

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная Школа новых производственных технологий
Направление подготовки 15.04.01 «Машиностроение»
Отделение материаловедения школы (НОЦ)

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Проектирование редуктора на базе циклоидальной передачи с двойным зацеплением

УДК :621.83.052.3:517.9

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4AM82	Хоу Чжаньшань		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Шибинский К.Г.			

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Якимова Т.Б.	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Сечин А.И.	д.т.н		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Машиностроение	Арляпов А.Ю.	к.т.н.		

Томск – 2020 г.

Планируемые результаты обучения по программе

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
Профессиональные компетенции	
P1	Способность выбирать аналитические и численные методы при разработке математических моделей машин, приводов, оборудования, систем, технологических процессов в машиностроении
P2	Способность подготавливать технические задания на разработку проектных решений, разрабатывать эскизные, технические и рабочие проекты технических разработок с использованием средств автоматизации проектирования и передового опыта разработки конкурентоспособных изделий, участвовать в рассмотрении различной технической документации, подготавливать необходимые обзоры, отзывы, заключения
P3	Способность изучать и анализировать необходимую информацию, технические данные, показатели и результаты работы, систематизировать их и обобщать
P5	Способность получать и обрабатывать информацию из различных источников с использованием современных информационных технологий, уметь применять прикладные программные средства при решении практических вопросов с использованием персональных компьютеров с применением программных средств общего и специального назначения, в том числе в режиме удаленного доступа
Общекультурные компетенции	
P6	Способность выбирать оптимальные решения при создании продукции с учетом требований качества, надежности и стоимости, а также сроков исполнения, безопасности жизнедеятельности и экологической чистоты производства
P7	Способность самостоятельно применять методы и средства познания, обучения и самоконтроля, для приобретения новых знаний и умений.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная Школа новых производственных технологий
Направление подготовки 15.04.01 «Машиностроение»
Отделение материаловедения школы (НОЦ)

УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель ООП

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
4AM82	Хоу Чжаньшань

Тема работы:

Проектирование редуктора на базе циклоидальной передачи с двойным зацеплением	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	

Срок сдачи студентом выполненной работы:

--

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Объектом проектирования является –редуктора на базе циклоидальной передачи с двойным зацеплением. Задача: проектирование редуктора на базе циклоидальной передачи с двойным зацеплением.
---------------------------------	---

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	<ol style="list-style-type: none"> 1. Обзор литературы и задачи проектирования. 2. Методика проведения и процесс расчета проектировальной работы. 3. Анализ и результаты проектирования. 4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение. 5. Социальная ответственность.
Перечень графического материала	Демонстрационный материал (презентация в MS PowerPoint);

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы

Раздел	Консультант
Исследовательский	Шибинский К.Г.
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Якимова Т. Б.
Социальная ответственность	Сечин А. И.
Исследовательский (на англ. яз.)	Кобзева Н. А.

Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:

Исследовательский раздел

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	
---	--

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Шибинский К.Г.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4AM82	Хоу Чжаньшань		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа состоит из 98 с., 58 рис., 15 табл., 41 источников, 1 приложение.

Ключевые слова: планетарное колесо, циклоидальная передача, двойное зацепление, циклоидальное колесо, планетарный редуктор.

Объектом проектирования является разработка конструкции редуктора на базе циклоидальной передачи с двойным зацеплением и исследование их напряженно-деформированного состояния.

В рамках работы были выполнены:

В первой главе описаны все виды циклоидальных механизмов.

Во второй главе определения профиля зуба циклоидального колеса с двойным зацеплением.

В третьей главе были исследованы напряженно-деформированного состояния.

Область применения: автомобильная промышленность.

ABSTRACT

A new cycloid drive with double contact lines between one tooth pair is presented in this paper. The new conjugated tooth profile is generated by applying double-enveloping gear theory in cycloid drives. Based on coordinate transformation and gear geometry theory, the meshing equation for this new cycloid drive is established at first, then the equation of tooth profile and meshing line and the formula of induced normal curvature are also derived. The meshing characteristics are investigated by theoretical analysis and numerical examples: the double contact characteristic is revealed by that the meshing function can be resolved into two independent factors; the contact lines at different instant and meshing line are illustrated based on a numerical example; the superior characteristics of the new conjugated tooth profile is represented by comparison of induced normal curvature with conventional cycloid drives. The physical prototype is trial-produced and the transmission error of the prototype is also tested. Which shows that double-enveloping theory can be applied for cycloid drives.

Key words:

Planetary gear, cycloid drive, double-enveloping, cycloid gear, planetary reducer.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Реферат.....	5
Оглавление.....	7
Введение.....	9
I. Виды циклоидальных механизмов.....	10
1.1. Современное состояние исследования циклоидных передач.....	10
1.2. Виды циклоидальных механизмов	10
1.3. Циклоидальной передачи с двойным зацеплением.....	14
II. Определения профиля циклоидального колеса.....	16
2.1. Принцип работы двухобмоточных циклоидных приводов.....	16
2.1.1. Система координат.....	16
2.1.2. Двойного зацепления профиля зуба.....	16
2.1.3. Уравнение зацепления.....	18
2.1.4. Уравнение двойного зацепления профиля зуба.....	19
2.1.5. Уравнение линии сетки.....	20
2.1.6. Индуцированная нормальная кривизна.....	20
2.2. Анализ характеристик зацепления.....	21
2.2.1. Двойные контактные линии.....	21
2.2.2. Состав профиля зуба и характеристика.....	22
2.2.3. Вывод.....	24
III. Моделирование НДС.	25
3.1. Сформирование 3D модель каждого элемента.....	25
3.1.1. Структурные чертежи и шестерни редуктора.....	25
3.1.2. Основные данные редуктора.....	26
3.1.3. Основные части редуктора.....	26
3.1.4. Полный вид редуктора передачи с двойным зацеплением.....	28
3.1.5. Полный вид редуктора обычного циклоидальной передачи..	30
3.2. Анализ напряженно-деформированного состояния.....	31
3.3. Настройка системы и результаты.....	48
3.4. Вывод.....	49
IV. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	50
Введение.....	51
4.1. Планирование управления научно-техническим проектом.....	52
4.2. План проекта.....	52
4.3. Продолжительность этапов работ.....	53
4.4. Расчет сметы затрат на выполнение проекта.....	59
4.4.1. Расчет затрат на материалы.....	59
4.4.2. Расчет заработной платы.....	61
4.4.3. Расчет затрат на социальный налог.....	61
4.4.4. Расчет затрат на электроэнергию.....	62
4.4.5. Расчет амортизационных расходов.....	63

4.4.6. Расчет расходов, учитываемых непосредственно на основе плат ежных (расчетных) документов (кроме суточных)	64
4.4.7. Расчет прочих расходов.....	65
4.5. Расчет общей себестоимости разработки.....	65
4.6. Расчет прибыли.....	66
4.7. Расчет НДС.....	66
4.8. Цена разработки НИР.....	66
4.9. Оценка сравнительной эффективности исследования.....	67
V. Социальная ответственность	71
5.1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности...	71
5.2. Профессиональная социальная безопасность.....	71
5.2.1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды.....	71
5.2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия опасных и вредных факторов на исследователя.....	76
5.3. Экологическая безопасность.....	77
5.4. Защита в чрезвычайной ситуации.....	77
Заключение	81
Список использованных источников	82
Приложение.....	85

ВВЕДЕНИЕ

Прецизионная передача-это своего рода механическая форма передачи с высокой точностью движения передачи, которая является одним из важнейших ключевых функциональных компонентов в производстве оборудования и оборонной промышленности. Прецизионная передача не только должна иметь высокую точность движения, но также должна иметь большую грузоподъемность, высокую жесткость, длительный срок службы, компактную структуру, малый размер, регулируемый зазор и быструю реакцию. Прецизионные приводы широко используются во многих отраслях промышленности, таких как станки с ЧПУ, роботы, прецизионные машины, печатные и упаковочные машины, транспортные машины, представленные электрическими велосипедами, химическое оборудование, медицинское оборудование и оборонная промышленность.

Стремительное развитие робототехники предъявляет все более высокие требования к прецизионным трансмиссиям: высокая точность, высокая жесткость, большой крутящий момент и высокая надежность, особенно к точности положения и движения, низким обратным разностям.

С каждым днем развитие робототехники и широкое применение в различных отраслях промышленности, спрос на прецизионные редукторы постепенно растет, и все более высокие требования предъявляются к их показателям производительности.

Циклоидальная с двойным зацеплением передача представляет собой новый тип циклоидальной планетарной передачи, которая имеет большое количество зубьев зацепления, значительный эффект усреднения ошибок, высокую точность передачи, отсутствие гибких компонентов, высокую жесткость кручения. В статье рассматривается структурное проектирование планетарного привода с циклоидной двойных зацепления и анализ напряженно-деформированного состояния.

I. ВИДЫ ЦИКЛОИДАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

1.1. Современное состояние исследования циклоидных передач

Циклоидный редуктор разработан на основе традиционной планетарной передачи игольчатого маятника и широко используется в промышленных роботах с его компактной текстурой, сильной ударопрочностью, малой вибрацией, высокой точностью позиционирования, большим крутящим моментом, большим передаточным отношением и многими другими преимуществами.

По сравнению с роботом обычно используется гармоническая передача, циклоидный редуктор имеет более высокую прочность, жесткость и срок службы, в то время как дифференциал возврата, стабильность точности, в отличие от гармонической передачи, как с увеличением времени использования точность движения будет значительно уменьшена, поэтому во многих странах мира высокоточная роботизированная передача больше использует циклоидный редуктор.



(a)



(б)



(в)

Рис.1.1 Применения редуктора циклоиды

Циклоидальная структура редуктора сложна, детали тесно сотрудничают, три кривошипных вала одновременно действуют на циклоидное колесо, принадлежит к структуре позиционирования, а также циклоидная игла теоретически имеет половину зуба колеса в то же время, что приводит к циклоидному редуктору для механических свойств деталей,

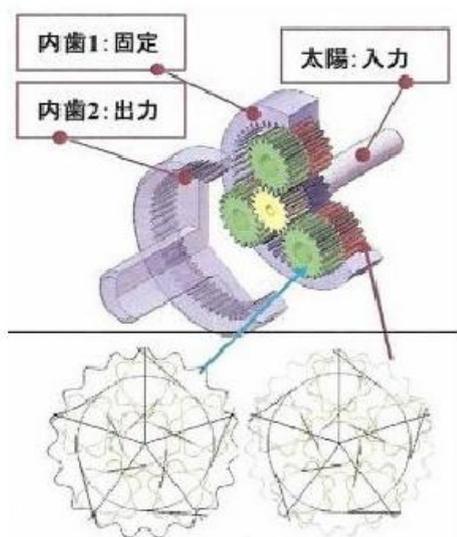
требований к точности обработки очень высоки, что значительно увеличивает сложность обработки и сборки деталей редуктора. Из-за низкой жесткости зуба иглы, один зуб иглы не может быть слишком мал, в увеличении одноступенчатого передаточного отношения в то же время увеличит количество зубьев иглы, что приведет к увеличению количества деталей редуктора, большого объема, поэтому циклоидный редуктор редко используется в небольших суставах робота.

Для того, чтобы создать широкий диапазон применения и превосходную производительность редуктора RV, исследователи провели много исследований, в основном, включая дизайн и оптимизацию профиля зуба, структурный дизайн и оптимизацию, теоретический анализ, анализ моделирования, процесс обработки и проверки производительности.

1.2. Виды циклоидальных механизмов

С тех пор, как циклоидальный редуктор был изобретен, на его основе была разработана бесконечная структура редуктора, связанная с циклоидальным редуктором, в котором редуктор RV был разработан на основе циклоидного редуктора. Различные исследователи провели много исследований по структуре циклоидных редукторов.

Редуктор скорости Японии Сумитомо сверхмощный производит редуктор робота серии ФК промышленный, используя 3 части циклоидального колеса взаимно в структуру 120 градусов, поднимая высокую емкость нагрузки редуктора RV, стабильность передачи.



(a)



(б)



(в)

Рис.1.2.1

Новый Н тип полного профиля зуба циклоиды, используя структуру редуктора редуктора 3К-и циклоидной шестерни, конструировал большой редуктор коэффициента передачи. Использование полного циклоидального зубчатого колеса с минимальным числом зубьев 5, эффективность передачи выше, чем эвольвентная шестерня, но шестерня не может регулировать центральное расстояние, использование планетарной структуры ограничено.

Автоматическая регулировка зазора циклоидальное колесо редуктор, как показано на рисунке 1.2.3., циклоидное колесо и контактная поверхность гильзы иглы в конус, когда потеря трения приводит к увеличению зазора, коническая втулка штифта движется в осевом направлении под действием пружинного преднатяга, чтобы автоматически компенсировать зазор, а затем повысить точность передачи, продлить срок службы циклоидного колеса редуктора.

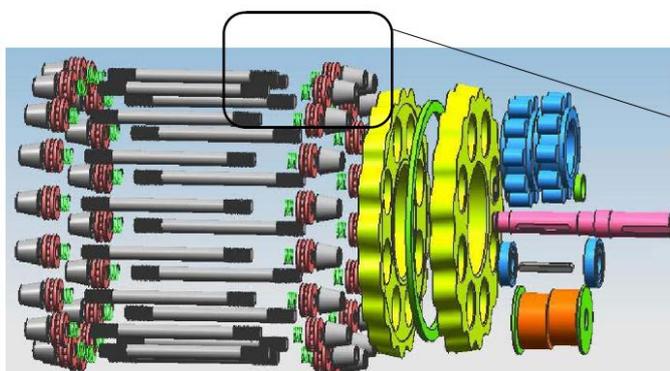


Рис.1.2.3

Новый двухступенчатый циклоидальный редуктор, как показано на рисунке 1.2.4. Принцип передачи подобен редуктору планетарного типа НН, этот вид умной и романной конструкции, простой структуры, большого коэффициента уменьшения, небольшого размера.

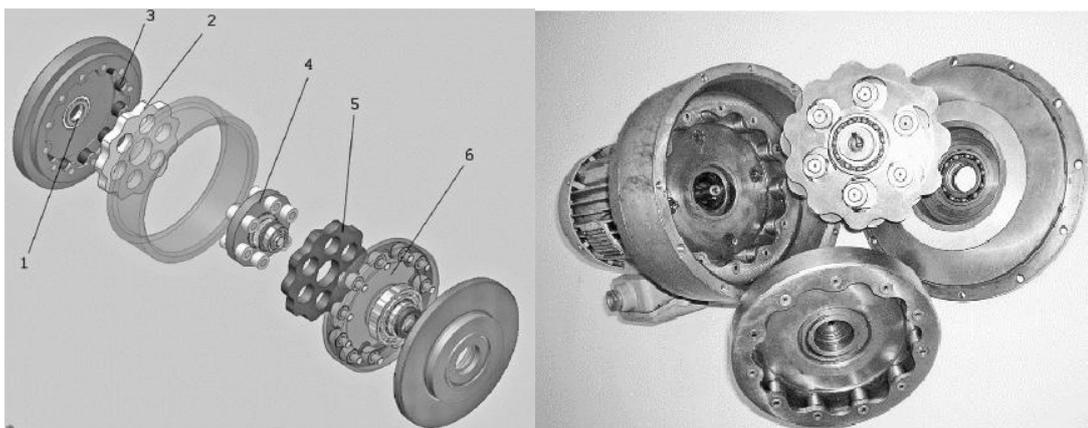
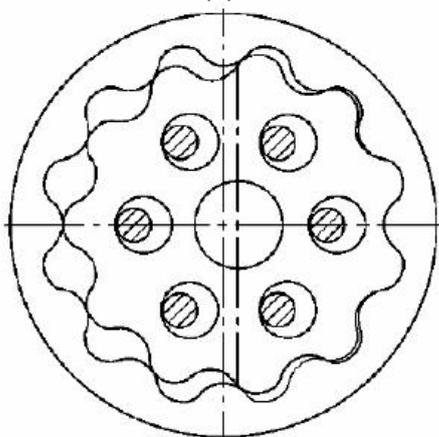


Рис.1.2.4

Существует циклоидальное закрытие зуба, то есть наружная шестерня и внутренняя оболочка зуба используют циклоидальный профиль зуба, эта структура по сравнению с циклоидальным зубом иглы, с меньшим количеством деталей, низкой сложностью обработки и сборки, меньшим объемом, большим передаточным отношением, его одноступенчатый коэффициент замедления может быть увеличен до более чем 200.



(а)



(б)

Рис.1.2.5

Конструкция редуктора циклоидального зуба с меньшим разностным зубом без иглы может улучшить традиционные циклоидальные зубья с

высокой выходной скоростью пульсации, нерегулярные колебания напряжения, большие колебания волос и неравномерное распределение напряжений за счет создания более регулярных колебаний напряжения, устранения пиков напряжения и других дефектов. В частности, эта конструкция не только уменьшает пульсацию скорости выхода, но также уменьшает флуктуации давления, равномерное распределение давления. Это улучшает срок службы машины.

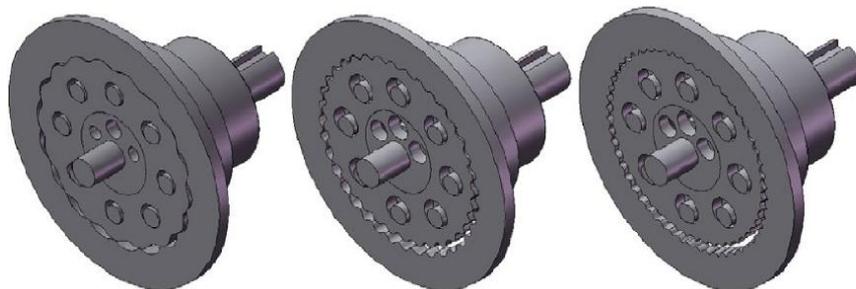


Рис.1.2.6

Двойной маятниковый планетарный привод в зубе иглы не является чистым завальцовкой, чтобы спроектировать новую кривую профиля зуба, в коротком циклоидном профиле зуба кривой генерации, отпустите ограничение центрального положения зуба иглы, добавьте ограничение на зуб иглы, чтобы получить профиль зуба, он назвал этот профиль зуба циклоидальным, как показано на рисунке 1-13, двойной циклоидный винтовой редуктор может реализовать чистую прокрутку зуба иглы, теоретически исключить трение скольжения зуба иглы, повысить эффективность и срок службы редуктора.

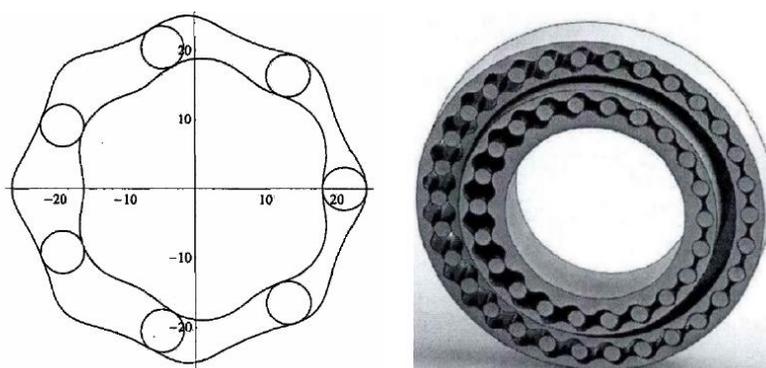


Рис.1.2.7.

1.3. циклоидальной передачи с двойным зацеплением

Для исследования профиля зуба вторичной оболочки циклоидной шестерни, первичная оболочка зуба иглы может быть получена с циклоидной шестерней, а затем вторичная оболочка циклоидной шестерни выводит уравнение внутренней оболочки зуба, и было обнаружено, что циклоидное колесо и оболочка зуба зацепляются с двухпроводным контактом.

Двухпроводной контакт имеет преимущества малых контактных напряжений и высокой прочности, и это свойство доказано выводом формулы.

Сопрягая пара зацепления общего циклоидального планетарного передачи состоит из цилиндрического профиля зуба ролики и профиля зуба колеса циклоидальны. Как показано на рисунке 1.3.1.

Сопрягая пара зацепления циклоидального передача с двойным зацеплением состоит из внутреннего профиль зубчатого колеса и профиля зуба колеса циклоидальны. Как показано на рисунке 1.3.2.

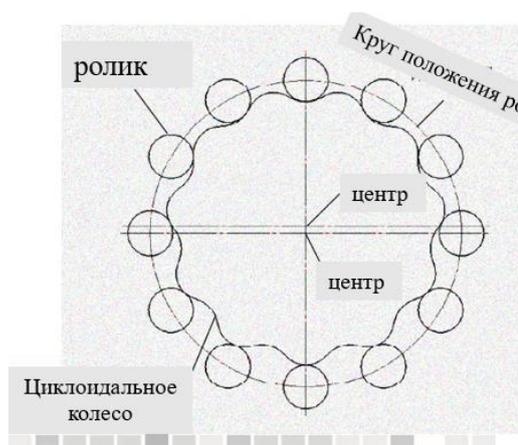


Рис.1.3.1.

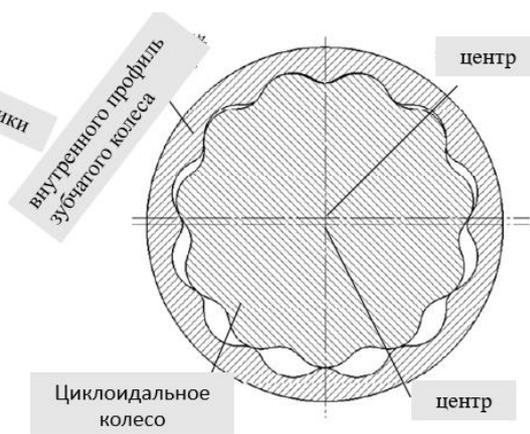


Рис.1.3.2

Основная особенность циклоидального передачи с двойным контактом-двухпроводной контакт.

В зоне зацепления между зубьями зацепления появляются двухпроводной контакт.

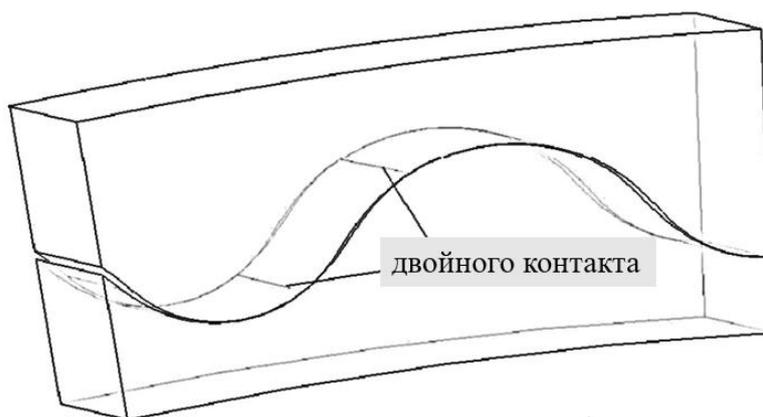


Рис.1.3.3.

