

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Школа новых производственных технологий
Направление подготовки 15.04.01 Машиностроение
Отделение школы (НОЦ) Материаловедения

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Проектирование сервопривода на базе редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой

УДК 681.587/621.833.001.6

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Стрыгин Константин Валерьевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Ефременков Е.А.	к. т. н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Старикова Е.В.	к. ф. н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Раденков Т.А.	-		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
15.04.01	Коростелева Е.Н.	к.т.н., доцент		

ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ ПО ООП

15.04.01 «Машиностроение»

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
<i>Профессиональные компетенции</i>	
P1	Применять глубокие естественнонаучные, математические и инженерные знания для создания и обработки новых материалов
P2	Применять глубокие знания в области современных технологий машиностроительного производства для решения междисциплинарных инженерных задач
P3	Ставить и решать инновационные задачи инженерного анализа, связанные с созданием и обработкой материалов и изделий, с использованием системного анализа и моделирования объектов и процессов машиностроения
P4	Разрабатывать технологические процессы, проектировать и использовать новое оборудование и инструменты для обработки материалов и изделий, конкурентоспособных на мировом рынке машиностроительного производства
P5	Внедрять, эксплуатировать и обслуживать современные высокотехнологичные линии автоматизированного производства, обеспечивать их высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на машиностроительном производстве, выполнять требования, по защите окружающей среды
<i>Универсальные компетенции</i>	
P6	Использовать глубокие знания по проектному менеджменту для ведения инновационной инженерной деятельности с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности
P7	Активно владеть иностранным языком на уровне, позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, разрабатывать и защищать результаты инновационной инженерной деятельности
P8	Эффективно работать индивидуально, в качестве члена и руководителя группы, состоящей из специалистов различных направлений и квалификаций, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации
P9	Демонстрировать глубокие знания социальных, этических и культурных аспектов инновационной инженерной деятельности, компетентность в вопросах устойчивого развития
P10	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

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

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП

(Подпись) _____
(Дата) Коростелева Е.Н.
(Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ61	Стрыгину Константину Валерьевичу

Тема работы:

Проектирование сервопривода на базе редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой
Утверждена приказом директора (дата, номер)

Срок сдачи студентом выполненной работы:	
--	--

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Номинальная частота вращения вала серводвигателя – 2000 об/мин; Кинематическая схема редуктора с ПТК и СО – 2k-h; Крутящий момент на выходном валу редуктора ПТК и СО – 600 Нм; Общее передаточное число редуктора ПТК и СО – 42.
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	Выполнение анализа конструкций современных сервоприводов, конструкций передач с ПТК. Проработка применения редукторов на базе передаче с ПТК и СО в сервоприводах исполнительных механизмов. Выполнения необходимых проектировочных расчетов редуктора с ПТК и СО и разработка конструкторской документации.

Перечень графического материала	1. Презентация в Microsoft Power Point; 2. Сборочный чертеж; 3. Спецификация.
--	---

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы

Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Старикова Е.В.
Социальная ответственность	Раденков Т.А.
Разделы, выполненные на иностранном языке	Демьяненко Н.В.

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

Обзор современных конструктивных решений в машиностроении, применимых к сервоприводам и редукторам с ПТКСО.

Overview of modern design solutions in mechanical engineering applicable to servo-drives and gearboxes with IRE and FC.

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

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Ефременков Е.А.	К. Т. Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Стрыгин К.В.		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа состоит из 115 с., 31 рис., 24 табл., 36 источников, 2 прил.

Ключевые слова: Сервопривод, редуктор, промежуточные тела качения, свободная обойма, уравновешенный эксцентриситет, обратная связь, циклоидальный профиль, компактный, проектирование.

Объектом исследования является передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой, применяемая в сервоприводе.

Цель работы – Создание компактной конструкции редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой с целью применения в сервоприводе.

В процессе выполнения диссертации были проведены исследование конструкций современных сервоприводов, представленных на рынке, исследование датчиков обратной связи, обеспечивающих высокую точность позиционирования, исследование методов уравновешивание эксцентриситета входного узла редуктора.

