаних систем – 48 %. При цьому кінематично-силові характеристики нової системи залишилися приблизно такими ж як і в базовій.

4. Після проведення всіх підвищень вагової ефективності елементів приводу, його маса зменшилась на 18 % (1672 кг) при дотриманні умов міцності й жорсткості.

Результати цієї роботи можуть стати основою для подальших досліджень та вдосконалень приводів канатних доріг зі шківом змінного моменту інерції.

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гроза Е.С. *Двоканатна підвісна вантажна дорога з кільцевим рухом. Комплексний проект. Імітаційне моделювання динаміки приводу зі шківом змінного моменту інерції* : кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня бакалавра : спец. 133 – Галузеве машинобудування / наук. керівник О. С. Куроп'ятник ; Укр. держ. ун-т науки і технологій. Дніпро, 2022. 68 с.
2. ДСТУ 9078:2021. Вальниці кочення. Вальниці кулькові радіально-упорні однорядні. Типи та основні розміри. [Чинний від 01.12.2021].
3. *Електродвигун 40 квт АІР, АІРе, МТН, аналоги в Україні.*  
URL: <https://ukraina-razom.org.ua/elektrodrigatel-40-kvt/>.
4. *Канатна дорога—Вікіпедія* URL:  
[https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D0%B0%D0%BD%D0%B0%D1%82%D0%BD%D0%B0\\_%D0%B4%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B3%D0%B0](https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D0%B0%D0%BD%D0%B0%D1%82%D0%BD%D0%B0_%D0%B4%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B3%D0%B0)
5. *Каталоги редукторів, електродвигунів.* URL: <https://motor-reduktor.com.ua/catalogs>.
6. *Маховик* : пат. 42107 Україна : МПК F16F 15/30. № 200900044 ; заявл. 05.01.2009 ; опубл. 25.06.2009, бюл. № 33. 3 с.
7. *Маховик* : пат. 59946 Україна : МПК F16F 15/30. № 201012559 ; заявл. 25.10.2010 ; опубл. 10.06.2011, бюл. № 11. 2 с.
8. *Муфта МЗП – каталог, ціна, технічні характеристики, конструкція.* URL: <https://slemz.com.ua/reductory-catalog/mufta-mzp-ua>
9. *Муфти пружні втулково-пальцеві МПВП.* URL:  
<https://trumfv.com.ua/uk/zapchasti-oborudovanie/mufta-muvp.html>.
10. *Основні види канатних доріг: які троси використовують для канатних доріг.* URL: <https://1kanat.com.ua/ua/kakie-byvaut-kanatnye-dorogi-i-chem-oni-otlichautsya/>.
11. *Підшипник 8444h. Розміри, аналоги, характеристики.* URL:  
<http://bearing.org.ua/bearing.php?id=8342&name=8444h>.
12. *Привід зі шківом змінного моменту інерції* : пат. 100668 Україна :

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

МПК В61В 12/00, F16F 15/31. №201412899 ; заявл. 02.12.2014 ; опубл. 10.08.2015, бюл. № 15. 3 с.

13. Ракша С. В. *Довідник до розрахунків механізмів вантажопідйомних кранів* : навчальний посібник. Дніпропетровськ : Вид-во Дніпропетр. націон. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2005. 131 с.

14. *Редуктор РМ-650 – по ціні виробника. Відгуки, опис – «Крепсила»*. URL: <https://krepsila.com/ua/p690590327-reduktor-650.html>.

15. Шарапов М. Ю. *Двоканатна підвісна вантажна дорога з кільцевим рухом. Комплексний проект. Розробка приводу зі шківом змінного моменту інерції* : кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня бакалавра : спец. 133 – Галузеве машинобудування / наук. керівник О. С. Куроп'ятник ; Укр. держ. ун-т науки і технологій. Дніпро, 2022. 68 с.

16. *How to Optimize Your Parts Automatically with SOLIDWORKS*. URL: <https://www.engineersrule.com/how-to-optimize-your-part-dimensions-automatically-with-solidworks/>.

17. Modhavadiya H., Prajapati R., Goyal B. Weight Optimization of Bed for Heavy Duty CNC Lathe Machine MGX200 using FEM. *International Journal of Engineering and Advanced Technology*. 2020. Vol. 9. Iss. 4. P. 1036–1042. DOI: <https://doi.org/10.35940/ijeat.d7793.049420>

18. Reddy, P. S. K., & Nagaraju, Ch. Weight optimization and Finite Element Analysis of Composite automotive drive shaft for Maximum Stiffness. *Materials Today: Proceedings*. 2017. Vol. 4. Iss. 2. P. 2390–2396.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.088>

19. *SOLIDWORKS Simulation Fundamentals*. URL: [https://help.solidworks.com/2020/English/SolidWorks/cworks/c\\_SOLIDWORKS\\_Simulation\\_Fundamentals.html](https://help.solidworks.com/2020/English/SolidWorks/cworks/c_SOLIDWORKS_Simulation_Fundamentals.html).

					УДУНТ. 480000. 000. КРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60