Преимущества циклоидального передачи с двойным контактом имеет много преимуществ: двойной контакт способствует увеличению несущей способности, двойной контакт способствует повышению точности передачи, двойной контакт способствует повышению смазывая представление и прочность контакта.

II. ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОФИЛЯ ЦИКЛОИДАЛЬНОГО КОЛЕСА

2.1. Принцип работы двухобмоточных циклоидных приводов

2.1.1. Система координат

Согласно кинематическому методу теории геометрии зубчатого колеса, профиль сопряженного зуба зацепления может быть получен на основе исходного профиля зуба и заданного относительного движения: точки на профиле сопряженного зубца зацепления являются результатами преобразования координат точек на исходном профиле зуба, удовлетворяющий сетчатому предложению.

$$\varphi = n_q * v_q^{(ab)} = 0$$

где:

n_q представляет единичный вектор нормали к профилю зуба в точке зацепления в системе координат q ;

$v_q^{(ab)}$ представляет относительную скорость элемента a относительно элемента b в точке зацепления в системе координат q .

Пара сопряженных зубчатых зацеплений обычного циклоидного привода состоит из планетарной зубчатой передачи и цилиндрических роликовых штифтов. С точки зрения кинематического метода геометрии зубчатого колеса профиль зуба циклоидального зубчатого колеса может быть создан с использованием цилиндрического роликового штифта в качестве режущего инструмента и заданного охватывающего движения. Кроме того, если в качестве режущего инструмента используется циклоидальная шестерня при одинаковом обволакивающем движении, может быть создан новый профиль зуба. Этот новый профиль зуба в этой статье называется профилем зуба с двойным обволакиванием, который имеет совершенно отличную характеристику со штифтовыми роликами. Профиль зубьев с двойной оберткой имеет две части, одна из которых является частью роликового штифта. В этой статье новый циклоидальный привод, чья сопряженная зубчатая пара состоит из циклоидального зубчатого колеса и профиля зубьев с двойной оболочкой, называется циклоидным приводом с двойной оболочкой, тогда как обычный циклоидальный привод также называют циклоидным приводом с одной оболочкой; движение, которое генерирует профиль зуба циклоиды с использованием цилиндрического зуба с штифтом в качестве режущего инструмента, называется первым охватывающим движением, тогда как движение, которое генерирует профиль зуба с двойной оболочкой с использованием циклоидального зубчатого колеса в качестве режущего инструмента, называется вторым движением с захватом.

2.1.2. Двойного зацепления профиля зуба

Системы координат установлены в соответствии с правилом правой руки и показаны на рис. 1, где элемент 1 является внутренним колесом, а элемент 2 - планетарной циклоидальной передачей. Движущиеся системы координат $O_b X_1 Y_1 Z_1$ и $O_g X_2 Y_2 Z_2$ жестко связаны с центрами внутреннего колеса и планетарной циклоидальной передачи соответственно. Фиксированная система координат OXY соединена с центром внутреннего колеса. В исходном положении оси X_1 и X совпадают, X_2 параллельна X . Оси Z , Z_1 и Z_2 параллельны друг другу. Радиус распределенного круга зубьев штифта равен R_z , а радиус зуба штифта равен r_z . Число зубьев внутреннего колеса и планетарной циклоидальной передачи равно z_b и z_g , а расстояние между центрами зубчатых колес равно e . Способ в случае фиксации коленчатого рычага $O_b O_g$ принят для упрощения обсуждения, и i представляет передаточное отношение механизма трансформации.

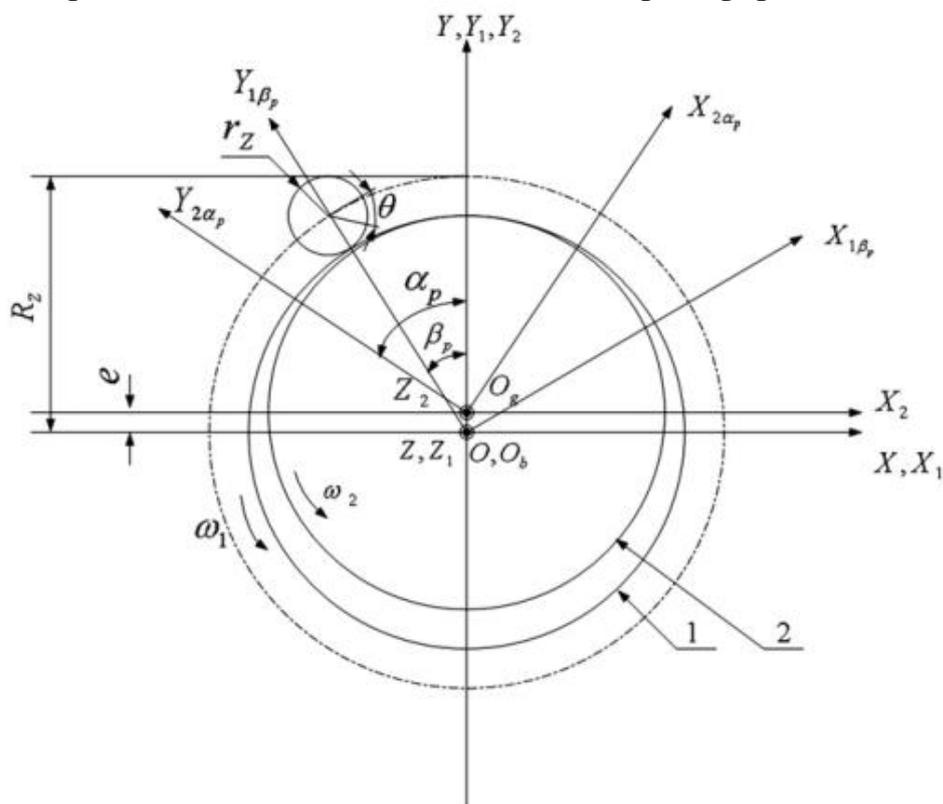


Рис 1.

Во время первого обволакивающего движения в качестве режущего инструмента используется зубец: когда внутреннее колесо вращается на угол β_1 вокруг оси Z_1 в направлении против часовой стрелки, зубчатое колесо будет вращаться на угол α_1 вокруг оси Z_2 в в том же направлении в соответствии с движением. Во время второго охватывающего движения в качестве режущего инструмента используется циклоидальная шестерня: когда циклоидальная шестерня вращается на угол α_2 вокруг оси Z_2 в

направлении против часовой стрелки, внутреннее колесо будет вращаться на угол β_2 вокруг оси z_1 в том же направлении в соответствии с соотношением движения. Скорости вращения внутреннего колеса и циклоидного зубчатого колеса составляют ω_1 и ω_2 соответственно. На рис. 1 р - это индекс α и β , где $p = 1$ и $p = 2$ представляют первое и второе охватывающее движение, соответственно. В соответствии с передаточным отношением механизма преобразования скорости вращения и углы поворота имеют отношение как следующее уравнение:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{a_1}{\beta_1} = \frac{a_2}{\beta_2} = \frac{z_b}{z_g}.$$

2.1.3. Уравнение зацепления

Уравнение исходного профиля зуба цилиндрического штифта может быть описано в системе координат $O_b X_1 Y_1 Z_1$:

$$\begin{cases} x_1 = r_z \cos \theta \\ y_1 = R_z + r_z \sin \theta \\ z_1 = v \end{cases}$$

По принципу обычного циклоидного привода, функция сцепления первого охватывающего движения может быть получена как:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= [R_z(i - 1) \cos \theta - ie \cos (\theta + \beta_1)] \omega_1 \\ \varphi_1 &= 0 \end{aligned}$$

Уравнение профиля зубца циклоидного зубчатого колеса может быть выражено в системе координат $O_g X_2 Y_2 Z_2$ как:

$$\begin{cases} x_2 = R_z \sin [(i - 1)\beta_1] + r_z \cos [\theta - (i - 1)\beta_1] - e \sin (i\beta_1) \\ y_2 = R_z \cos [(i - 1)\beta_1] + r_z \sin [\theta - (i - 1)\beta_1] - e \cos (i\beta_1) \\ z_2 = v \\ \varphi_1 = [R_z(i - 1) \cos \theta - ie \cos (\theta + \beta_1)] \omega_1 = 0 \end{cases}$$

Уравнение сетки второго обволакивающего движения можно выразить как:

$$\varphi_2 = n_2 v_2^{(21)} = 0$$

где n_2 представляет единичный вектор нормали к поверхности зуба циклоидальной шестерни; $v_2^{(21)}$ представляет относительную скорость циклоиды v_{gear} относительно внутреннего колеса в точке зацепления в системе координат $O_g X_2 Y_2 Z_2$.

Различая уравнение (5) по отношению к параметрам θ и v этот единичный вектор нормали может быть выражен как:

$$n_2 = r_v^{(2)} \times r_\theta^{(2)} \\ = \left(\frac{\partial y_2}{\partial \theta} \frac{\partial z_2}{\partial v} - \frac{\partial z_2}{\partial \theta} \frac{\partial y_2}{\partial v} \right) i_2 + \left(\frac{\partial z_2}{\partial \theta} \frac{\partial x_2}{\partial v} - \frac{\partial x_2}{\partial \theta} \frac{\partial z_2}{\partial v} \right) j_2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \theta} \frac{\partial y_2}{\partial v} - \frac{\partial y_2}{\partial \theta} \frac{\partial x_2}{\partial v} \right) k_2$$

Относительная скорость $v_2^{(21)}$ может быть рассчитана в системе координат $O_g X_2 Y_2 Z_2$ как:

$$v_2^{(21)} = v_2^{(2)} - v_2^{(1)} = -\frac{d\xi}{dt} + (\omega^{(2)} - \omega^{(1)}) \times r^{(2)} + \omega^{(1)} \times \xi$$

где $v_2^{(2)}$ представляет вектор скорости вращения циклоидальной передачи в точке зацепления; $v_2^{(1)}$ представляет вектор скорости вращения внутреннего колеса в точке зацепления; $\omega^{(2)}$ представляет вектор угловой скорости зубчатой передачи циклоиды вокруг оси z_2 , $\omega^{(2)} = \omega_2 k_2$; $\omega^{(1)}$ представляет вектор угловой скорости внутреннего колеса относительно оси z_1 , $\omega^{(1)} = \omega_1 k_1$; $r^{(2)}$ представляет вектор точки зацепления циклоидного зубчатого колеса, $r^{(2)} = x_2 i_2 + y_2 j_2 + z_2 k_2$; $\xi = e \sin(\alpha_2 i_2) - e \cos(\alpha_2 j_2)$; i_2, j_2 и k_2 являются единичными векторами осей X_2, Y_2 и Z_2 , соответственно.

функция зацепления циклоидного привода с двойным охватом получается как:

$$\varphi_2 = \{(1-i)R_z \cos \theta + e(1-i) \cos(\theta + \beta_1) + e \cos[\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1]\} \omega_1$$

$$\varphi_2 = 0$$

В конце получил:

$$\sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2}\right) \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] = 0$$

2.1.4. Уравнение двойного зацепления профиля зуба

Профиль с двойным обволакивающим зубом, который является сопряженным профилем зуба циклоидального зубчатого колеса, может создаваться вторым обволакивающим движением с использованием зубчатого венца в качестве режущего инструмента. Уравнение этого нового профиля зуба может быть выражено в координате $O_b X_1 Y_1 Z_1$ как:

$$\begin{cases} \sum (1)' = M_{12} \sum (2) \\ \varphi_2 = 0 \end{cases}$$

где M_{12} представляет матрицу преобразования из координаты $O_g X_2 Y_2 Z_2$ в $O_b X_1 Y_1 Z_1$ и может быть выражена как;

$$M_{12} = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & \sin\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & 0 & -e \sin\left(\frac{\alpha_2}{i}\right) \\ -\sin\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & \cos\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & 0 & e \cos\left(\frac{\alpha_2}{i}\right) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Уравнение профиля зуба с двойной обволакивающей поверхностью можно получить как

$$\begin{cases} x'_1 = R_z \sin\left[\frac{(i-1)(\alpha_2 + i\beta_1)}{i}\right] + r_z \cos\left[\theta + \frac{1-i}{i}\alpha_2 + (1-i)\beta_1\right] - e \left[\sin\left(\frac{\alpha_2}{i}\right) + \sin\left(\frac{i-1}{i}\alpha_1 + i\beta_1\right)\right] \\ y'_1 = R_z \cos\left[\frac{(i-1)(\alpha_2 + i\beta_1)}{i}\right] + r_z \sin\left[\theta + \frac{1-i}{i}\alpha_2 + (1-i)\beta_1\right] - e \left[\cos\left(\frac{\alpha_2}{i}\right) + \cos\left(\frac{i-1}{i}\alpha_1 + i\beta_1\right)\right] \\ z'_1 = v \\ \sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2}\right) \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] = 0 \end{cases}$$

2.1.5. Уравнение линии сетки

Линия сетки - это кривая локуса точек контакта, выраженная в фиксированной системе координат, поэтому ее можно рассчитать как

$$\begin{cases} \Sigma \\ \phi_2 = 0 \end{cases} = M_{01} \Sigma \quad (1)$$

где Σ представляет собой линию сцепления циклоидного привода с двойным охватом; M_{01} представляет матрицу преобразования из координаты $O_b X_1 Y_1 Z_1$ в $OXYZ$ и может быть выражена как

$$M_{01} = \begin{bmatrix} \cos \beta_1 & -\sin \beta_1 & 0 & 0 \\ \sin \beta_1 & \cos \beta_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

уравнение линии сетки можно получить как

$$\begin{cases} x = x'_1 \cos \beta_1 - y'_1 \sin \beta_1 \\ y = x'_1 \sin \beta_1 - y'_1 \cos \beta_1 \\ z = v \\ \sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2}\right) \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] = 0 \end{cases}$$

2.1.6. Индуцированная нормальная кривизна

Индуцированная нормальная кривизна-это относительная нормальная кривизна между двумя поверхностями зацепления, это важный параметр, который влияет на смазку и контактное напряжение сопряженной пары

зубьев. Расчет индуцированной нормальной кривизны может служить теоретической основой для оценки и оптимального проектирования нового зубчатого редуктора. Согласно теории геометрии зубчатого колеса, индуцированная нормальная кривизна в направлении контактной нормальной линии $k_{nf}^{(12)}$ может быть вычислена по следующему уравнению

$$k_{nf} = \frac{1}{D_2^2 \Psi_2} (E_2 \Phi_{2v}^2 - 2F_2 \Phi_{2\theta} \Phi_{2v} + G_2 \Phi_{2\theta}^2)$$

где Ψ_2 представляет собой функцию предела подрезания двухобхватного циклоидального привода; Φ_{2v} и $\Phi_{2\theta}$ представляют собой частный дифференциал функции зацепления относительно v и θ ; E_2 , F_2 и G_2 представляют собой первую фундаментальную однородную величину поверхности зуба циклоидной шестерни $\Sigma 2$; $D_2 = \sqrt{E_2 G_2}$.

Функция предела подрезания Ψ_2 может быть получена как

$$\Psi_2 = \frac{1}{D_2^2} \begin{vmatrix} E_2 & F_2 & r_\theta^{(2)} v_2^{(21)} \\ F_2 & G_2 & r_v^{(2)} v_2^{(21)} \\ \Phi_{2\theta} & \Phi_{2v} & \Phi_{2t} \end{vmatrix}$$

где Φ_{2v} представляет собой частный дифференциал функции зацепления двухоблобочечного циклоидального привода относительно времени t ; $r_\theta^{(2)}$ и $r_v^{(2)}$ представляют собой частный дифференциал вектора точки зацепления циклоидной шестерни.

можно получить следующие уравнения:

$$\begin{aligned} \Phi_{2\theta} &= [- (1 - i) R_z \sin \theta - e(i - 1) \sin (\theta + \beta_1) \\ &\quad - e \sin (\theta - \alpha_2 + (1 - i)\beta_1)] \omega_1 \\ \Phi_{2v} &= 0 \end{aligned}$$

$$\Phi_{2t} = - e [(i - 1) \sin (\theta + \beta_1) + (1 - 2i) \sin (\theta - \alpha_2 + (1 - i)\beta_1)] \omega_1^2$$

можно получить следующие уравнения:

$$r_\theta^2 = \{- r_z \sin [\theta - (i - 1)\beta_1]\}, \quad r_z \cos [\theta - (i - 1)\beta_1, 0] = \{0, 0, 0\}$$

можно получить следующие уравнения:

$$E_2 = (r_\theta^{(2)})^2 = r_z^2, \quad F_2 = r_\theta^{(2)} r_v^{(2)} = 0, \quad G_2 = (r_v^{(2)})^2 = 1, \quad D_2 = \sqrt{E_2 G_2} = 1.$$

можно получить следующие уравнения:

$$\Psi_2 = \frac{\left\{ \begin{aligned} &[e[(i - 1) \sin (\theta + \beta_1) + \sin (\theta - \alpha_2 + (i - 1)\beta_1)] + (i - 1) R_z \sin \theta]^2 + \\ &r_z [- e(i^2 - 3i + 2) \sin (\theta + \beta_1) + (3i - 2) \sin (\theta - \alpha_2 + (1 - i)\beta_1)] + (i - 1)^2 R_z \sin \theta \end{aligned} \right\} \omega_1^2}{r_z}$$

можно получить следующие уравнения:

$$K_{nf}^{(12)} = \frac{[e(i-1)\sin(\theta + \beta_1) + \sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1) - (i-1)R_z \sin \theta]^2}{- [e[(i-1)\sin(\theta + \beta_1) + \sin(\theta - \alpha_2 + (i-1)\beta_1)] - (i-1)R_z \sin \theta]^2 + r_z[e(i^2 - 3i + 2)\sin(\theta + \beta_1) + (3i - 2)\sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1)] + (i-1)^2 R_z \sin \theta}$$

2.2. Анализ характеристик зацепления

2.2.1. Двойные контактные линии

Уравнение сетки может быть разделено на два независимых уравнения как

$$\begin{aligned} \sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_2}{2}\right) &= 0 \\ \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] &= 0 \end{aligned}$$

Уравнения определили две разные линии контакта. Когда независимая переменная β_1 изменяется, две контактные линии могут образовывать две разные части профиля зуба. Таким образом, профиль циклоидного зуба с двойной оболочкой состоит из двух частей, которые определяются по формулам. И пара сопряженных зацеплений, которая состоит из двойного охватывающего профиля зуба и циклоидального зубчатого колеса, имеет одновременно две контактные линии в определенной области зацепления.

2.2.2. Состав профиля зуба и характеристика

(1) Часть профиля зуба с двойной обшивкой, определяемая уравнения, совпадает с исходным профилем зуба цилиндрического штифта. Из уравнения можно получить следующее уравнение $\alpha_2 + i\beta_1 = 2k\pi (k = 0, 1, 2, 3, \dots)$

Подставляя уравнение в уравнение с двойной обволакивающим профилем зубца, следующее уравнение может быть получено

$$\begin{cases} x_1' = r_z \cos \theta = x_1 \\ y_1' = R_z + \gamma_2 \sin \theta = y_1 \\ z_1' = v = z_1 \end{cases}$$

Уравнения показывает, что эта часть профиля зуба с двойной оболочкой такая же, как у исходного зуба. Кроме того, эта часть является частью исходного профиля зуба цилиндрического штифта.

(2) Две части профиля зуба с двойной оболочкой касаются друг друга.

Две части профиля зуба с двойным обволакиванием имеют разделительную линию. Эта разделительная линия принадлежит двум частям одновременно, и точки на этой линии удовлетворяют обоим уравнениям уравнения одновременно. Кроме того, из определения уравнения сетки, нормальное направление линии двух частей является одинаковым в этих

точках. Таким образом, две части профиля зуба с двойной оберткой касаются друг друга, а разделительная линия является касательной.

(3) Касательная линия двух частей является линией предела зацепления исходного цилиндрического зуба штифта в обычном циклоидальном приводе.

В обычном циклоидном приводе не все точки на зубце цилиндрического штифта принимают участие в зацеплении, то есть на линии цилиндрического зуба есть линия ограничения зацепления. Различная уравнение по времени функция предела сетки для обычного циклоидального привода может быть получена как

$$\phi_{1t} = ie \sin(\theta + \beta_1) \omega_1^2$$

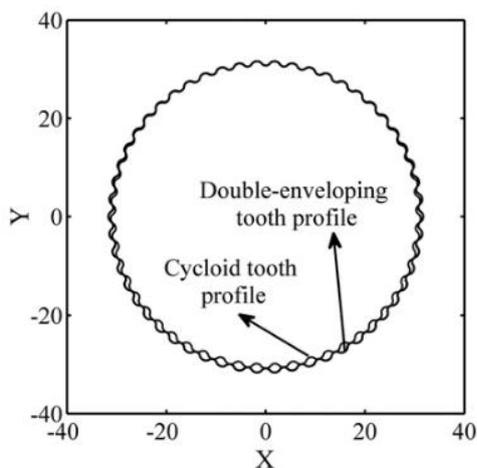


Рис.2.7.1.Сопряженный зубчатый профиль.

Граница границы зацепления зуба +штифта может быть рассчитана как

$$\begin{cases} r^{(1)} = r^{(1)}(\theta, v) \\ \phi_{1t} = 0 \end{cases}$$

Другая формула

$$\begin{cases} r^{(1)} = r^{(1)}(\theta, v) \\ \sin(\theta + \beta_1) = 0 \end{cases}$$

Касательная линия двух частей профиля зуба может быть рассчитана как

$$\begin{cases} r^{(1)} = r^{(1)}(\theta, v) \\ \sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2}\right) = 0 \\ \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] = 0 \end{cases}$$

Уравнение упрощается как

$$\begin{cases} r_1 = r^{(1)}(\theta, v) \\ \sin(\theta + \beta_1) = 0 \end{cases}$$

Из уравнений, можно сделать вывод, что касательная линия двух частей профиля зуба является линией предела зацепления исходного цилиндрического зуба штифта.

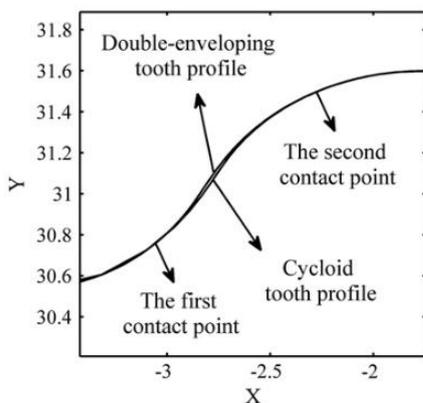


Рис.2.7.2. частичный увеличенный вид.

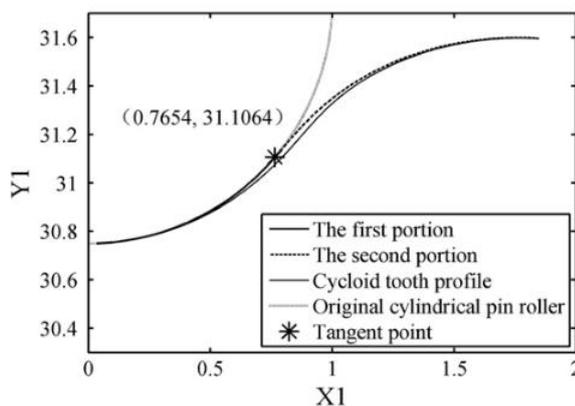


Рис.2.7.3 Сравнение профиля зуба.

2.2.3. Вывод

Вывод можно резюмировать следующим образом. Профиль зуба передачи с двойным зацеплением состоит из двух частей. Одна часть похожа на циклоидальное колесо в редукторе, который передачи с промежуточными телами качения. В этой статье эта часть называется первой частью передачи с двойным зацеплением. Другая часть образуется в процессе второй зацепления, называемая второй частью профиля зуба передачи с двойной зацеплением. Эти две части касаются друг друга, и линия зацепления является линией зацепления в обычном циклоидальном передаче. В определенной области появляются двухпроводной контакт.

III. Моделирование НДС

3.1. Сформирование 3D модель каждого элемента:

Разработаны два редуктора: обычной циклоидальной передачи и передачи с двойным зацеплением. Зделаны САЕ- расчет циклоидальной передачи и передачи с двойным зацеплением. Сравнение обычной циклоидальной передачи и передачи с двойным зацеплением.

Редуктор показаны на следующие:

3.1.1. Структурные чертежи и редуктора

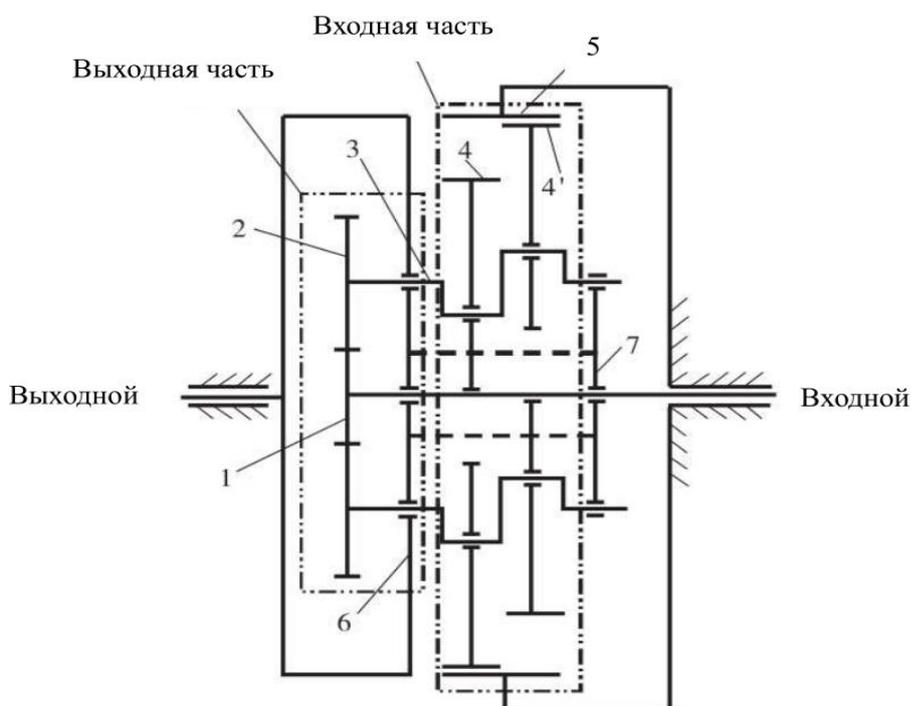


Рис.3.1.

1-Входное колесо ;2-Планетарное колесо;3-Коленчатый вал;4, 4' -Циклоидное колесо;5-Ролик;6-Выходное колесо;7-подшипник.

$$i_{12} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{24}{60}$$

Число зубьев шестерни 1,2,4,5 соответственно z_1, z_2, z_4, z_5 , скорость вала входного- n_H , процесс вывода передаточного числа следующим образом:

$$n_2 - n_H = (-n_H) \frac{z_1}{z_2}$$

$$\frac{n_2 - n_H}{n_5 - n_H} = \frac{(-n_H) \frac{z_1}{z_2}}{n_5 - n_H} = \frac{z_5}{z_4}$$

$$\frac{-n_H}{n_5 - n_H} = \frac{z_5 \cdot z_2}{z_4 \cdot z_1}$$

$$-\frac{n_H}{n_5} + 1 = \frac{z_2 z_5}{z_1 z_4}$$

$$i_{H5} = \frac{n_H}{n_5} = \frac{z_2 z_5}{z_2 z_5 - z_4 z_1}$$

3.1.2. Основные данные редуктора

обычной циклоидальной передачи

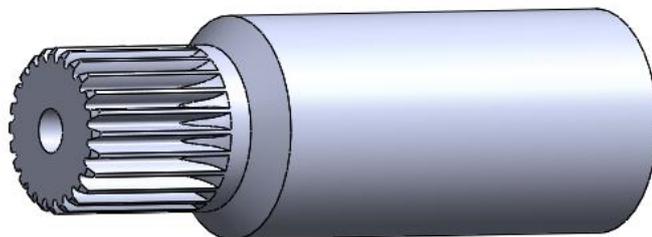
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Вращающий момент нагрузки $T(N \cdot mm)$	400000	Число зубьев циклоиды Z_v	39
Осевое расстояние (mm)	27.5	Число внутренних зубьев колеса	40
Эксцентричное расстояние a (mm)	1.3	Радиус ролик r_{rp} (mm)	3
Число зубьев вала входной	24	Радиус круга центра зуба ролика (mm)	64
Число зубьев планетарного колеса	60	Число модули /mm	1

передачи с двойным зацеплением

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Вращающий момент нагрузки $T(N \cdot mm)$	400000	Число зубьев циклоиды Z_v	39
Осевое расстояние (mm)	27.5	Число внутренних зубьев колеса	40
Эксцентричное расстояние a (mm)	1.3	Число модули /mm	1
Число зубьев вала входной	24	Число зубьев планетарного колеса	60

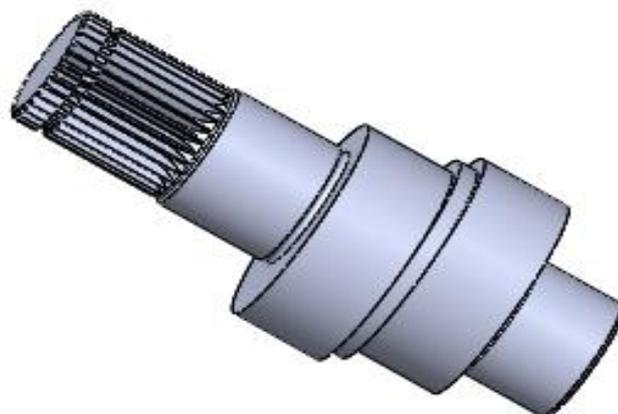
3.1.3. Основные части редуктора:

Центральные валы редуктора включают в себя входный вал и колечатый вал.



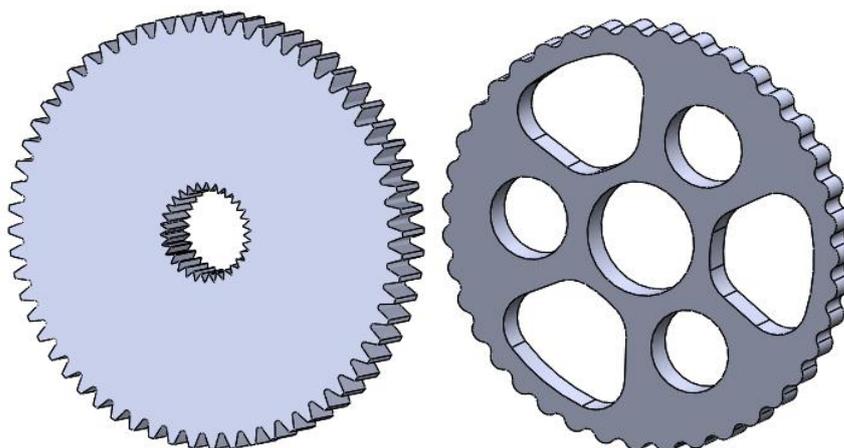
а

Рис.3.1.1. входный вал(а)



б

Рис.3.1.2. Колечатый вал(б)

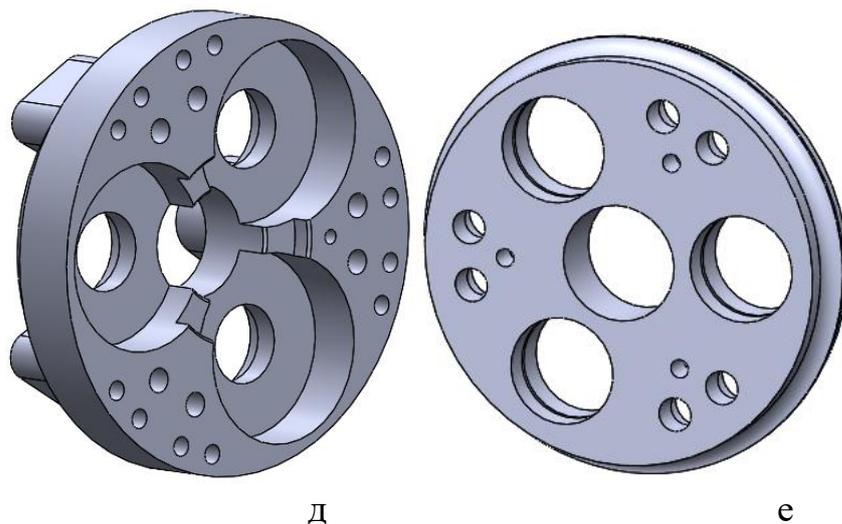


в

г

Рис.3.1.3. Планетарное колесо(в)

Рис.3.1.4. Циклоидальное колесо (г)



д

е

Рис.3.1.5. Опорное кольцо (д)

Рис.3.1.6. планетарное кольцо(е)



ж

Рис.3.1.7. корпус (ж)

3.1.4. Полный вид редуктора передачи с двойным зацеплением:

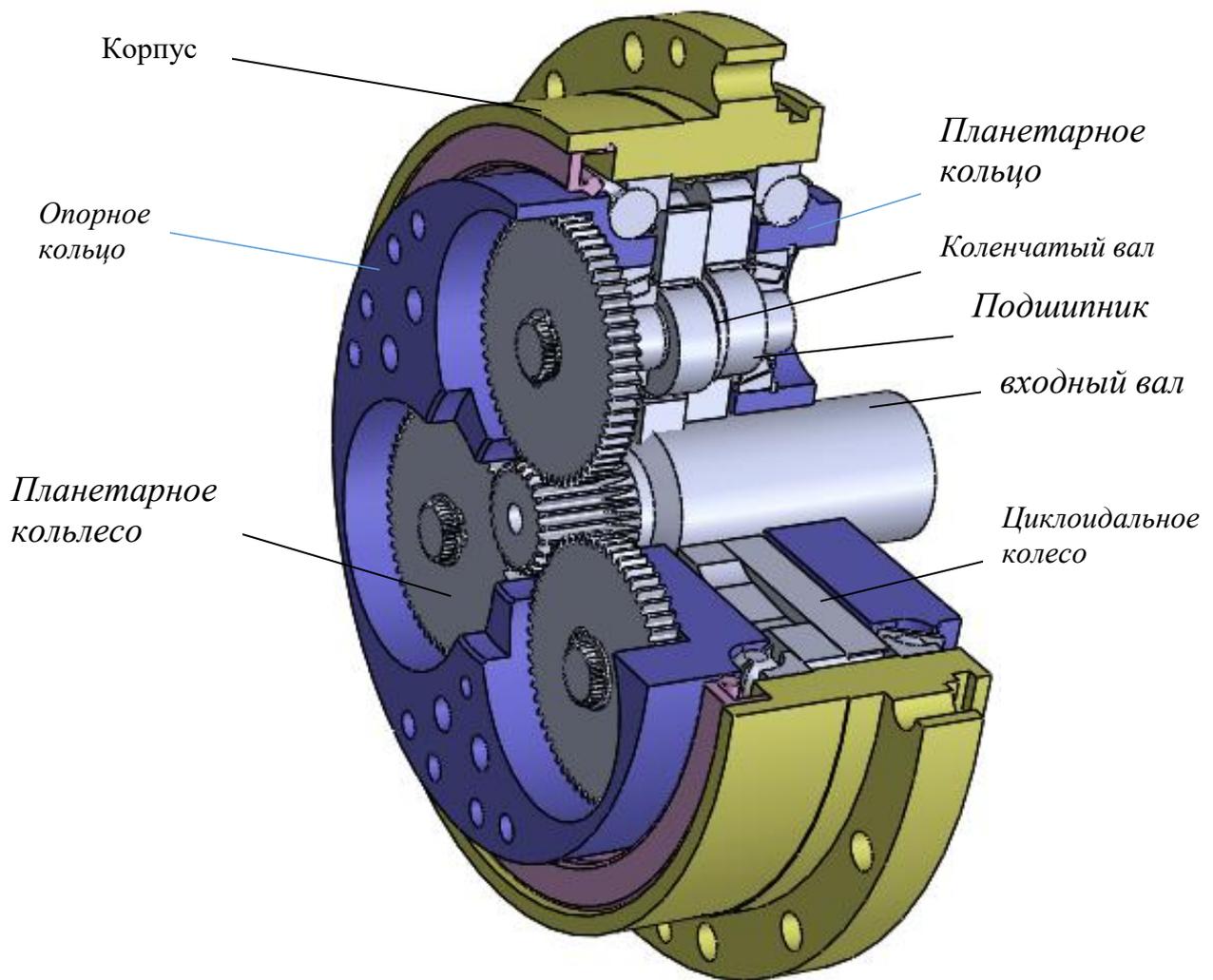


Рис.3.1.9.

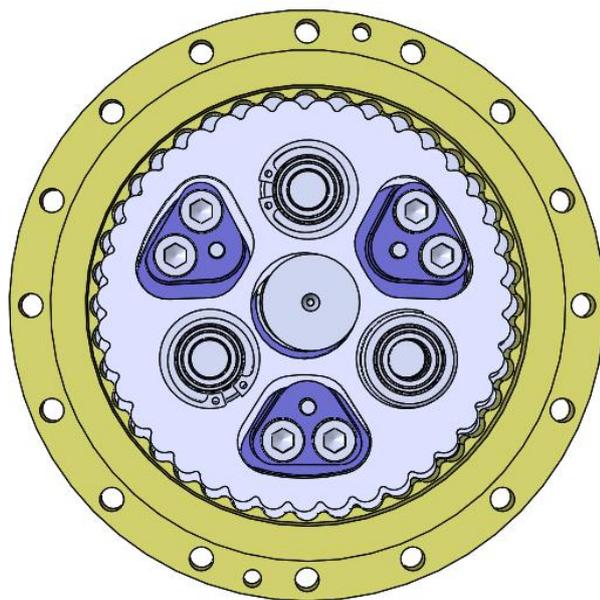


Рис.3.1.10.передачи с двойным зацеплением

3.1.5. Полный вид редуктора обычного циклоидальной передачи

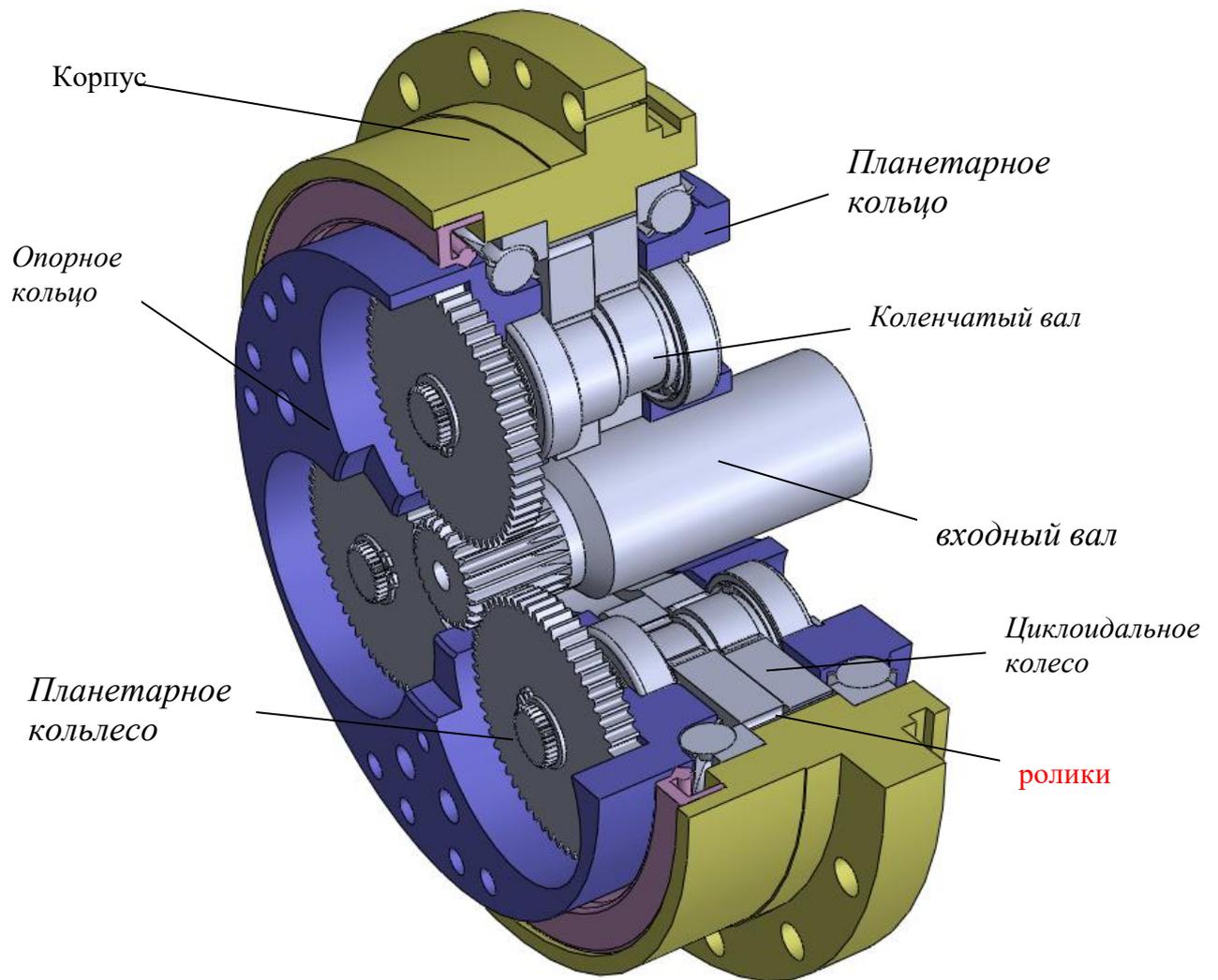


Рис.3.1.1. Обычной циклоидальной передачи

3.2. Анализ напряженно-деформированного состояния

Метод конечных элементов – численный метод решения дифференциальных уравнений с частными производными, а также интегральных уравнений, возникающих при решении задач прикладной физики.

Суть МКЭ заключается в том, что исследуемая область разбивается на конечные элементы, в каждом из элементов произвольно аппроксимирующей функции и затем находятся значения этих функций на границах элементов.

Конечно-элементный анализ выполняется с использованием софта Solidworks simulation.

Задачи, которые необходимо решить для этого:

- 1) создать статическое исследование;
- 2) назначить материал детали;
- 3) задать граничные условия (ограничения и силы);
- 4) создать сетку с определенными параметрами;
- 5) запустить исследование;
- 6) построить эпюры напряжений, перемещений, деформаций;
- 7) создать отчет исследования.

Результаты показаны на следующие:

Материал выбора частей следующим образом(таблица 3.2.1)

Деталь	материал	плотность/ ($\text{kg}\cdot\text{mm}^{-3}$)	Модуль упругости/GPa	Коэффициент Пуассона	Предел текучести/MPa
Входный вал	15CrMo	7.88×10^{-6}	2.12×10^5	0.284	440
Планетарное колесо	38CrMoAl	7.85×10^{-6}	2.11×10^5	0.277	835
Коленчатый вал	20CrMo	7.82×10^{-6}	2.11×10^5	0.292	700
Циклоидное колесо	GCr15	7.83×10^{-6}	2.19×10^5	0.3	518
Другие	45	7.89×10^{-6}	2.09×10^5	0.269	355

Таблица 3.2.1

Сначала выберите модуль статического анализа в модуле анализа ANSYS Workbench **【Static Structural】**, как показано на рис.3.2.1.

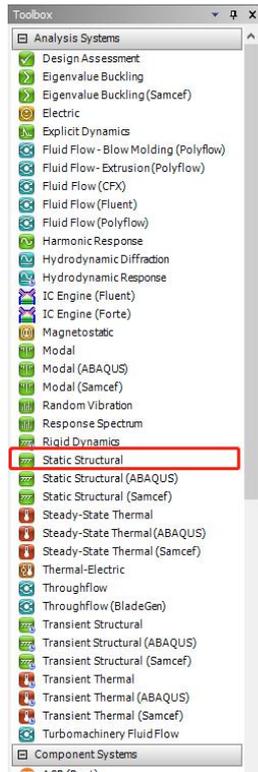


Рис.3.2.1 【Static Structural】

После выбора модуля анализа перейдите в интерфейс процесса анализа, как показано на рис.3.2.2. Добавьте все материалы, выбранные в таблице 3.2.1, в библиотеку аналитических материалов, которую вы хотите применить, и установите параметры плотности, жесткости и коэффициента Пуассона для выбранных материалов в соответствии с таблицей. как показано на рис.3.2.3.



Рис.3.2.2 【Engineering Data】

Engineering Data Sources				
	A	B	C	D
	Data Source		Location	Description
1	Favorites			Quick access list and default items
2	General Materials	<input type="checkbox"/>		General use material samples for use in various analyses.
3	General Non-linear Materials	<input type="checkbox"/>		General use material samples for use in non-linear analyses.
4	Explicit Materials	<input type="checkbox"/>		Material samples for use in an explicit analysis.
5	Hyperelastic Materials	<input type="checkbox"/>		Material stress-strain data samples for curve fitting.
6	Magnetic B-H Curves	<input type="checkbox"/>		B-H Curve samples specific for use in a magnetic analysis.
7				

Outline of General Materials					
	A	B	C	D	E
1	Contents of General Materials	Add	Source	Description	
5	Air		General_Materials.	General properties for air.	
6	Aluminum Alloy		General_Materials.	General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3	
7	Concrete		General_Materials.		

Рис.3.2.3.

После добавления материала вернитесь в интерфейс процесса анализа и перейдите в модуль импорта модели, как показано на рис.3.2.4. и рис.3.2.5.

A	
1	Static Structural
2	Engineering Data
3	Geometry
4	Model
5	Setup
6	Solution
7	Results

Static Structural

Рис.3.2.4.

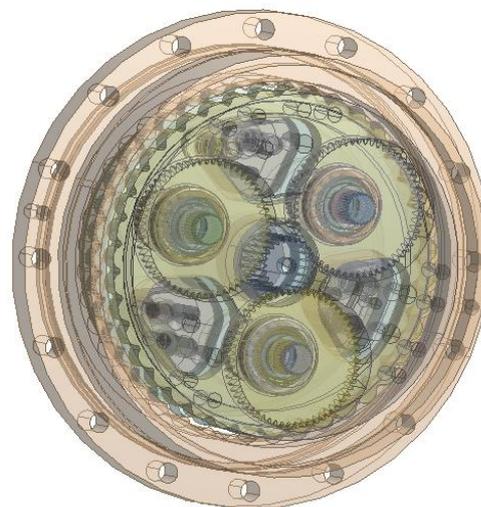


Рис.3.2.5.

После сохранения импорта модели выйдите из интерфейса модели, вернитесь к интерфейсу процесса анализа и войдите в интерфейс анализа детали, как показано на рис.3.2.6.

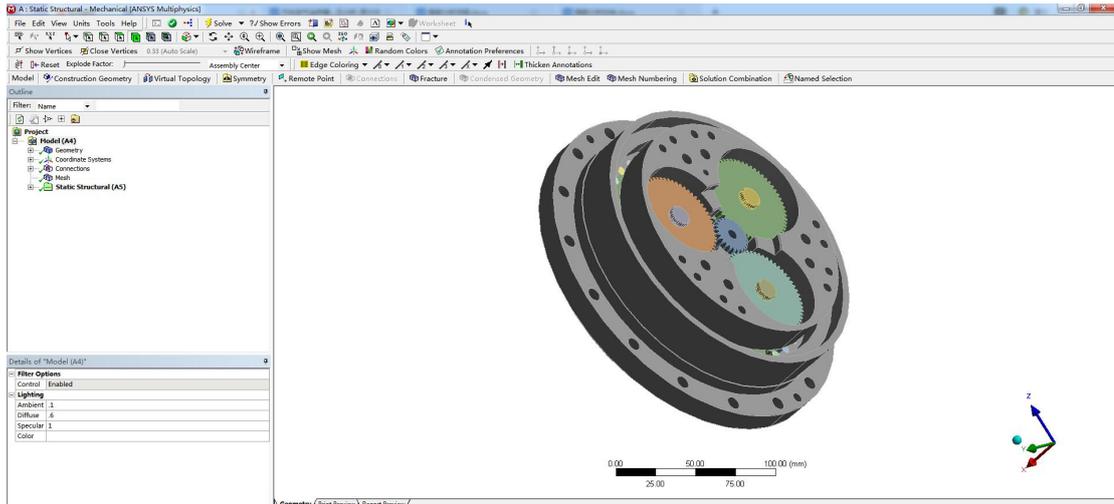


Рис.3.2.6.

Изменение материала детали в интерфейсе аналитического процесса, как показано на рис.3.2.7.

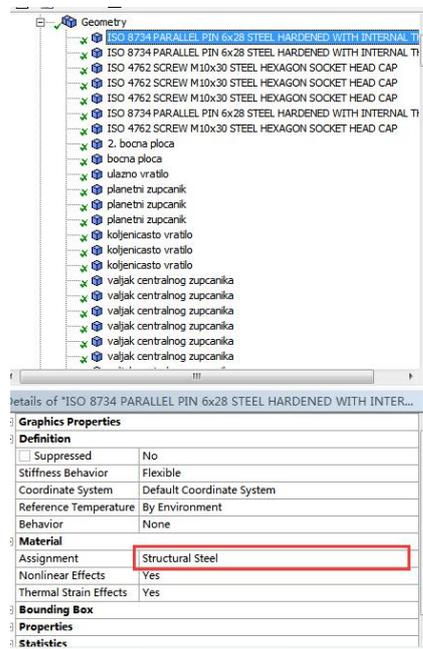


Рис.3.2.7.

После того, как выбор материала завершен, обрабатываются аналитические фиксаторы для разделения сетки, как показано на рис.3.2.8. рис.3.2.9. и рис.3.2.10.

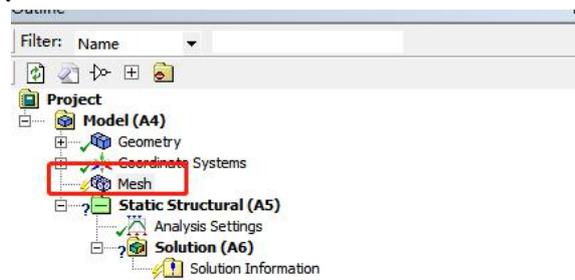


Рис.3.2.8.

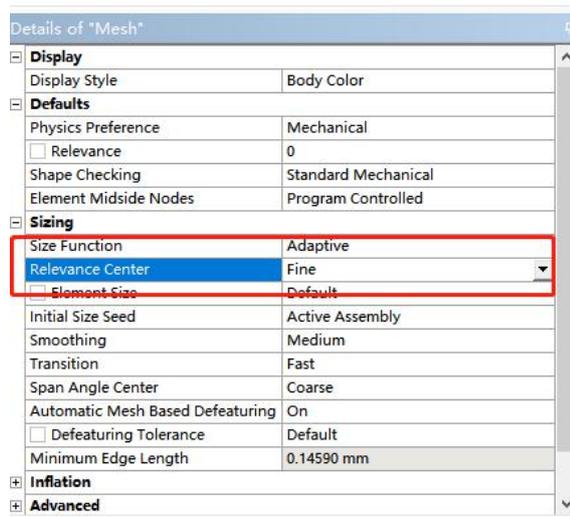


Рис.3.2.9.



Рис.3.2.10.

После того, как сетка разделена, чтобы установить ограничения на крепежные детали, перейдите в модуль настройки ограничений в интерфейсе анализа, как показано на рис.3.2.11. Согласно фактической работе крепежных деталей, игольчатая оболочка вокруг резьбового отверстия фиксируется винтом, поэтому фиксированное ограничение применяется к боковой стороне винтового отверстия на периферии корпуса иглы, ограничение применяется в результате. Как показано на рис.3.2.12.

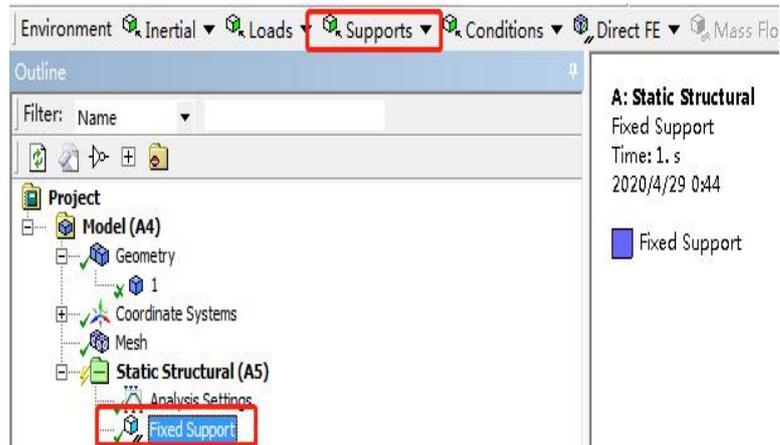


Рис.3.2.11.

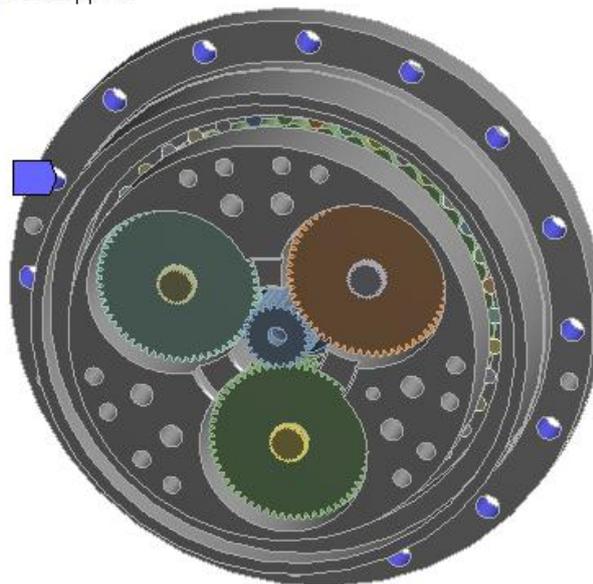


Рис.3.2.12.

После установки ограничения на редуктор применяется нагрузка, циклоидальная квадратичная огибающая редуктор нагрузки делится на входной момент входного вала $420000 \text{ N} \cdot \text{mm}$, выходной вал которого находится в состоянии покоя с фиксированным ограничением. как показано на рис.3.2.13.

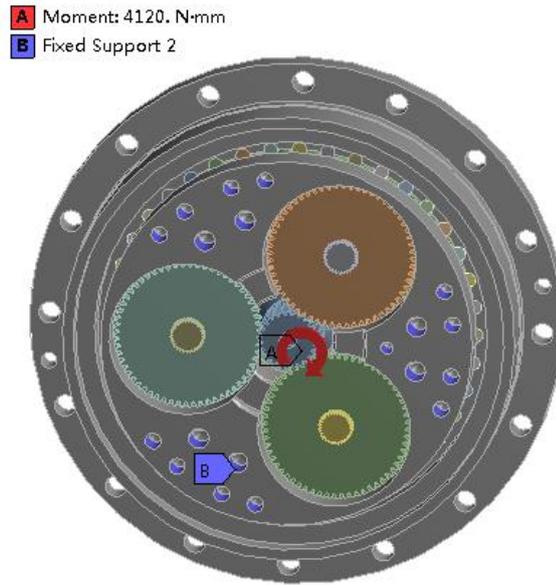


Рис.3.2.13.

После того, как нагрузка будет применена, в интерфейс анализа будут добавлены результаты анализа, необходимые для сборки и детали. Как показано на рис.3.2.14.

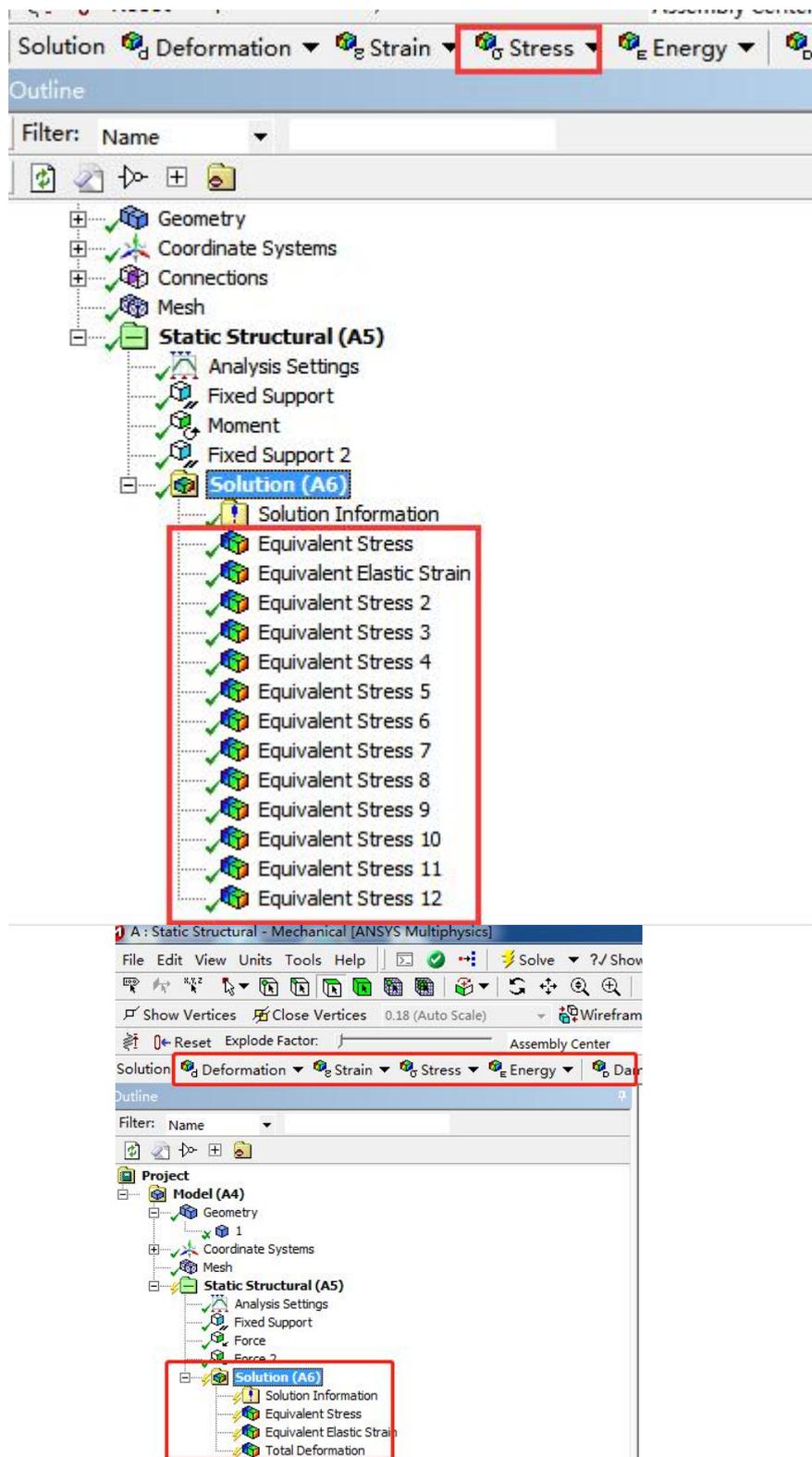
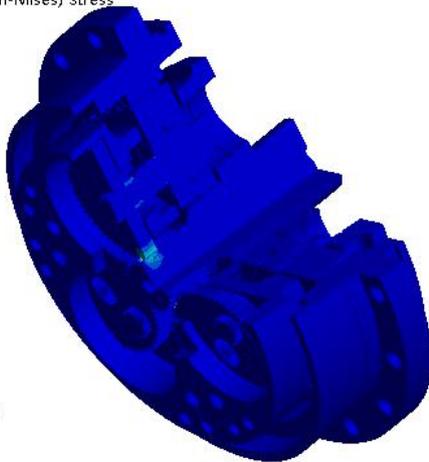
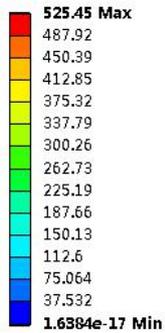


Рис.3.2.14.

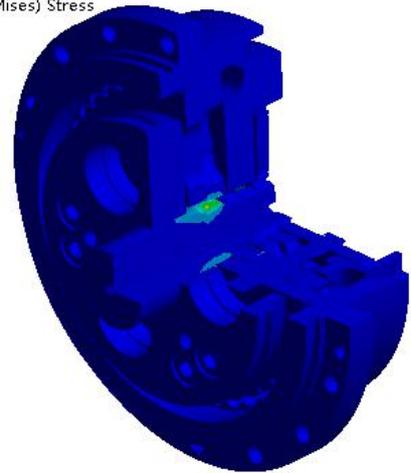
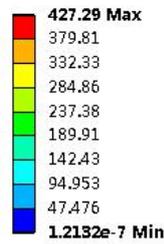
Окончательная схема напряженно-деформированного облака редуктора. Как показано на рис.3.2.15.

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 2020/5/10 9:12



(a)

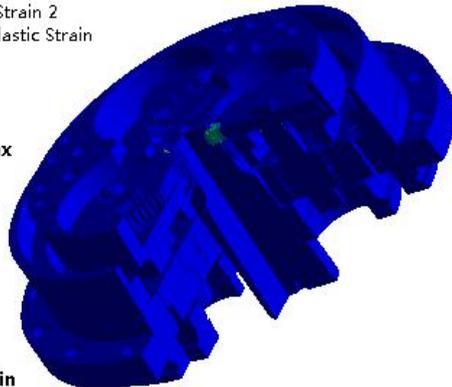
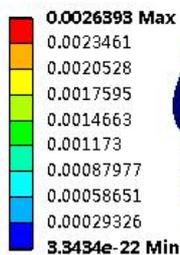
A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 2020/6/1 0:43



(б)

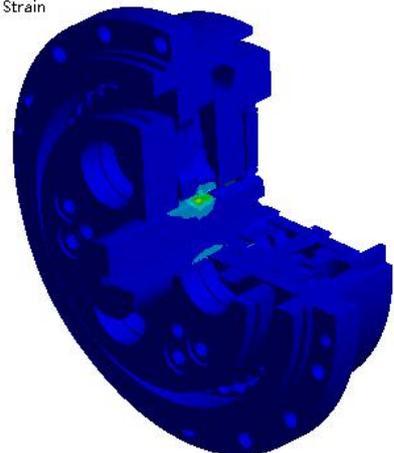
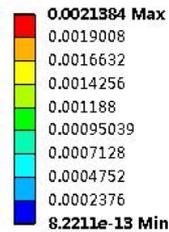
Рис.3.2.15-1. Обычной циклоидальной передачи-Напряжение(а)
 Рис.3.2.15-2. Передачи с двойным зацеплением-Напряжение(б)

A: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain 2
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 2020/5/14 21:23



(a)

A: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 2020/6/1 0:44

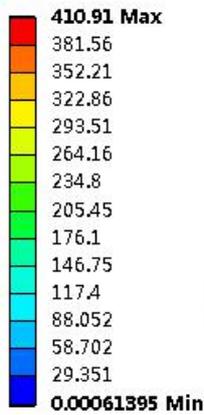


(б)

Рис.3.2.15-3. Обычной циклоидальной передачи-Деформация(а)
 Рис.3.2.15-4. Передачи с двойным зацеплением-Деформация(б)

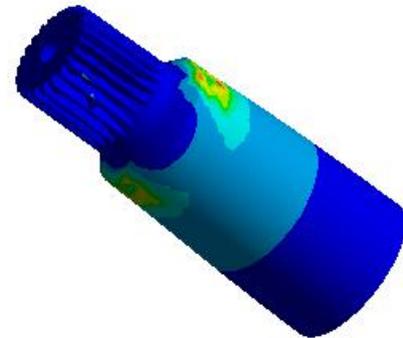
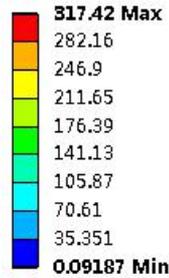
Результаты напряженно-деформированного состояния основных компонентов после силовых воздействий. Как показано на рисунке ниже.

A: Static Structural
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 2020/5/10 10:12



(a)

A: Static Structural
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 2020/6/1 0:50

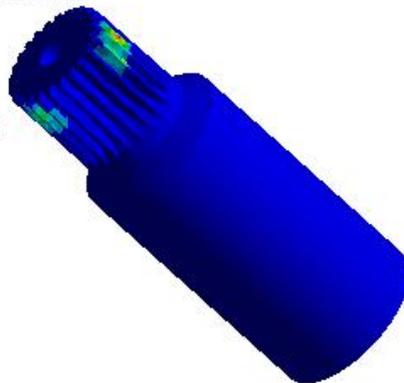
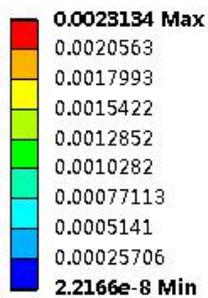


(б)

Рис.3.2.16-1.Обычной циклоидальной передачи-Входной вал.Напряжение(а)

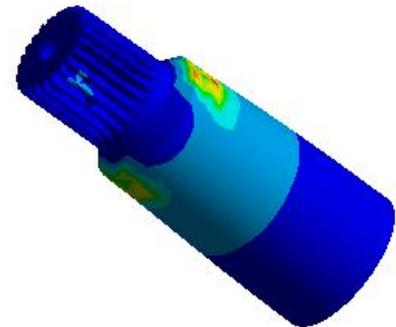
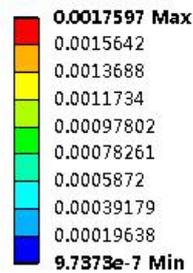
Рис.3.2.16-2.Передачи с двойным зацеплением-Входной вал.Напряжение(б)

A: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain 3
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 2020/5/14 21:25



(a)

A: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain 2
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 2020/6/1 0:51



(б)

Рис.3.2.17-1. Обычной циклоидальной передачи-Входной вал.Деформация(а)

Рис.3.2.17-2. Передачи с двойным зацеплением-Входной вал.Деформация(б)

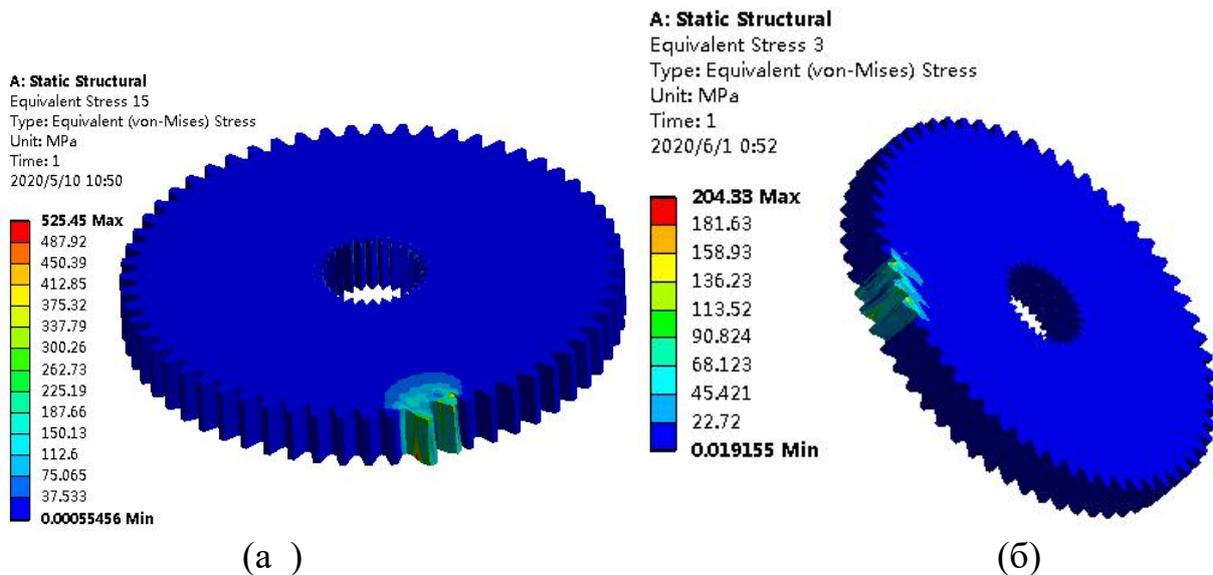


Рис.3.2.18-1.Обычной циклоидальной передачи-Планетарное колесо.Напряжение(а)
Рис.3.2.18-2.Передачи с двойным зацеплением-Планетарное колесо.Напряжение(б)

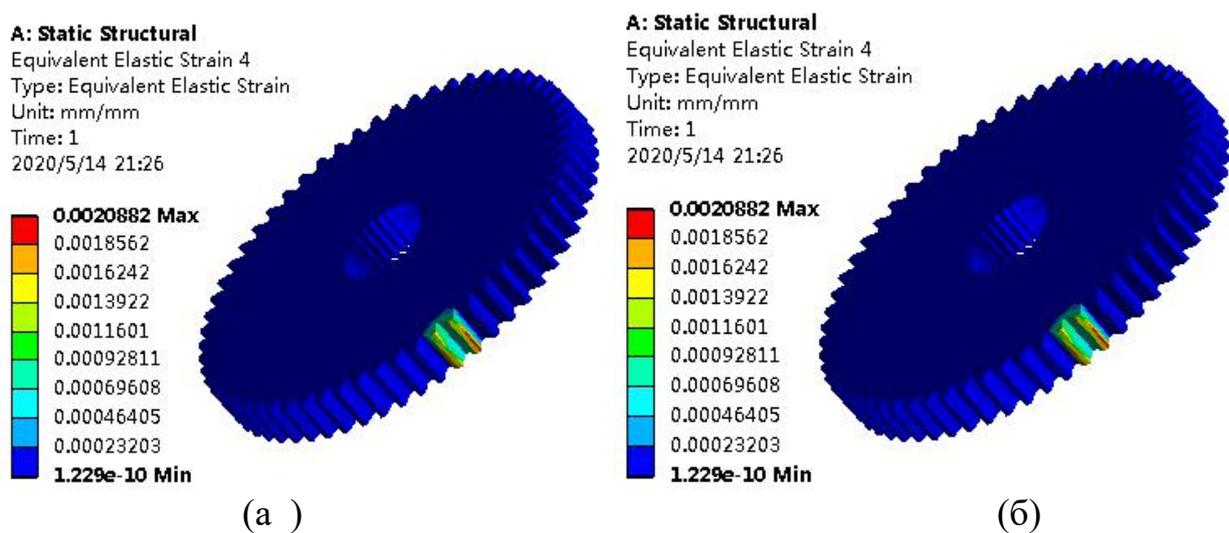
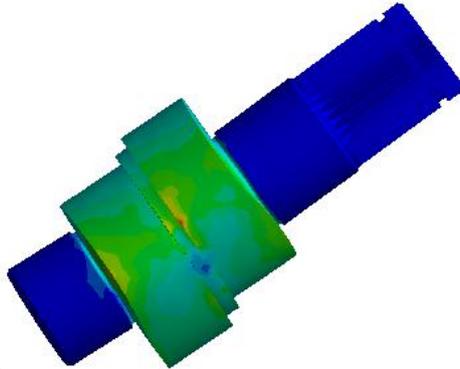
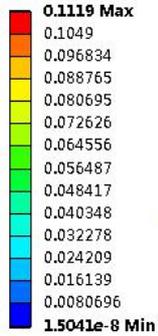


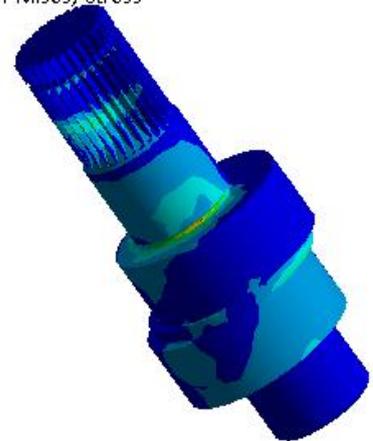
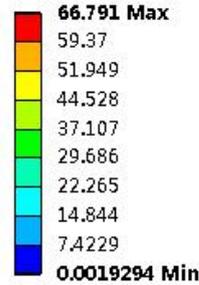
Рис.3.2.19-1. Обычной циклоидальной передачи-Планетарное колесо.Деформация(а)
Рис.3.2.19-2. Передачи с двойным зацеплением-Планетарное колесо.Деформация(б)

A: Static Structural
 Equivalent Stress 9
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 2020/5/10 10:23



(a)

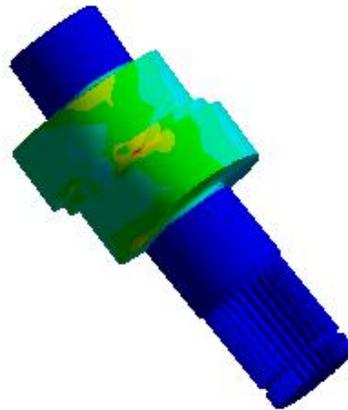
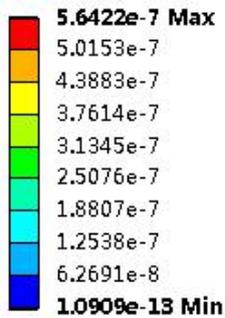
A: Static Structural
 Equivalent Stress 5
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 2020/6/1 0:53



(б)

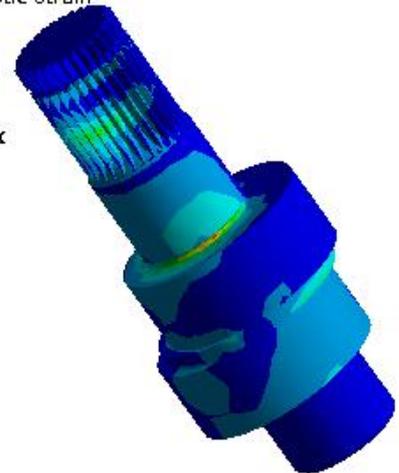
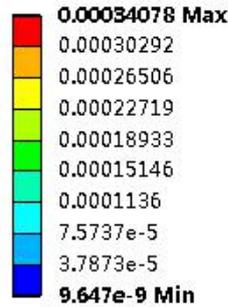
Рис.3.2.20-1.Обычной циклоидальной передачи-Коленчатый вал.Напряжение(а)
 Рис.3.2.20-2.Передачи с двойным зацеплением-Коленчатый вал.Напряжение(б)

A: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain 10
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 2020/5/14 21:29



(a)

A: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain 3
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 2020/6/1 0:54



(б)

Рис.3.2.21-1. Обычной циклоидальной передачи-Коленчатый вал.Деформация(а)
 Рис.3.2.21-2. Передачи с двойным зацеплением-Коленчатый вал.Деформация(б)

A: Static Structural

Equivalent Stress 7

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

2020/6/1 0:56

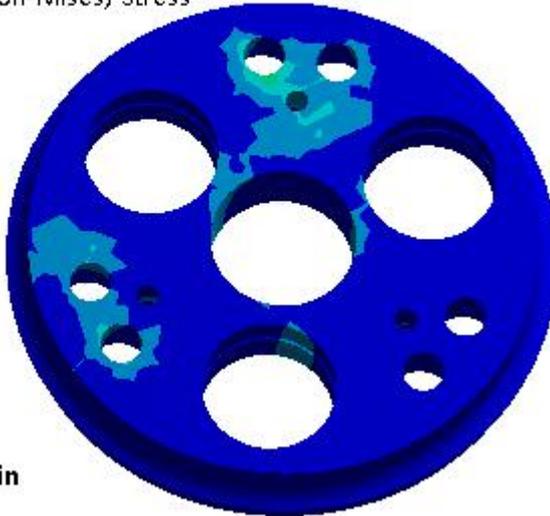
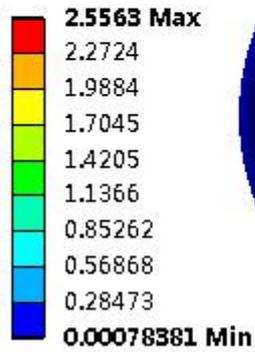


Рис.3.2.22. Опорное кольцо.Напряжение

A: Static Structural

Equivalent Elastic Strain 5

Type: Equivalent Elastic Strain

Unit: mm/mm

Time: 1

2020/6/1 0:56

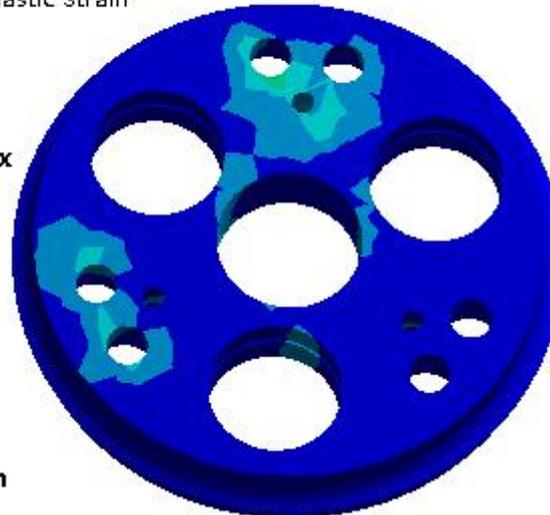
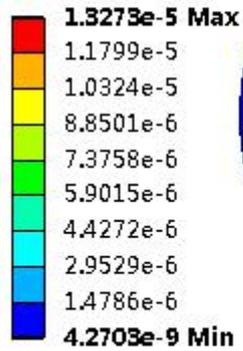
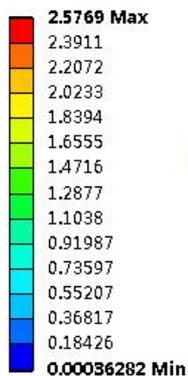


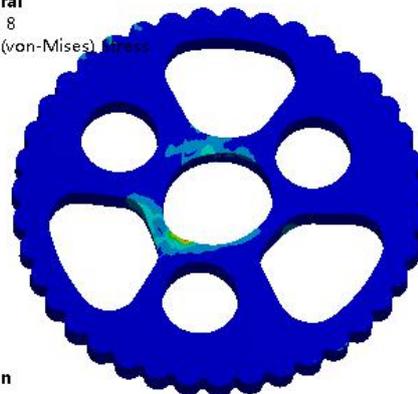
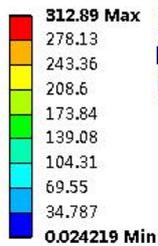
Рис.3.2.23. Опорное кольцо.Деформация

A: Static Structural
 Equivalent Stress 8
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 2020/5/10 10:21



(a)

A: Static Structural
 Equivalent Stress 8
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 2020/6/1 0:57

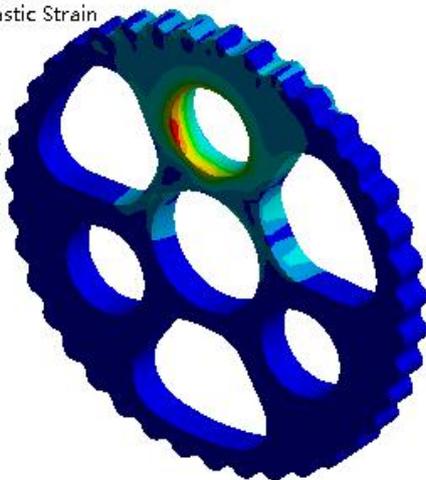
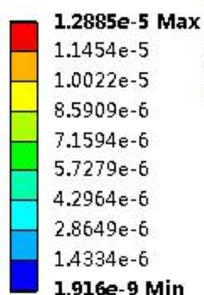


(б)

Рис.3.2.24-1.Обычной циклоидальной передачи-Контакт коленчатого вала с циклоидальным колесом.Напряжение(а)

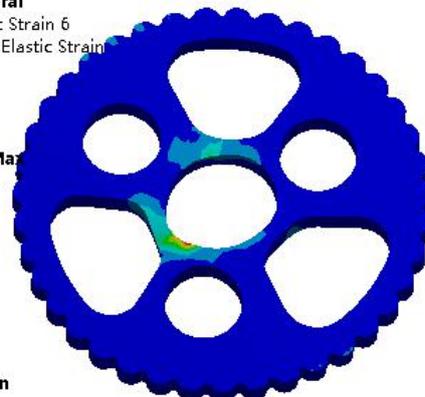
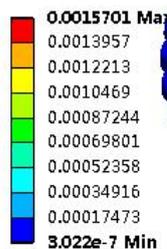
Рис.3.2.24-2.Передачи с двойным зацеплением-Контакт коленчатого вала с циклоидальным колесом.Напряжение(б)

A: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain 7
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 2020/5/14 21:32



(a)

A: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain 6
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 2020/6/1 0:57

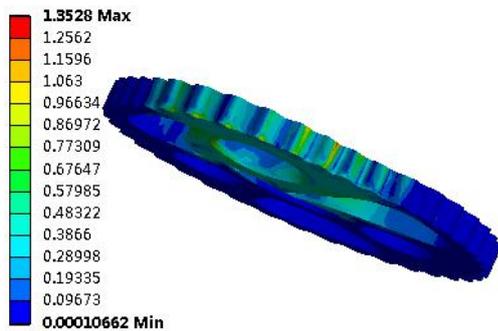


(б)

Рис.3.2.25-1. Обычной циклоидальной передачи-Контакт коленчатого вала с циклоидальным колесом.Деформация(а)

Рис.3.2.25-2. Передачи с двойным зацеплением-Контакт коленчатого вала с циклоидальным колесом.Деформация(б)

A: Static Structural
 Equivalent Stress 6
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 2020/5/10 10:16



(a)

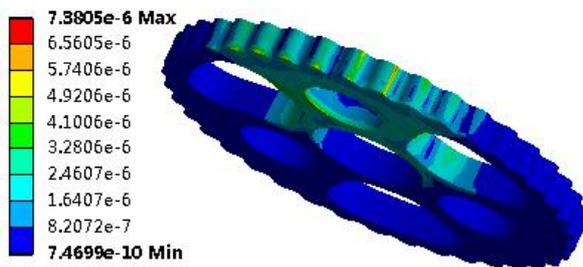
A: Static Structural
 Equivalent Stress 9
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 2020/6/1 0:58



(б)

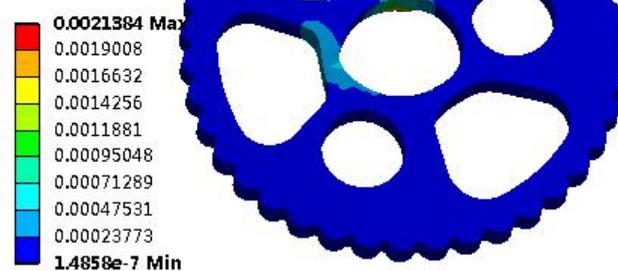
Рис.3.2.26-1.Обычной циклоидальной передачи.Напряжение(а)
 Рис.3.2.26-2.Передачи с двойным зацеплением.Напряжение(б)

A: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain 6
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 2020/5/14 21:30



(a)

A: Static Structural
 Equivalent Elastic Strain 7
 Type: Equivalent Elastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1
 2020/6/1 0:59



(б)

Рис.3.2.25-1. Обычной циклоидальной передачи.Деформация(а)
 Рис.3.2.25-2. Передачи с двойным зацеплением.Деформация(б)

A: Static Structural

Equivalent Stress 6

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

2020/6/1 0:54

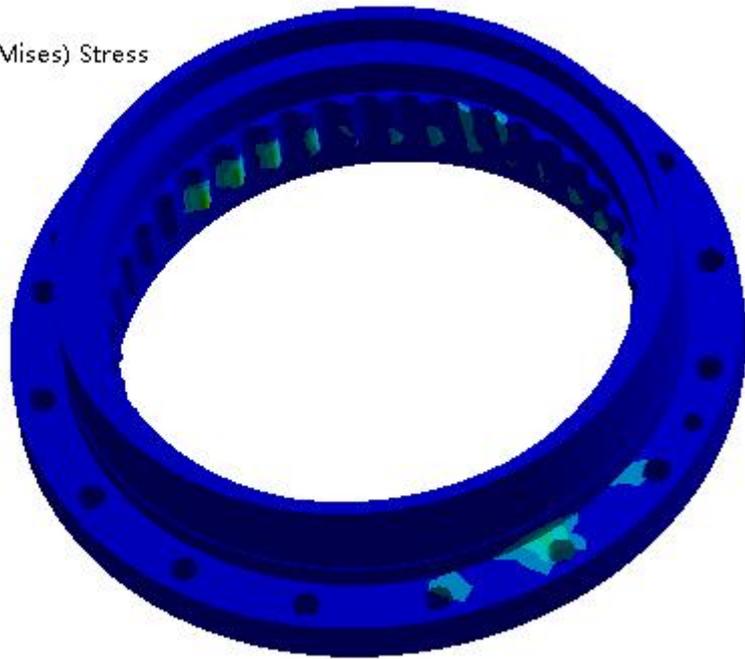
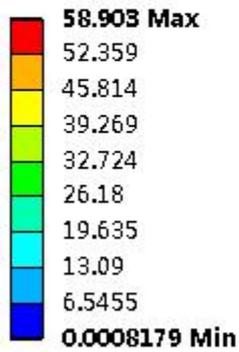


Рис.3.2.28. Двойное зацепление. Напряжение

A: Static Structural

Equivalent Elastic Strain 4

Type: Equivalent Elastic Strain

Unit: mm/mm

Time: 1

2020/6/1 0:55

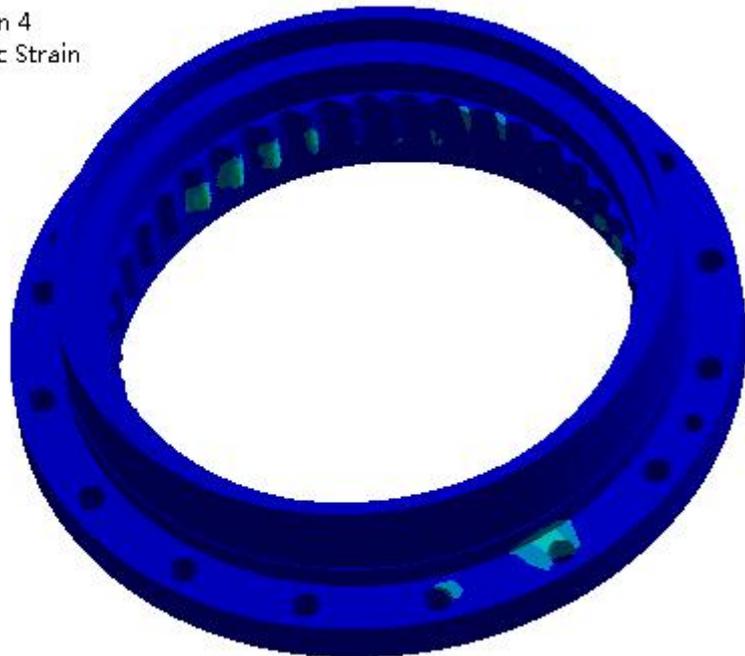
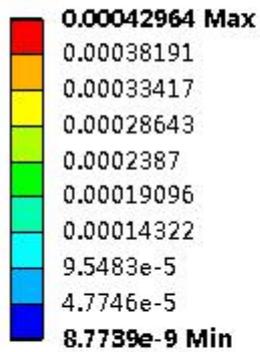


Рис.3.2.29. Двойное зацепление. Деформация

A: Static Structural

Equivalent Stress 5

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

2020/5/10 10:14

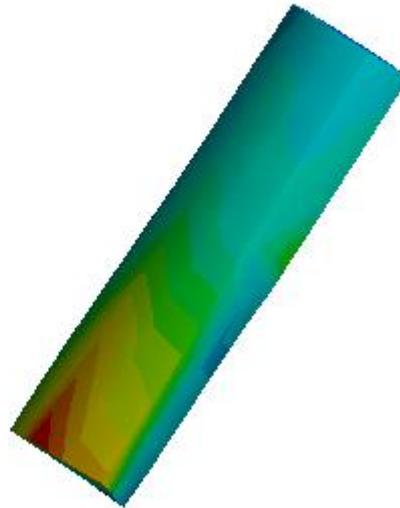
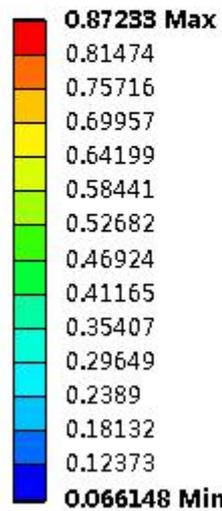


Рис.3.2.30. Ролик. Напряжение

A: Static Structural

Equivalent Elastic Strain 9

Type: Equivalent Elastic Strain

Unit: mm/mm

Time: 1

2020/5/14 21:35

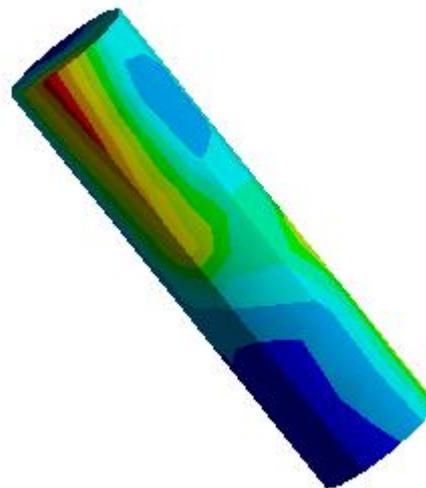
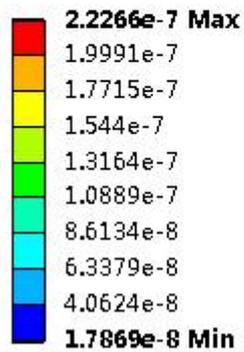


Рис.3.2.31. Ролик. Деформация

3.3. Настройка системы и результаты

На основе полученных диаграмм напряженно-деформированного состояния деталей проведен анализ безопасности этих деталей. Как показано в таб.

Деталь	Входный вал	Планетарное колесо	Коленчатый вал	Оп о р н о е кольцо	Циклоидное колесо 1	Циклоидное колесо 2	корпус
Анализ максимального напряжения σ (МПа)	317,42	204,33	66,79	2,5	312,89	427,29	58,9
Максимального напряжения σ_0 (МПа)	440	835	700	355	518	518	335
Коэффициент безопасности (S_{ca})	1,38	4,09	10,48	134	1,6	1,21	5,77
Соответствуют ли требования к прочности	да	да	да	да	да	да	да

Таб.3.3.1. Передачи с двойным зацеплением

Деталь	Входный вал	Планетарное колесо	Коленчатый вал	Циклоидное колесо 1	Циклоидное колесо 2	ролик
Анализ максимального напряжения σ (МПа)	410,91	525,45	0,1119	2,5769	1,3528	0,8723
Максимального напряжения σ_0 (МПа)	440	835	700	518	518	335
Коэффициент безопасности (S_{ca})	1,07	1,58	6225	201	382	5,77
Соответствуют ли требования к прочности	да	да	да	да	да	да

Таб.3.3.2. обычной циклоидальной передачи

Где:

Коэффициент безопасности(S) рассчитывается следующим образом:

$$S = \frac{\sigma_0}{\sigma}$$

S-Коэффициент безопасности, σ -Анализ максимального напряжения, σ_0 -максимального напряжения

Из таблицы, конструкция передачи с двойным зацеплением редуктора конверта при нормальной работе, каждая часть отвечает требованиям безопасности прочности.

3.4.Вывод

Сравнение обычной циклоидальной передачи и передачи с двойным зацеплением. В первом ступени-планетарная передача, коэффициент безопасности обычной циклоидной передачи больше, чем циклоидной передачи(коэффициент безопасности входной вала и планетарного колеса).

В результате CAE- расчет передачи с двойным зацеплением. Можно видеть что в втором ступени-передачи с двойным зацеплением циклоидальное колесо требует высокую прочность .Поэтому в реальной работе нужно учитывать прочность материала циклоидального колеса.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
4AM82	Хоу Чжаньшань

Школа	ИШНПТ	Отделение	Материаловедение
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	150401/Машиностроение

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	1.Стоимость материалов 2.Зарботная плата проекта 3.Отчисления во внебюджетные фонды 4.Прочие расходы 5.Амортизационные отчисления
2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	Нормы рабочего времени выполнения проекта
3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	Отчисления во внебюджетные фонды 30%

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. <i>Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ</i>	Оценка конкурентоспособности проекта
2. <i>Разработка устава научно-технического проекта</i>	Разработан устав проекта
3. <i>Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок</i>	Планирование и расчет бюджета проекта
4. <i>Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности</i>	Оценена эффективность проекта

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

<ol style="list-style-type: none"> «Портрет» потребителя результатов НТИ Оценка конкурентоспособности технических решений График проведения и бюджет НТИ Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НТИ Потенциальные риски
--

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Якимова Т. Б.	К.Э.Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4AM82	Хоу Чжаньшань		

IV. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

Введение

В настоящее время перспективность научного исследования определяется в большей степени коммерческой ценностью разработки. Оценка коммерческой ценности разработки является необходимым условием при поиске спонсоров для проведения научного исследования и коммерциализации его результатов.

Сейчас машиностроение – одна из движущих отраслей промышленности. От уровня развития этой отрасли зависит прогресс в целом. Технический прогресс в отрасли машиностроения характеризуется не только улучшением конструкций машин, но и циклическим улучшением технологии их производства. Очень важно качественно, дешево и в заданные плановые сроки с минимальными затратами живого и овеществленного труда изготовить машину, применив высокопроизводительное оборудование, технологическую оснастку, средства механизации и автоматизации производственного процесса. От выбранной технологии производства во многом зависит качество работы выпускаемых машин, а также более низкие экономические затраты на их эксплуатацию.

Оправданное применение прогрессивного оборудования и инструмента способно привести к значительному снижению себестоимости

продукции и трудоёмкости её производства. К таким же результатам может привести и использование совершенных методов обработки деталей.

Улучшение технических параметров относительно предыдущих разработок, безусловно, важно, но коммерческая привлекательность научного исследования зависит от востребованности продукта рынком, его цены, бюджета, времени выхода на рынок.

Таким образом, целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является определение перспективности и успешности научно-исследовательского проекта, разработка механизма управления и сопровождения конкретных проектных решений на этапе реализации.

4.1. Планирование управления научно-техническим проектом

Группа процессов планирования состоит из процессов, осуществляемых для определения общего содержания работ, уточнения целей и разработки последовательности действий, требуемых для достижения данных целей.

4.2. План проекта

В рамках планирования научного проекта необходимо построить календарный и сетевой графики проекта.

Линейный график представляется в таблице 4.1.

Таблица 4.1.

Этапы работы	Исполнители	Загрузка
---------------------	--------------------	-----------------

		исполнителей
Составления технологического задания и выбор направления исследования	НР	НР – 100%
Определение последовательности и сроков выполнения задачи	НР, И	НР – 100% И – 10%
Поиск и анализ литературы по тематике	И	И – 100%
Изучение литературы	НР, И	НР – 30% И – 100%
Планирование экспериментов	НР, И	НР – 100% И – 40%
Подготовка к экспериментам	НР, И	НР – 10% И – 100%
Проведение предварительных экспериментов	И	И – 100%
Анализ полученных данных	НР, И	НР – 80% И – 100%
Проектирование специальных деталей	И	И – 100%
Разработка чертежей	И	И – 100%
3D моделирование	И	И – 100%
Анализ полученных данных	НР, И	НР – 80% И – 100%
Вывод по проведенной работе	НР, И	НР – 60% И – 100%
Оформление расчетно-пояснительной записки	И	И – 100%
Оформление графического материала	И	И – 100%
Подведение итогов	НР, И	НР – 60% И – 100%

4.3. Продолжительность этапов работ

Определения вероятных (ожидаемых) значений продолжительности работ:

$$t_{ож} = \frac{3 \cdot t_{min} + 2 \cdot t_{max}}{5},$$

где t_{min} – минимальная продолжительность работы, дн.;

t_{max} – максимальная продолжительность работы, дн.;

$$t_{ож} = \frac{3 \cdot t_{min} + 2 \cdot t_{max}}{5}$$

Для построения линейного графика необходимо рассчитать длительность этапов в рабочих днях, а затем перевести ее в календарные дни. Расчет продолжительности выполнения каждого этапа в рабочих днях ($T_{РД}$) ведется по формуле:

$$T_{РД} = \frac{t_{ож}}{K_{ВН}} \cdot K_{Д},$$

где $t_{ож}$ – продолжительность работы, дн.;

$K_{ВН}$ – коэффициент выполнения работ, учитывающий влияние внешних факторов на соблюдение предварительно определенных длительностей, в частности, возможно $K_{ВН} = 1$;

$K_{Д}$ – коэффициент, учитывающий дополнительное время на компенсацию непредвиденных задержек и согласование работ ($K_{Д} = 1-1,2$; в этих границах конкретное значение принимает сам исполнитель).

Расчет продолжительности этапа в календарных днях ведется по формуле:

$$T_{КД} = T_{РД} \cdot T_{К},$$

где $T_{КД}$ – продолжительность выполнения этапа в календарных днях;

$T_{К}$ – коэффициент календарности, позволяющий перейти от длительности работ в рабочих днях к их аналогам в календарных днях, и рассчитываемый по формуле:

$$T_{\text{к}} = \frac{T_{\text{КАЛ}}}{T_{\text{КАЛ}} - T_{\text{ВД}} - T_{\text{ПД}}},$$

где $T_{\text{КАЛ}}$ – календарные дни ($T_{\text{КАЛ}} = 365$);

$T_{\text{ВД}}$ – выходные дни ($T_{\text{ВД}} = 52$);

$T_{\text{ПД}}$ – праздничные дни ($T_{\text{ПД}} = 10$).

$$T_{\text{к}} = \frac{365}{365 - 52 - 10} = 1,205$$

Таблица 4.2.

Этап	Исполнители	Продолжительность работ, дни			Труд-сть работ по исполнителям чел.-дн.			
		t _{min}	t _{max}	t _{ож}	T _{рд}		T _{кд}	
					НР	И	НР	И
Составления технологического задания и выбор направления исследования	НР	2	4	2,8	2,8	-	3,37	-
Составление и утверждение ТЗ	НР, И	2	4	2,8	2,8	0,28	3,37	0,34
Поиск и анализ литературы по тематике	И	14	21	16,8	-	16,8	-	20,24
Обсуждение литературы	НР, И	2	7	4	1,2	4	1,45	4,82
Планирование экспериментов	НР, И	7	14	9,8	9,8	3,92	11,81	4,72
Подготовка экспериментам ^к	НР, И	3	7	4,6	0,46	4,6	0,55	5,54
Проведение предварительных экспериментов	И	2	4	2,8	-	2,8	-	3,37
Анализ полученных данных	НР, И	2	7	4	3,2	4	3,86	4,82
Проектирование специальных деталей	И	3	6	4,2	-	4,2	-	5,06
Разработка чертежей	И	14	21	16,8	-	16,8	-	20,24
3D моделирование	И	21	30	24,6	-	24,6	-	29,64
Анализ полученных данных	НР, И	2	7	4	3,2	4	3,86	4,82
Вывод по проведенной работе	НР, И	7	14	9,8	5,88	9,8	7,08	11,8
Оформление расчетно-пояснительной записки	И	21	30	24,6	-	24,6	-	29,64
Оформление графического материала	И	14	30	20,4	-	20,4	-	24,58
Подведение итогов	НР, И	7	14	9,8	5,88	9,8	7,08	11,81
Итого:					35,22	150,6	42,43	181,44

Диаграмма Ганта – это тип столбчатых диаграмм (гистограмм), который используется для иллюстрации календарного плана проекта, на котором

работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ. График строится в виде табл. 4.3 с разбивкой по месяцам за период времени выполнения научного проекта. При этом работы на графике выделены различной штриховкой в зависимости от исполнителей, ответственных за ту или иную работу.

Табл. 4.3 – Календарный план-график проведения НИОКР по теме

4.4. Расчет сметы затрат на выполнение проекта

В состав затрат на создание проекта включается величина всех расходов, необходимых для реализации комплекса работ, составляющих содержание данной разработки. Расчет сметной стоимости ее выполнения производится по следующим статьям затрат:

- материалы и покупные изделия;
- заработная плата;
- социальный налог;
- расходы на электроэнергию (без освещения);
- амортизационные отчисления;
- командировочные расходы;
- оплата услуг связи;
- арендная плата за пользование имуществом;
- прочие услуги (сторонних организаций);
- прочие (накладные расходы) расходы.

4.4.1. Расчет затрат на материалы

К данной статье расходов относится стоимость материалов, покупных изделий, полуфабрикатов и других материальных ценностей, расходуемых непосредственно в процессе выполнения работ над объектом проектирования. Сюда же относятся специально приобретенное оборудование, инструменты и прочие объекты, относимые к основным средствам, стоимостью до 40 000

руб. включительно. Цена материальных ресурсов определяется по соответствующим ценникам или договорам поставки. Кроме того статья включает так называемые транспортно-заготовительные расходы, связанные с транспортировкой от поставщика к потребителю, хранением и прочими процессами, обеспечивающими движение (доставку) материальных ресурсов от поставщиков к потребителю. Сюда же включаются расходы на совершение сделки купли-продажи (т.н. транзакции). Приблизительно они оцениваются в процентах к отпускной цене закупаемых материалов, как правило, это 5 - 20 %.

Наименование материалов	Цена за ед., руб.	Кол-во	Сумма, руб.
Электродвигатель KY110AS0210-15	3225	1	3225
Сталь 18ХГТ Ø45	47/кг	10кг	470
Сталь 18ХГТ Ø100	47/кг	10кг	470
Сталь 18ХГТ Ø170	58,2/кг	10кг	582
Сталь 40Х Ø24	49/кг	5кг	245
Сталь 40Х Ø75	42/кг	5кг	210
Подшипник 104 ГОСТ 8338-75	50	3	150
Подшипник 1000900 ГОСТ 8338-75	78	6	468
Подшипник 1000901 ГОСТ 8338-75	61	6	366
Бумага для принтера	190	1 уп.	190

формата А4			
Итого:			6376

Допустим, что ТЗР составляют 5% от отпускной цены материалов, тогда расходы на материалы с учетом ТЗР равны

$$C_{\text{мат}} = 6376 \cdot 1,05 = 6695.$$

4.4.2. Расчет заработной платы

Данная статья расходов включает заработную плату научного руководителя и инженера (в его роли выступает исполнитель проекта), а также премии, входящие в фонд заработной платы. Расчет основной заработной платы выполняется на основе трудоемкости выполнения каждого этапа и величины месячного оклада исполнителя.

Среднедневная тарифная заработная плата ($ЗП_{\text{дн-т}}$) рассчитывается по формуле:

$$ЗП_{\text{дн-т}} = \frac{МО}{25,083}.$$

Исполнитель	Оклад, руб./мес.	Среднедневная ставка, руб./раб.день	Затраты времени, раб.дни	Коэффициент	Фонд з/платы, руб.
НР	33664	1341,15	36	1,699	86 036,8
И	15470	616,75	151	1,699	154 661,8
Оператор станка с ЧПУ Goodway GLS 2000	30 000	1196,03	10	1,699	18 288,5
Итого:					258 987,1

4.4.3. Расчет затрат на социальный налог

Затраты на единый социальный налог (ЕСН), включающий в себя отчисления в пенсионный фонд, на социальное и медицинское страхование, составляют 30 % от полной заработной платы по проекту, т.е. $C_{\text{соц}} = C_{\text{зп}} \cdot 0,3$.

$$C_{\text{соц}} = 258987,1 \cdot 0,3 = 77696,12 \text{ руб.}$$

4.4.4. Расчет затрат на электроэнергию

Данный вид расходов включает в себя затраты на электроэнергию, потраченную в ходе выполнения проекта на работу используемого оборудования, рассчитываемые по формуле:

$$C_{\text{эл. об.}} = P_{\text{об}} \cdot t_{\text{об}} \cdot Ц_{\text{э}},$$

где $P_{\text{об}}$ – мощность, потребляемая оборудованием, кВт;

$Ц_{\text{э}}$ – тариф на 1 кВт·час;

$t_{\text{об}}$ – время работы оборудования, час.

Для ТПУ $Ц_{\text{э}} = 5,748 \text{ руб./кВт·час}$ (с НДС).

Время работы оборудования вычисляется на основе итоговых данных таблицы 4.2 для инженера/оператора станка ($T_{\text{рд}}$) из расчета, что продолжительность рабочего дня равна 8 часов.

$$t_{\text{об}} = T_{\text{рд}} \cdot K_t,$$

где $K_t \leq 1$ – коэффициент использования оборудования по времени, равный отношению времени его работы в процессе выполнения проекта к $T_{\text{рд}}$, определяется исполнителем самостоятельно. В ряде случаев возможно определение $t_{\text{об}}$ путем прямого учета, особенно при ограниченном

использовании соответствующего оборудования. Для станка с ЧПУ во время проведения экспериментов примем $K_t = 0,8$; для микроскопа $K_t = 0,3$.

Мощность, потребляемая оборудованием, определяется по формуле:

$$P_{об} = P_{ном.} \cdot K_c,$$

где $P_{ном.}$ – номинальная мощность оборудования, кВт;

$K_c \leq 1$ – коэффициент загрузки, зависящий от средней степени использования номинальной мощности. Для технологического оборудования малой мощности $K_c = 1$.

Наименование оборудования	Время работы оборудования $t_{об}$, час	Потребляемая мощность $P_{об}$, кВт	Затраты на электроэнергию $C_{эл. об.}$, руб.
ПК	637	1	3 661,48
Обработка центр с ЧПУ Goodway GLS 2000	75	20	8 622
Итого:			12 283,48

4.4.5. Расчет амортизационных расходов

В статье «Амортизационные отчисления» рассчитывается амортизация используемого оборудования за время выполнения проекта.

Используется формула:

$$C_{ам} = \frac{N_A \cdot C_{об} \cdot t_{рф} \cdot n}{F_D},$$

где N_A – годовая норма амортизации единицы оборудования;

$C_{об}$ – балансовая стоимость единицы оборудования с учетом ТЗР. При невозможности получить соответствующие данные из бухгалтерии она

может быть заменена действующей ценой, содержащейся в ценниках, прейскурантах и т.п.;

F_D – действительный годовой фонд времени работы соответствующего оборудования, берется из специальных справочников или фактического режима его использования в текущем календарном году. При этом второй вариант позволяет получить более объективную оценку $C_{ам}$. Например, для ПК в 2019 г. (298 рабочих дней при шестидневной рабочей неделе) можно принять $C_{ам} = 298 \cdot 8 = 2384$ часа;

$t_{рф}$ – фактическое время работы оборудования в ходе выполнения проекта, учитывается исполнителем проекта;

n – число задействованных однотипных единиц оборудования.

Наименование оборудования	Стоимость $C_{об}$, руб.	Время работы оборудования $t_{рф}$, час	N_A	F_D	Амортизационные расходы $C_{ам}$, руб.
ПК	30 000	637	0,4	2384	3 187,26
Обработывающий центр с ЧПУ Goodway GLS 2000	8 517 500	75	0,1	2384	21 738,2
Итого:					24 925,46

4.4.6. Расчет расходов, учитываемых непосредственно на основе платежных (расчетных) документов (кроме суточных)

Сюда относятся:

- командировочные расходы, в т. ч. расходы по оплате суточных, транспортные расходы, компенсация стоимости жилья;

- арендная плата за пользование имуществом;
- оплата услуг связи;
- услуги сторонних организаций.

Норма оплаты суточных – 100 руб./день.

Данные расходы в работе не предусмотрены.

4.4.7. Расчет прочих расходов

В статье «Прочие расходы» отражены расходы на выполнение проекта, которые не учтены в предыдущих статьях, их следует принять равными 10% от суммы всех предыдущих расходов, т.е.

$$C_{\text{проч}} = (C_{\text{мат}} + C_{\text{зп}} + C_{\text{соц}} + C_{\text{эл.об}} + C_{\text{ам}} + C_{\text{нр}}) \cdot 0,1$$

Для данной работы это:

$$C_{\text{проч}} = (6\,695 + 258\,987,1 + 77\,696,12 + 12\,283,48 + 24\,925,46 + 0) \cdot 0,1$$

$$= 38\,058,71 \text{ руб.}$$

4.5. Расчет общей себестоимости разработки

Проведя расчет по всем статьям сметы затрат на разработку, можно определить общую себестоимость проекта.

Статья затрат	Условное обозначение	Сумма, руб.
Материалы и покупные изделия	$C_{\text{мат}}$	6 695
Основная заработная плата	$C_{\text{зп}}$	258 987,1
Отчисления в социальные фонды	$C_{\text{соц}}$	77 696,12
Расходы на	$C_{\text{эл.об}}$	12 283,48

электроэнергию		
Амортизационные отчисления	$C_{ам}$	24 925,46
Непосредственно учитываемые расходы	$C_{нр}$	-
Прочие расходы	$C_{проч}$	38 058,71
Итого:		418 645,81

Таким образом, затраты на исследование составили $C = 418\,645,81$ руб.

4.6. Расчет прибыли

Прибыль от реализации проекта в зависимости от конкретной ситуации (масштаб и характер получаемого результата, степень его определенности и коммерциализации, специфика целевого сегмента рынка и т.д.) может определяться различными способами. Если исполнитель работы не располагает данными для применения «сложных» методов, то прибыль следует принять в размере 5 - 20% от полной себестоимости проекта. В данной работе она составляет 41 864,58 руб. (10%) от расходов на разработку проекта.

4.7. Расчет НДС

НДС составляет 20% от суммы затрат на разработку и прибыли. В нашем случае это:

$$\text{НДС} = (418\,645,81 + 41\,864,58) \cdot 0,2 = 92\,102,08 \text{ руб.}$$

4.8. Цена разработки НИР

Цена равна сумме полной себестоимости, прибыли и НДС:

$$C_{\text{НИР}} = 418\,645,81 + 41\,864,58 + 92\,102,08 = 552\,612,47 \text{ руб.}$$

4.9. Оценка сравнительной эффективности исследования

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности. Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\Phi}^p = \frac{\Phi p_i}{\Phi_{\max}},$$

где I_{Φ}^p - интегральный финансовый показатель разработки;

Φp_i – стоимость i -го варианта исполнения;

Φ_{\max} – максимальная стоимость исполнения научно исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_m^a = \sum_{i=1}^n a_i b_i^a, \quad I_m^p = \sum_{i=1}^n a_i b_i^p$$

где I_m^a – интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов;

a_i – весовой коэффициент i -го параметра;

b_i^a, b_i^p – балльная оценка i -го параметра для аналога и разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

n – число параметров сравнения.

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности рекомендуется проводить в форме таблицы, пример которой приведен ниже.

Таблица 4.9. «Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта»

	Весовой коэффициент параметра	Текущий проект	Аналог
Способствует росту производительности труда пользователя	0,30	4	4
Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,25	4	2
Помехоустойчивость	0,05	3	3
Энергосбережение	0,05	3	3
Надежность	0,20	4	4
Материалоемкость	0,15	4	3
ИТОГО	1,00	22	19

$$I_{\text{ТП}}^1 = 4 \cdot 0,3 + 4 \cdot 0,25 + 3 \cdot 0,05 + 3 \cdot 0,05 + 4 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,15 = 3,9;$$

$$I_{\text{Анал.}}^2 = 4 \cdot 0,3 + 2 \cdot 0,25 + 3 \cdot 0,05 + 3 \cdot 0,05 + 4 \cdot 0,2 + 3 \cdot 0,15 = 3,25.$$

При сравнение значений интегральных показателей эффективности разработки и аналога, можно сказать, что более эффективным решением является текущий проект.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4AM82	Хоу Чжаньшань

ШКОЛА	ИШНПТ	Отделение	Материаловедения
Уровень образования	Магистр	Направление/специальность	15.04.01 Машиностроение

Тема ВКР:

Проектирование редуктора на базе циклоидальной передачи с двойным зацеплением

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения</p>	<p>Объекта исследования: проектирование редуктора и моделирование НДС.</p> <p>Областью применения является автомобильная промышленность.</p>
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<p>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p>	<p>№ 197-ФЗ "Трудовой кодекс Российской Федерации" № 7-ФЗ "Об охране окружающей среды" № 390-ФЗ "О безопасности" № 35-ФЗ "Об электроэнергетике"</p>
<p>2. Производственная безопасность:</p> <p>2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов</p> <p>2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия</p>	<p>Выявленные вредные факторы:</p> <ul style="list-style-type: none"> – нарушение параметров микроклимата – повышение шума – недостаточное освещение <p>Анализ выявленных опасных факторов:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека
<p>3. Экологическая безопасность:</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Защита селитебной и других зон окружающей среды; • Анализ воздействия объекта на атмосферу • Анализ воздействия объекта на гидросферу • Анализ воздействия объекта на литосферу • Разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.
<p>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Перечень возможных ЧС на объекте: сильные морозы, диверсия;

	● Выбор наиболее типичной ЧС;
Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ООД ШБИП	Сечин Александр Иванович	Д.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ82	Хоу Чжаньшань		

V. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Введение

В данном разделе рассмотрены вопросы, связанные с организацией рабочего места в соответствии с нормами производственной санитарии, техники производственной безопасности и охраны окружающей среды.

Целью данной работы является разработка конструкции редуктора на базе циклоидальной передачи с двойным зацеплением.

Проектирование выполнялось в лаборатории 16-ого корпуса ТПУ с помощью научного руководителя. При проектировании конструкции автолебедки и анализе напряженно-деформационного состояния модели, работа выполняется на компьютере. Работа производится сидя, при небольшом физическом напряжении.

5.1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Законодательство РФ об охране труда основывается на Конституции РФ и состоит из федерального закона, других федеральных законов и иных нормативных правовых актов субъектов РФ.

За состоянием безопасности труда установлены строгие государственный, ведомственный и общественный надзор и контроль.

Согласно ГОСТ 12.2.032-78 конструкция рабочего места и взаимное расположение всех его элементов должно соответствовать антропометрическим, физическим и психологическим требованиям [33].

5.2. Профессиональная социальная безопасность

5.2.1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды

В лаборатории, где находятся различные электроустановки, магнетрон, а также используется смазка. Используя ГОСТ 12.0.003-2015, можно выделить ряд факторов, приведенных в таблице 5.1. Так же приведены источники факторов и нормативные документы, регламентирующие действие каждого фактора.

Табл. 5.1 – Возможные опасные и вредные факторы

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Раз работка	Про ектирование	Ана лиз	
1. Анализ показателей микроклимата	+	+	+	1. СанПиН 2.2.4.548–96 2. СН 2.2.4/2.1.8.562–96 3. СанПиН 2.2.2/2.4.134003 4. СНиП 23-05-95 5. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278–03 6. ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ
2. Анализ уровня шума		+		
3. Анализ естественного света				
4. Анализ освещенности рабочей зоны	+	+	+	
5. Анализ электробезопасности	+	+	+	

1. Анализ показателей микроклимата

Микроклимат в производственных условиях определяется следующими параметрами:

- 1) температура воздуха;
- 2) относительная влажность воздуха;
- 3) скорость движения воздуха.

Оптимальные и допустимые показатели температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 1 [ГОСТ 12.1.005-88].

Работа, относящаяся к инженерам – разработчикам, относится к категории легких работ. Допустимые значения микроклимата для этого случая даны в таблице 5.2.

Таблица 5.2. - Требования к микроклимату

Период года	Категория работ	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	средняя	19 – 24	15 - 75	≤ 0.1
Теплый	средняя	20 - 28	15 - 75	≤ 0.2

Одними из основных мероприятий по оптимизации микроклимата и состава воздуха в производственных помещениях являются обеспечение надлежащего воздухообмена и отопления, тепловая изоляция нагретых поверхностей оборудования, воздухопроводов и гидротрубопроводов.

2. Анализ уровня шума

Основным источником шума в зданиях различного назначения является технологическое и инженерное оборудование. Предельно допустимый уровень (ПДУ) шума - это уровень фактора, который при ежедневной (кроме выходных дней) работе, но не более 40 часов в неделю в течение всего рабочего стажа, не должен вызывать заболеваний или отклонений в состоянии здоровья, обнаруживаемых современными методами исследований в процессе работы или в отдаленные сроки жизни настоящего и последующих поколений. Соблюдение ПДУ шума не исключает нарушения здоровья у сверхчувствительных лиц.

Допустимый уровень шума ограничен ГОСТ 12.1.003-83 и СанПиН 2.2.4/2.1.8.10-32-2002. Максимальный уровень звука постоянного шума на рабочих местах не должно превышать 80 дБА. В нашем случае этот параметр соответствовал значению 75 дБА. При значениях выше допустимого уровня необходимо предусмотреть средства коллективной защиты (СКЗ) и средства индивидуальной защиты (СИЗ).

СКЗ

- устранение причин шума или существенное его ослабление в источнике образования;
- изоляция источников шума от окружающей среды средствами и виброизоляции, и вибропоглощения;
- применение средств, снижающих шум и вибрацию на пути их распространения;
- применение шумоизолирующих и шумопоглощающих материалов (металла, дерева, пластмасс, бетона и др.) для установки преград в виде экранов, перегородок, кожухов, кабин и др.

СИЗ

- применение спецодежды, спецобуви и защитных средств органов слуха: наушники, беруши, антифоны.

3. Анализ освещенности рабочей зоны

Согласно СНиП 23-05-95 в лаборатории, где происходит периодическое наблюдение за ходом производственного процесса при постоянном нахождении людей в помещении освещенность при системе общего освещения не должна быть ниже 150 лк.

На рабочей поверхности должны отсутствовать резкие тени, которые создают неравномерное распределение поверхностей с различной яркостью в поле зрения, искажает размеры и формы объектов различия, в результате повышается утомляемость и снижается производительность труда.

Расчёт общего равномерного искусственного освещения горизонтальной рабочей поверхности выполняется методом коэффициента светового потока, учитывающим световой поток, отражённый от потолка и стен. Длина помещения $A = 10$ м, ширина $B = 8$ м, высота = 3,5 м. Высота рабочей поверхности над полом $h_p = 1,0$ м. Согласно СНиП 23-05-95

необходимо создать освещенность не ниже 300 лк, в соответствии с разрядом зрительной работы.

Площадь помещения:

$$S = A \times B,$$

где A – длина, м; B – ширина, м.

$$S = 10 \times 8 = 80 \text{ м}^2$$

Коэффициент отражения покрашенных светло-зеленых стен с окнами, без штор $\rho_c = 40\%$, свежепобеленного потолка $\rho_{\text{п}} = 70\%$. Коэффициент запаса, учитывающий загрязнение светильника, для помещений с малым выделением пыли равен $K_z = 1,2$. Коэффициент неравномерности для люминесцентных ламп $Z = 1,1$.

Выбираем лампу дневного света ЛТБ-40, световой поток которой равен $\Phi_{\text{лд}} = 3000 \text{ Лм}$.

Выбираем светильники с люминесцентными лампами типа ОДОР –2-40.

Этот светильник имеет две лампы мощностью 40 Вт каждая, длина светильника равна 1200 мм, ширина – 260 мм.

Интегральным критерием оптимальности расположения светильников является величина λ , которая для люминесцентных светильников с защитной решёткой лежит в диапазоне 1,1–1,3. Принимаем $\lambda = 1,2$, расстояние светильников от перекрытия (свес) $h_c = 0,5 \text{ м}$.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$h = h_n - h_p$, где h_n – высота светильника над полом, высота подвеса, h_p – высота рабочей поверхности над полом.

Наименьшая допустимая высота подвеса над полом для двухламповых светильников ОДОР: $h_n = 3,5 \text{ м}$.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = h_n - h_p - h_c = 3,5 - 1 - 0,5 = 2,0 \text{ м}.$$

Расстояние между соседними светильниками или рядами определяется по формуле:

$$L = \lambda \cdot h = 1,2 \cdot 2 = 2,4 \text{ м}$$

Число рядов светильников в помещении:

$$N_b = B/L = 8/2,4 = 3,3 \approx 3$$

Число светильников в ряду:

$$N_a = A/L = 10/2,4 = 4,16 \approx 4$$

Общее число светильников:

$$N = N_a \cdot N_b = 3 \cdot 4 = 12$$

Индекс помещения определяется по формуле:

$$I = (A \cdot B) / [h \cdot (A + B)] = 1,97$$

Коэффициент использования светового потока, показывающий какая часть светового потока ламп попадает на рабочую поверхность, для светильников типа ОД с люминесцентными лампами при $\rho_{\text{п}} = 70\%$, $\rho_{\text{с}} = 40\%$ и индексе помещения $i = 1,97$ равен $\eta = 0,65$.

Потребный световой поток группы люминесцентных ламп светильника определяется по формуле:

$$\Phi_{\text{П}} = \frac{E \cdot A \cdot B \cdot K_3 \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 1,1}{12 \cdot 0,65} = 4061 \text{ ЛМ}$$

Делаем проверку выполнения условия:

$$-10\% \leq \frac{\Phi_{\text{ЛД}} - \Phi_{\text{П}}}{\Phi_{\text{ЛД}}} \cdot 100\% \leq 20\%$$

$$\frac{\Phi_{\text{ЛД}} - \Phi_{\text{П}}}{\Phi_{\text{ЛД}}} \cdot 100\% = \frac{2600 - 2457,45}{2457,45} \cdot 100\% = -6,1\%$$

Таким образом: $-10\% \leq -6,1\% \leq 20\%$, необходимый световой поток.

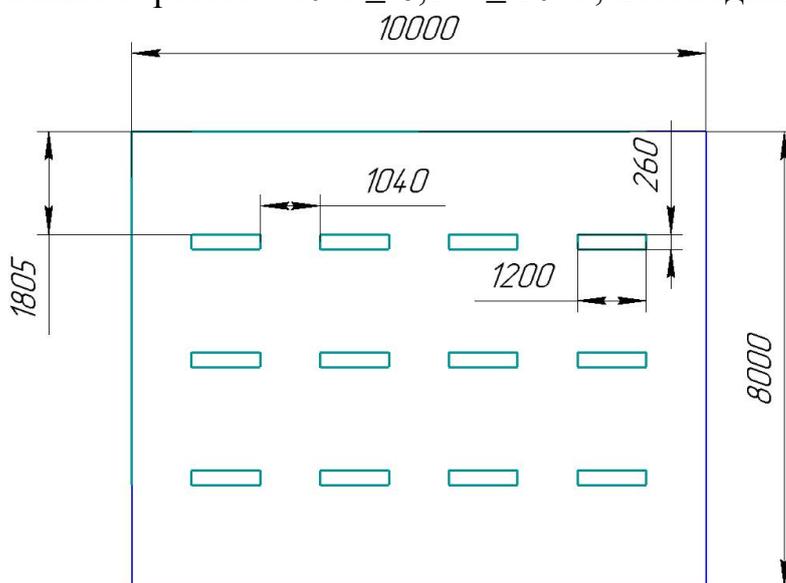


Рис. 3.1 – План размещения светильников в помещении

4. Анализ электробезопасности

Электрический ток относится к категории опасных факторов. В лаборатории, где производится разработка устройства, присутствует большое количество аппаратуры, использующей однофазный электрический ток напряжением 220 В и частотой 50 Гц, в том числе персональный компьютер. Согласно ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ и ПУЭ, по опасности электропоражения данное помещение относится к помещениям повышенной опасности. Это обусловлено отсутствием высокой влажности, высокой температуры, токопроводящей пыли и возможности одновременного соприкосновения с заземленными предметами и металлическими корпусами оборудования. Во время нормального режима работы оборудования опасность электропоражения крайне мала, однако, возможны аварийные

режимы работы, когда происходит случайное электрическое соединение частей оборудования, находящегося под напряжением с заземленными конструкциями.

Поражение человека электрическим током может произойти в следующих случаях:

- При прикосновении к токоведущим частям во время ремонта ПЭВМ;
- При однофазном (однополюсном) прикосновении незаземленного от земли человека к незаземленным токоведущим частям электроустановок, находящихся под напряжением;
- При прикосновении к нетоковедущим частям, находящимся под напряжением, то есть в случае нарушения изоляции;
- При соприкосновении с полом и стенами, оказавшимися под напряжением;
- При возможном коротком замыкании в высоковольтных блоках: блоке питания, блоке развертки монитора.

Мероприятия по устранению опасности поражения электрическим током сводятся к правильному размещению оборудования и применению технических средств защиты. К основным техническим средствам защиты от поражения электрическим током (ГОСТ ИЕС 61140-2012) относятся:

- Изоляция токопроводящих частей;
- Защитное заземление;
- Зануление;
- Защитное отключение;
- Предупредительная сигнализация и блокировки.

Также рекомендуется проведение ряда организационных мероприятий (специальное обучение, аттестация и переаттестация лиц электротехнического персонала, инструктажи и т. д.).

5.2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия опасных и вредных факторов на исследователя

Для создания и поддержания в лаборатории оптимальных значений температуры, влажности, чистоты и скорости движения воздуха, в холодное время года должно использоваться водяное отопление, а в теплое время года применяться кондиционирование воздуха.

Работа за компьютером относится к V зрительному разряду (работа малой точности). Следовательно, требуемая освещенность помещения может быть обеспечена следующими типами ламп:

- Люминесцентная лампа белого свечения (ЛБ) или холодного белого свечения (ЛХБ);
- Металл галогенная лампа (МГЛ);
- Ртутная лампа высокого давления (ДРЛ);

На рабочем месте желательно применение комбинированной системы освещения: люминесцентные лампы типа ЛД. Люминесцентные лампы

имеют ряд существенных преимуществ: излучаемый ими свет близок к дневному, естественному свету; обладают повышенной светоотдачей, имеют более длительный срок службы.

Согласно ГОСТ 12.1.003-2014 эквивалентный уровень звука не должен превышать 65 дБА.

В качестве мер по снижению шума можно предложить следующее:

- Облицовка потолка и стен звукопоглощающим материалом. Снижает шум на 6-8 дБ;
- Рациональная планировка помещения.
- Установка в компьютерных помещениях оборудования, производящего минимальный шум;
- Экранирование рабочего места, путем постановки перегородок, диафрагм;

Дисплеи должны проходить испытания на соответствие требованиям безопасности, например, международным стандартам MRP 2, TCO 99.

5.3. Экологическая безопасность

Работа с ПК не влечет за собой негативных воздействий на окружающую среду, поэтому создание санитарно-защитной зоны и принятие мер по защите атмосферы, гидросферы, литосферы не являются необходимыми.

Исключением являются лишь случаи утилизации персонального компьютера и индукционного преобразователя как твердого отхода и как следствие загрязнение почвы или выбросы в атмосферу загрязняющих веществ, углекислого газа, образование тепла в случае пожара.

При завершении срока службы ПК, его можно отнести к отходам электронной промышленности. Переработка таких отходов осуществляется разделением на однородные компоненты, химическим выделением пригодных для дальнейшего использования компонентов и направлением их для дальнейшего использования (например, кремний, алюминий, золото, серебро, редкие металлы) согласно [38]. Пластмассовые части ПК утилизируются при высокотемпературном нагреве без доступа воздуха.

Части компьютера, печатные платы, содержащие тяжелые металлы и замедлители горения могут при горении выделять опасные диоксиды.

Отходы, не подлежащие переработке и вторичному использованию, подлежат захоронению на полигонах. Предельно допустимые концентрации токсичных веществ в почве (ПДКп, мг/кг) должны быть соблюдены в соответствии с [39].

5.4. Защита в чрезвычайной ситуации.

Производство находится в городе Томске с континентальным климатом. Природные явления землетрясения, наводнения, засухи, ураганы и т. д., в данном городе отсутствуют.

Возможными ЧС на объекте в данном случае, могут быть сильные морозы и диверсия.

Для Сибири в зимнее время года характерны морозы. Достижение критически низких температур приведет к авариям систем теплоснабжения и жизнеобеспечения, приостановке работы, обморожениям и даже жертвам среди населения. При приостановке работы, обморожениям и даже жертвам среди населения. В случае аварии на тепловых сетях должны быть предусмотрены запасные обогреватели (например: газовые каталитические горелки). Также сильные морозы могут вызвать аварии на электросетях, водопроводе и отсутствие на дорогах городского транспорта. В случае отключения воды должно присутствовать автономное водоснабжение, которого должно хватать минимум на сутки для исполнения всех нужд предприятия. Аналогично в энергосистемах должны использоваться автономные источники питания (аккумуляторы, дизельные генераторы) для функционирования жизнедеятельности во время аварий.

Чрезвычайные ситуации, возникающие в результате диверсий, возникают все чаще. Зачастую такие угрозы оказываются ложными. Но случаются взрывы и в действительности.

Для предупреждения вероятности осуществления диверсии предприятие необходимо оборудовать системой видеонаблюдения, круглосуточной охраной, пропускной системой, надежной системой связи, а также исключения распространения информации о системе охраны объекта, расположении помещений и оборудования в помещениях, системах охраны, сигнализаторах, их местах установки и количестве. Должностные лица раз в полгода проводят тренировки по отработке действий на случай экстренной эвакуации.

Анализ пожарной безопасности

Согласно НПБ 105-03 лаборатория относится к категории В2.

По степени огнестойкости данное помещение относится к 1-й степени огнестойкости по СНИП 2.01.02-85 (выполнено из кирпича, которое относится к трудно сгораемым материалам). Возникновение пожара при работе с электронной аппаратурой может быть по причинам как электрического, так и неэлектрического характера.

Причины возникновения пожара неэлектрического характера: халатное неосторожное обращение с огнем (использование открытого огня);

Причины возникновения пожара электрического характера: короткое замыкание, перегрузки по току, искрение и электрические дуги, статическое электричество и т. п.

Для устранения причин возникновения и локализации пожаров в помещении лаборатории должны проводиться следующие мероприятия:

- а) использование только исправного оборудования;
- б) проведение периодических инструктажей по пожарной безопасности;

д) отключение электрооборудования, освещения и электропитания при предполагаемом отсутствии обслуживающего персонала или по окончании работ;

е) курение в строго отведенном месте;

ж) содержание путей и проходов для эвакуации людей в свободном состоянии.

Для локализации или ликвидации загорания на начальной стадии используются первичные средства пожаротушения. Первичные средства пожаротушения обычно применяют до прибытия пожарной команды.

Огнетушители водо-пенные (ОХВП-10) используют для тушения очагов пожара без наличия электроэнергии. Углекислотные (ОУ-2) и порошковые огнетушители предназначены для тушения электроустановок, находящихся под напряжением до 1000 В. Кроме того, порошковые применяют для тушения документов.

Для тушения токоведущих частей и электроустановок применяется переносной порошковый огнетушитель, например, ОП-5.

В общественных зданиях и сооружениях на каждом этаже должно размещаться не менее двух переносных огнетушителей. Огнетушители следует располагать на видных местах вблизи от выходов из помещений на высоте не более 1,35 м. Размещение первичных средств пожаротушения в коридорах, переходах не должно препятствовать безопасной эвакуации людей.

Здание должно соответствовать требованиям пожарной безопасности, а именно, наличие охранно-пожарной сигнализации, плана эвакуации, порошковых или углекислотных огнетушителей с поверенным клеймом, табличек с указанием направления к запасному (эвакуационному) выходу (Рис.5.2).

ПЛАН ЭВАКУАЦИИ

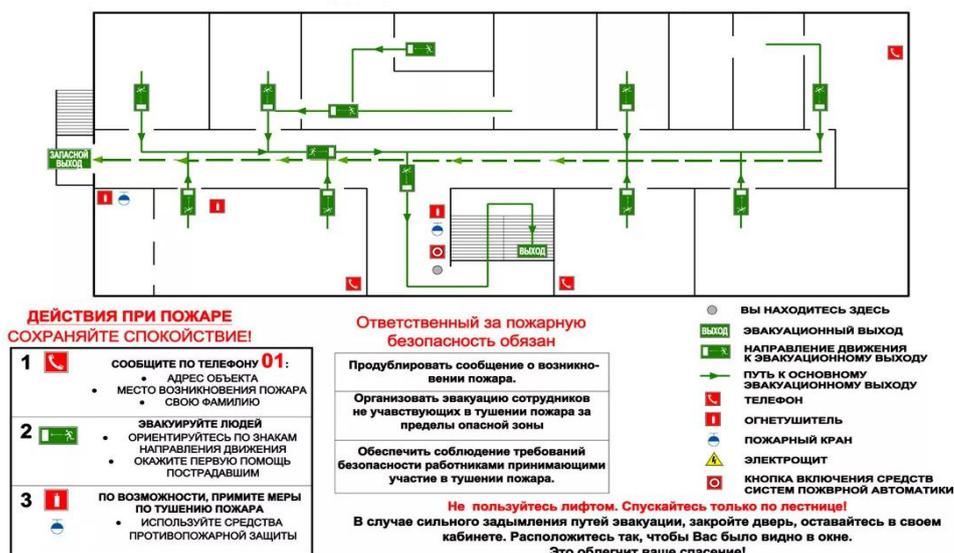


Рис. 5.2. План эвакуации.

Выводы по разделу

В разделе производственная безопасность был дан анализ безопасности, рассмотрены вредные и опасные факторы, которые могут возникать на рабочем месте. Аудитория, в которой проводилась работа соответствует нормам безопасности. Для обеспечения безопасности при производстве проводятся мероприятия:

- постоянный контроль за состоянием воздушной среды производственных;
- регулярные медицинские осмотры;
- соблюдение требований безопасности труда к освещенности помещения, отоплению, вентиляции (система вытяжной вентиляции), кондиционированию воздуха;
- доступ к системе водоснабжения, сан.узлу;
- регламентированные перерывы в работе на обед и на отдых;
- оборудованное помещение для отдыха работников, оснащенное необходимой мебелью (стулья, кресла, столы);
- доступ к питьевой воде.

В подразделе экологическая безопасность рассмотрен характер воздействия проектируемого решения на окружающую среду, указаны опасные и вредные производственные факторы, а также методы борьбы с ними. Для устранения бытовых отходов отдельные контейнеры, предложен способ утилизации люминесцентных ламп.

В подразделе безопасность в чрезвычайных ситуациях приведены возможные ЧС на рабочем месте, предусмотрены мероприятия по устойчивости работы.

Заключение

При выполнении магистерской диссертации был проведен анализ конструкций планетарных редуктора. На основании анализа была спроектирована конструкция, в которой использована циклоидальных передача, уменьшающая емкость нагрузки и улучшить смазывая характеристики, увеличьте пункт контакта, улучшите точность передачи.

В процессе работы спроектированы планетарное редуктор, определения профиля циклоидального колеса. Конструкция планетарных редуктора с напряженно деформированного состояния, моделируемого в САЕ системе .

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Fan Jianming. Анализ конструкции и производительности циклоидальных редукторов с большой трансмиссией.—М.: «Машиностроение», 2019. — 15 с.
2. Bingkui Chen. Создание и исследование нового циклоидного привода с двойным контактом. —М.: «Машиностроение», 2011. — 11 с.
3. Yang Yuhu. Анализ характеристик крутильной жесткости редуктора RV —М.: «Машиностроение», 2011. — 5 с.
4. Yali Yi. Расчет параметров профиля зубьев и анализ передаточных свойств внешней генерирующей волны передача подвижных зубьев. —М.: «Машиностроение», 2011. — 6 с.
5. Zhang Kui. Исследование замкнутых планетарных приводов с циклоидной квадратичной оболочкой. —М.: «Машиностроение», 2011. — 32 с.
6. Liu Jingya. Исследование характеристик и кинетики зацепления планетарной передачи с малой межзубной оболочкой. —М.: «Машиностроение», 2011. — 44 с.
7. LIANG Shunke. SONG Lei. Analysis of the R V reducer Key Structure Based on Finite Element Method. —Mechanism and Machine Theory, 2019. —14 с.
8. Li Chaoyang. Новая пара циклоидальных квадратичных оболочек зацепления. —М.: «Машиностроение», 2011. — 23 с.
9. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 2005. – 336 с
10. Чернилевский Д.В., Петров М.С. Детали машин: Учебник для машиностроительных техникумов. — М.: «Машиностроение», 1983. — 384 с.
11. Добронравов, С.С. Строительные машины и оборудование: справочник для строит. спец. вузов / С.С. Добронравов, М.С. Добронравов. – М.: Высш. шк., 2006 – 445 с
12. Дунаев П.Ф, Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов . — М.: Издательский центр «Академия», 2004. — 496 с.
13. Волков, Д.П. Строительные машины и средства малой механизации / Д.П. Волков, В.Я. Крикун. – М.: Академия, 2002. – 480 с.

14. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: Учебник для машиностроит. спец. вузов. — 6-е изд., перераб. — М.: Высш. шк., 1985.—520 с, ил.
15. Шестопапов, К.К. Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование / К.К. Шестопапов. — М.: Издательский центр «Академия», 2005. — 320 с..
16. Чернавский С.А., Боков К.Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. — М: ООО ТИД «Альянс», 2005. — 416 с.
17. Чернавский С.А., Ицкович Г.М. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов. — М.: «Машиностроение», 1980. — 351 с.
18. Белецкий Б.Ф. Строительные машины и оборудование: Справочное пособие. — Ростов н/Д: Феникс, 2002. — 592 с.
19. Фролов К.В. Энциклопедия по машиностроению. в 3-х т. Т. 2. - 9-е изд., перераб. и доп./ под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2006. - 960 с
20. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины: Учеб. для вузов. — М.: Машиностроение, 1989. — 536 с.
21. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация: Пер. с англ. — М.: Мир, 1986
22. Общемашиностроительные нормативы времени на слесарную обработку деталей и слесарно-сборочные работы по сборке машин. Мелкосерийное и единичное производство. Изд. 2-е, М., «Машиностроение», 1974, 220с. (ЦБПНТ при НИИТруда)
23. Общие требования промышленной безопасности и охраны труда [электронный ресурс]. Режим доступа: <http://megaobuchalka.ru/4/25453.html>, свободный
24. Кукин П.П. [и др.], Безопасность жизнедеятельности. Безопасность технологических процессов и производств. Охрана труда : учебное пособие для вузов /. — 5-е изд., стер.. — Москва: Высшая школа, 2009. — 335 с
25. Панин В.Ф., Сечин А.И., Федосова В.Д. Экология для инженера://под ред. Проф. В.Ф. Панина. — М: Изд. Дом «Ноосфера», 2000. — 284с.
26. Безопасность жизнедеятельности: учебное пособие / О.Б. Назаренко, Ю.А. Амелькович; Томский политехнический университет. - 3-е изд., перераб. И доп. - Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2013. - 178 с.

- 27.Амелькович Ю.А., [и др.]. Лабораторный практикум по дисциплине «Безопасность жизнедеятельности» для студентов всех специальностей: учебное пособие – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2010. – 236с.
- 28.ГОСТ 12.2.032-78. Система стандартов безопасности труда. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования
- 29.ГОСТ 12.4.154-85 “ССБТ. Устройства экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты”
- 30.ГН 2.2.5.1313-03 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны
- 31.СанПиН 2.2.4/2.1.8.055-96 "Электромагнитные излучения радиочастотного диапазона (ЭМИ РЧ)".
- 32.СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
- 33.ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ. «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты».
- 34.ГОСТ 12.1.030-81. Электробезопасность. Защитное заземление.
- 35.ГОСТ 12.1.004-91. Пожарная безопасность. Общие требования.
- 36.ГОСТ 12.2.037-78. Техника пожарная. Требования безопасности
- 37.ФЗ "Об охране окружающей среды" от 10.01.2002 N 7-ФЗ [Электронный ресурс]: Электронный фонд правовой и нормативнотехнической документации.
- 38.СанПиН 2.1.6.1032-01. Гигиенические требования к качеству атмосферного воздуха
- 39.ГОСТ 30775-2001 Ресурсосбережение. Обращение с отходами. Классификация, идентификация и кодирование отходов.
- 40.СНиП 21-01-97. Противопожарные нормы.
- 41.ГОСТ 12.4.154. Система стандартов безопасности труда. Устройства экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты. Общие технические требования, основные параметры и размеры.

Приложение

The design of the gearbox on the basis of a cycloidal gear with double gear

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4AM82	Хоу Чжаньшань		

Консультант отделения материаловедения ИШНПТ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Шибинский К.Г.			

Консультант – лингвист ОИЯ ШБИП:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Кобзева Надежда Александровна			

1. Introduction

This article presents a new cycloidal drive with double contact lines between a single gear pair. A new profile of mated teeth is created by applying the theory of double-enveloped gears in cycloid drives. Based on the coordinate transformation and gear geometry theory, the grid equation for this new cycloid drive is first established, then the tooth profile and grid line equation are derived, as well as the induced normal curvature formula. The characteristics of the grid are studied using theoretical analysis and numerical examples: the characteristic of a double contact is determined by the fact that the mesh function can be divided into two independent factors; the contact lines at different times and the grid lines are shown in a numerical example; the excellent characteristics of the new conjugate tooth profile are presented by comparing the induced normal curvature with conventional cycloidal drives. The physical prototype is made trial, and the prototype transmission error is also checked, which shows that the double-coverage theory can be applied to cycloid drives.

Cycloid drives have been popular gearboxes in many industrial areas for speed, torque conversion due to their large gear ratio, compact size, large load capacity, and high efficiency. In recent years, they have been increasingly used in precision transmission, such as in the robot and aerospace field, due to their excellent characteristics: theoretically, half of the teeth engage simultaneously; the outstanding error averaging effect results in high accuracy; compared to a load cell, a flexible drive lacks a flexible element, which can lead to high stiffness.

2.Principle of double-enveloping cycloid drives

According to the kinematic method of the theory of gear geometry, the profile of the mated tooth can be obtained based on the initial tooth profile and the specified relative motion: points on the profile of the mated tooth are the results of converting the coordinates of points on the original tooth profile that satisfies the mesh sentence.

$$\varphi = n_q * v_q^{(ab)} = 0$$

where n_q represents the unit normal vector to the tooth profile at the meshing point in coordinate system q ; $v_q^{(ab)}$ represents the relative velocity of the member a with respect to member b at the meshing point in coordinate system q .

A pair of coupled gears of a conventional cycloid drive consists of a planetary gear train and cylindrical roller pins. From the point of view of the kinematic method of gear geometry, the tooth profile of a cycloidal gear can be created using a cylindrical roller pin as a cutting tool and a given spanning motion. In addition, if a cycloidal gear is used as a cutting tool with the same enveloping motion, a new tooth profile can be created. This new tooth profile in this article is called the double enveloping tooth profile, which has a completely different characteristic with pin rollers. The profile of the double-wrapped teeth has two parts, one of which is part of the roller pin. In this article, a new cycloidal drive whose mated gear pair consists of a cycloidal gear wheel and a double-shell tooth profile is

called a double-shell cycloidal drive, whereas a conventional cycloidal drive is also called a single-shell cycloidal drive; the movement that generates a cycloid tooth profile using a cylindrical tooth with a pin as the cutting tool is called the first enveloping movement, whereas the movement that generates a double-shell tooth profile using a cycloid gear as the cutting tool is called the second gripping movement.

3.Double-enveloping tooth profile

The coordinate systems are established according to the right-hand rule and shown in Fig. 1, where member 1 is the internal wheel and member 2 is the planetary cycloid gear. The moving coordinate systems $O_bX_1Y_1Z_1$ and $O_gX_2Y_2Z_2$ are rigidly connected to the centers of internal wheel and the planetary cycloid gear, respectively. The fixed coordinate system OXY is connected to the center of internal wheel. In the initial position, the axes X_1 and X are coincident, X_2 is parallel with X. The axes Z, Z_1 and Z_2 are parallel with each other. The radius of pin teeth distributed circle is R_z , and the radius of pin tooth is r_z . The tooth numbers of internal wheel and planetary cycloid gear are z_b and z_g , and the gear center distance is e. The method in case of crank arm O_bO_g being fixed is adopted

to simplify the discussion, and i represents the transmission ratio of the transform mechanism.

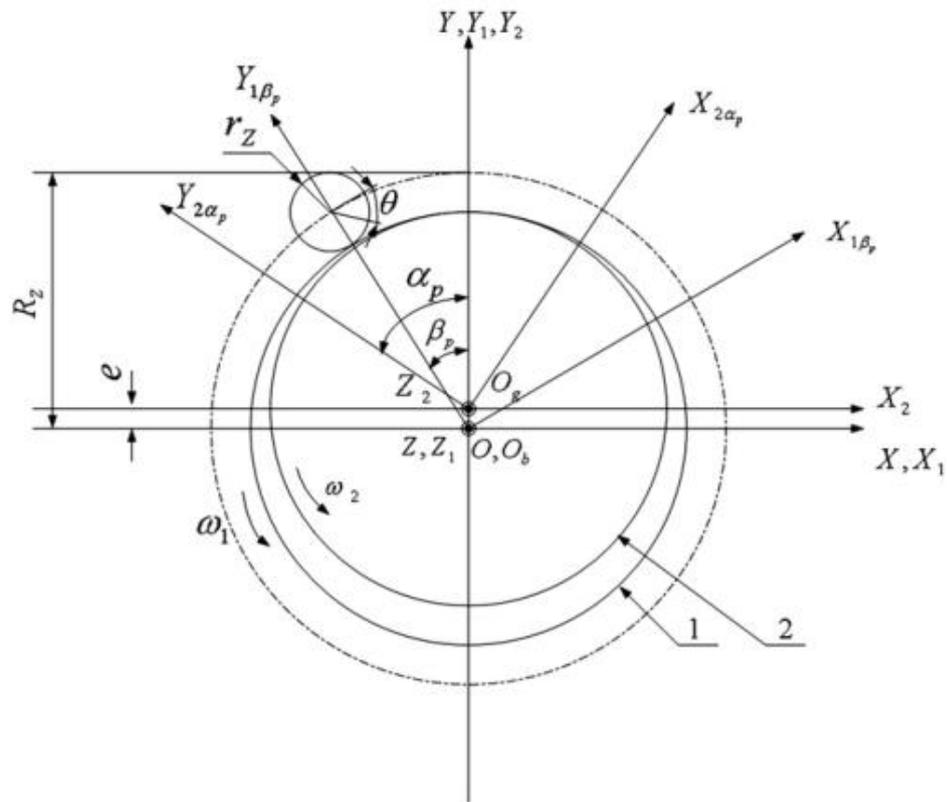


Fig. 1

During the first enveloping motion, the pin tooth is used as the cutter tool: when the internal wheel rotates by angle β_1 about the axis z_1 in counterclockwise direction, the cycloid gear will rotate by angle α_1 about the axis z_2 in the same direction according to the motion relation. During the second enveloping motion, the cycloid gear is used as the cutter tool: when the cycloid gear rotates by angle α_2 about the axis z_2 in counterclockwise direction, the internal wheel will rotate by angle β_2 about the axis z_1 in the same direction according to the motion relation. The rotation speeds of the internal wheel and the cycloid gear are ω_1 and ω_2 , respectively. In Fig. 1, p is the subscript of α and β , where $p=1$ and $p=2$

represent the first and second enveloping motion, respectively. According to transmission ratio of the transform mechanism, the rotation speeds and rotation angles have the relationship as the following equation:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\alpha_1}{\beta_1} = \frac{\alpha_2}{\beta_2} = \frac{z_b}{z_g}$$

4. Meshing equation

The equation of the original cylindrical pin tooth profile can be described in the coordinate system $O_bX_1Y_1Z_1$ as

$$\begin{cases} x_1 = r_z \cos \theta \\ y_1 = R_z + r_z \sin \theta \\ z_1 = v \end{cases}$$

where θ and v are the parameters of the tooth surface.

According to the principle of conventional cycloid drive, the meshing function of the first enveloping motion can be obtained as

$$\varphi_1 = [R_z(i - 1) \cos \theta - ie \cos(\theta + \beta_1)]\omega_1$$

$$\varphi_1 = 0$$

the equation of cycloid gear tooth profile can be expressed in coordinate system $O_gX_2Y_2Z_2$ as

$$\begin{cases} x_2 = R_Z \sin [(i - 1)\beta_1] + r_z \cos [\theta - (i - 1)\beta_1] - e \sin (i\beta_1) \\ y_2 = R_Z \cos [(i - 1)\beta_1] + r_z \sin [\theta - (i - 1)\beta_1] - e \cos (i\beta_1) \\ z_2 = v \\ \varphi_1 = [R_Z(i - 1) \cos \theta - ie \cos (\theta + \beta_1)]\omega_1 = 0 \end{cases}$$

where ϕ_1 represents the meshing function of the first enveloping motion.

The meshing equation of the second enveloping motion can be expressed as

$$\varphi_2 = n_2 v_2^{(21)} = 0$$

where n_2 represents the unit normal vector to the cycloid gear tooth surface; $v_2^{(21)}$ represents the relative velocity of the cycloid gear with respect to internal wheel at the meshing point in coordinate system $O_g X_2 Y_2 Z_2$.

4. Equation of double-enveloping tooth profile

The double-enveloping tooth profile which is the conjugated tooth profile of the cycloid gear, can be generated by the second enveloping motion using the cycloid gear as a cutter tool. The equation of this new tooth profile can be expressed in coordinate $O_b X_1 Y_1 Z_1$ as

$$\begin{cases} \sum (1)' = M_{12} \sum (2) \\ \varphi_2 = 0 \end{cases}$$

where M_{12} represents the transform matrix from coordinate $O_g X_2 Y_2 Z_2$ to $O_b X_1 Y_1 Z_1$, and can be expressed as

$$M_{12} = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & \sin\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & 0 & -e \sin\left(\frac{\alpha_2}{i}\right) \\ -\sin\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & \cos\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & 0 & e \cos\left(\frac{\alpha_2}{i}\right) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

the equation of the double-enveloping tooth profile can be obtained as

$$\begin{cases} x'_1 = R_z \sin\left[\frac{(i-1)(\alpha_2 + i\beta_1)}{i}\right] + r_z \cos\left[\theta + \frac{1-i}{i}\alpha_2 + (1-i)\beta_1\right] - e \left[\sin\left(\frac{\alpha_2}{i}\right) + \sin\left(\frac{i-1}{i}\alpha_1 + i\beta_1\right)\right] \\ y'_1 = R_z \cos\left[\frac{(i-1)(\alpha_2 + i\beta_1)}{i}\right] + r_z \sin\left[\theta + \frac{1-i}{i}\alpha_2 + (1-i)\beta_1\right] - e \left[\cos\left(\frac{\alpha_2}{i}\right) + \cos\left(\frac{i-1}{i}\alpha_1 + i\beta_1\right)\right] \\ z'_1 = v \\ \sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2}\right) \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] = 0 \end{cases}$$

5. Equation of meshing line

The meshing line is the locus curve of the contact points expressed in the fixed coordinate system, so it can be calculated as

$$\begin{cases} \Sigma = M_{01} \sum (1) \\ \phi_2 = 0 \end{cases}$$

where Σ represents the meshing line of the double-enveloping cycloid drive; M_{01} represents the transform matrix from coordinate $O_bX_1Y_1Z_1$ to OXYZ, and can be expressed as

$$M_{01} = \begin{bmatrix} \cos\beta_1 & -\sin\beta_1 & 0 & 0 \\ \sin\beta_1 & \cos\beta_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

the equation of meshing line can be obtained as

$$\begin{cases} x = x'_1 \cos \beta_1 - y'_1 \sin \beta_1 \\ y = x'_1 \sin \beta_1 - y'_1 \cos \beta_1 \\ z = v \\ \sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2}\right) \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] = 0 \end{cases}$$

6. Induced normal curvature

The induced normal curvature is the relative normal curvature between the two meshing surface, it is an important parameter which influences the lubrication and contact stress of the conjugated tooth pair. The calculation of the induced normal curvature can provide the theoretical basis for the evaluation and optimal design of the new gear reducer. According to gear geometry theory, the induced normal curvature in the direction of contact normal line $k_{nf}^{(12)}$ can be calculated by the following equation

$$k_{nf} = \frac{1}{D_2^2 \Psi_2} (E_2 \Phi_{2v}^2 - 2F_2 \Phi_{2\theta} \Phi_{2v} + G_2 \Phi_{2\theta}^2)$$

where Ψ_2 represents the function of undercutting limit of double enveloping cycloid drive; Φ_{2v} and $\Phi_{2\theta}$ represent the partial differential of meshing function

with respect to v and θ ; E_2 , F_2 and G_2 represent the first fundamental homogeneous quantity of the cycloid gear tooth surface Σ_2 ; $D_2 = \sqrt{E_2 G_2}$.

The function of undercutting limit Ψ_2 can be obtained as

$$\Psi_2 = \frac{1}{D_2^2} \begin{vmatrix} E_2 & F_2 & r_\theta^{(2)} v_2^{(21)} \\ F_2 & G_2 & r_v^{(2)} v_2^{(21)} \\ \Phi_{2\theta} & \Phi_{2v} & \Phi_{2t} \end{vmatrix}$$

where Φ_{2v} represents the partial differential of meshing function of double-enveloping cycloid drive with respect to time t ; $r_\theta^{(2)}$ and $r_v^{(2)}$ represent the partial differential of meshing point vector of the cycloid gear.

the following equations can be obtained

$$\begin{aligned} \Phi_{2\theta} = & [-(1-i)R_z \sin \theta - e(i-1) \sin(\theta + \beta_1) \\ & - e \sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1)] \omega_1 \end{aligned}$$

$$\Phi_{2v} = 0$$

$$\Phi_{2t} = -e[(i-1) \sin(\theta + \beta_1) + (1-2i) \sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1)] \omega_1^2$$

The following equations can be obtained

$$r_\theta^2 = \{-r_z \sin[\theta - (i-1)\beta_1]\}, \quad r_z \cos[\theta - (i-1)\beta_1, 0] = \{0, 0, 0\}$$

the following equations can be obtained

$$E_2 = (r_\theta^{(2)})^2 = r_z^2, \quad F_2 = r_\theta^{(2)} r_v^{(2)} = 0, \quad G_2 = (r_v^{(2)})^2 = 1,$$

$$D_2 = \sqrt{E_2 G_2} = 1.$$

the following equations can be obtained

$$\Psi_2 = \frac{\left\{ \begin{aligned} &[e[(i-1)\sin(\theta + \beta_1) + \sin(\theta - \alpha_2 + (i-1)\beta_1)] + (i-1)R_z \sin \theta]^2 + \\ &r_z[-e(i^2 - 3i + 2)\sin(\theta + \beta_1) + (3i - 2)\sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1)] + (i-1)^2 R_z \sin \theta \end{aligned} \right\} \omega_1^2}{r_z}$$

the following equations can be obtained

$$K_{nf}^{(12)} = \frac{[e(i-1)\sin(\theta + \beta_1) + \sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1) - (i-1)R_z \sin \theta]^2}{- [e[(i-1)\sin(\theta + \beta_1) + \sin(\theta - \alpha_2 + (i-1)\beta_1)] - (i-1)R_z \sin \theta]^2 + r_z[e(i^2 - 3i + 2)\sin(\theta + \beta_1) + (3i - 2)\sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1)] + (i-1)^2 R_z \sin \theta}$$

7. Meshing characteristic analysis

The meshing equation can be resolved into two independent equations as

$$\begin{aligned} \sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_2}{2}\right) &= 0 \\ \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] &= 0 \end{aligned}$$

The equations defined two different contact lines. When the independent variable β_1 changes, the two contact lines can form two different parts of the tooth profile. Thus, the profile of a cycloid tooth with a double shell consists of two parts, which are determined by the formulas. And a pair of coupled gears, which consists of a double enveloping tooth profile and a cycloidal gear wheel, has simultaneously two contact lines in a specific engagement area.

(1) Tooth profile Composition and characteristics

The part of the double-wrapped tooth profile defined by the equation coincides with the original profile of the cylindrical pin tooth. The following equation can be obtained from the equation

$$\alpha_2 + i\beta_1 = 2k\pi (k = 0,1,2,3\dots)$$

By substituting the equation with the double enveloping profile of the prong, the following equation can be obtained

$$\begin{cases} x'_1 = r_z \cos \theta = x_1 \\ y'_1 = R_z + \gamma_2 \sin \theta = y_1 \\ z'_1 = v = z_1 \end{cases}$$

The equation shows that this part of the double-skinned tooth profile is the same as the original tooth. In addition, this part is part of the original tooth profile of the cylindrical pin.

(2) Two parts of a double-coated tooth profile touch each other.

Two parts of the tooth profile with double enveloping have a dividing line. This dividing line belongs to two parts simultaneously, and the points on this line satisfy both equations of the equation simultaneously. In addition, from the definition of the grid equation, the normal direction of the line of the two parts is the same at these points. Thus, the two parts of the double-wrapped tooth profile touch each other, and the dividing line is tangent.

(3) the Tangent line of the two parts is the line of engagement limit of the original cylindrical pin tooth in a conventional cycloidal drive.

In a conventional cycloid drive, not all points on the tooth of a cylindrical pin participate in engagement, that is, there is a line of engagement restriction on the

line of the cylindrical tooth. Distinguishing the equation by time the mesh limit function for a conventional cycloidal drive can be obtained as

$$\Phi_{1t} = ie \sin(\theta + \beta_1) \omega_1^2$$

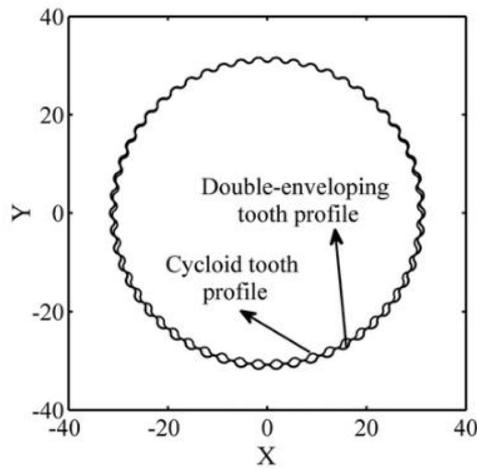


Fig. 2. Conjugated meshing tooth profile.

The meshing limit line of the pin tooth can be calculated by

$$\begin{cases} r^{(1)} = r^{(1)}(\theta, v) \\ \Phi_{1t} = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} r^{(1)} = r^{(1)}(\theta, v) \\ \sin(\theta + \beta_1) = 0 \end{cases}$$

The tangent line of two parts of the tooth profile can be calculated as

$$\begin{cases} r^{(1)} = r^{(1)}(\theta, v) \\ \sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2}\right) = 0 \\ \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] = 0 \end{cases}$$

Uravnenie simplified as

$$\begin{cases} r_1 = r^{(1)}(\theta, \nu) \\ \sin(\theta + \beta_1) = 0 \end{cases}$$

From the equations, we can conclude that the tangent line of the two parts of the tooth profile is the line of engagement limit of the original cylindrical pin tooth.

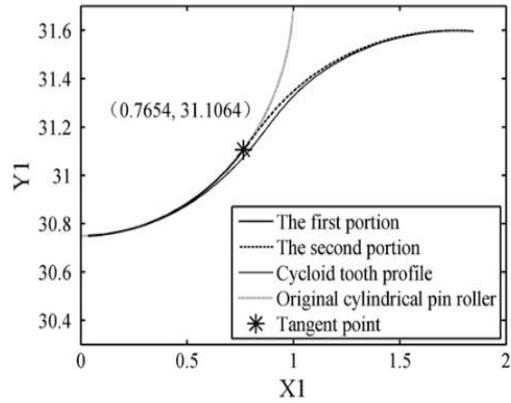


Fig. 3. Tooth profile comparison.