В результате исследования был выбран базовый сервопривод с планетарным редуктором, выбран магнитный датчик положения выходного вала редуктора, был решен вопрос уравновешивания эксцентриситета, путем разделения профилей.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики: номинальная частота вращения вала серводвигателя – 2000 об/мин; кинематическая схема редуктора с ПТК и СО – 2k-h; крутящий момент на выходном валу редуктора ПТК и СО – 600 Нм; общее передаточное число редуктора ПТК и СО – 41; точность позиционирования выходного вала редуктора – $\pm 0,1^\circ$.

Степень внедрения: внедрение в производство не осуществлено.

Область применения: силовые механизмы, от которых требуется высокая точность позиционирования; производства с автоматизированным

технологическим циклом; тактовые конвейеры; основной привод автоматического позиционирования солнечных панелей.

Значимость работы – разработка обладает высокой ресурсоэффективностью, надежностью, предполагает замещение существующих сервоприводов или редукторов в составе сервоприводов.

В будущем планируется реализовать конструкцию в макетном или рабочем образце; произвести внедрение в конструкцию исполнительного механизма; по результатам попытки внедрения откорректировать конструкцию привода в целом.

Определения

сервопривод: Силовой механизм, в состав которого входит серводвигатель вращательного действия и редуктор с датчиком обратной связи.

промежуточные тела качения (ПТК; IRE): Детали, представляющие собой ролики или шарики, которые находятся между двумя циклоидальными профилями в редукторе.

свободная обойма (СО; FC): Обойма, которая освобождена от нагрузки, выполняет исключительно функцию сепаратора.

Оглавление

Введение	11
1 Обзор современных конструктивных решений в машиностроении, применимых к серводвигателям и редукторам с ПТК и СО	13
1.1 Сервоприводы в современном машиностроении.....	13
1.2 Современные синхронные серводвигатели.....	14
1.3 Анализ конструкции редукторов, выполненных по схеме 2k-h	18
1.4 Обзор датчиков положения для вращающихся механизмов.....	22
1.5 Выводы по обзору современных решений.....	26
2 Проектирование сервопривода.....	27
2.1 Выбор серводвигателя.....	27
2.2 Геометрия передачи с ПТКСО.....	28
2.2.1 Исходные параметры передачи с ПТКСО.....	28
2.2.2 Геометрия циклоидальных профилей передачи с ПТКСО.....	31
2.3 Уравновешивание эксцентриситета входного узла редуктора	38
2.4 Расчет силовых характеристик	42
2.4.1 Расчет усилий в передаче	42
2.4.2 Расчет контактных напряжений.....	44
2.5 Расчет валов редуктора	45
2.6 Расчет опор редуктора.....	46
2.6.1 Расчет подшипников кулачка	47
2.6.2 Расчет опор эксцентрикового вала	48
2.6.3 Расчет опор выходного вала.....	49
2.7 Расчет шпоночных соединений	51
2.7.1 Расчет шпоночного соединения выходного вала редуктора ...	51
2.7.2 Расчет соединения венцов.....	52
2.7.3 Расчет шпоночного соединения входного вала	53
2.8 Расчет соединений на срез	53
3 Результаты	55

4 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	57
4.1 Предпроектный анализ. Потенциальные потребители результатов исследования	58
4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	58
4.3 SWOT – анализ	61
4.4 Инициация проекта.....	64
4.4.1 Цели и результат проекта.	64
4.4.2 Организационная структура проекта.....	66
4.5 Планирование управления научно-техническим проектом	67
4.5.1 Иерархическая структура работ проекта.....	67
4.5.2 Контрольные события проекта	68
4.5.3 План проекта	69
4.6 Бюджет научного исследования	71
4.6.1 Расчет заработной платы	71
4.6.2 Накладные расходы	72
4.7 Оценка сравнительной эффективности исследования	73
5 Социальная ответственность	74
5.1 Производственная безопасность.....	77
5.1.1 Анализ выявленных вредных факторов при разработке проектируемого решения.....	77
5.1.2 Анализ выявленных опасных факторов при разработке проектируемого решения.....	83
5.2 Экологическая безопасность.....	84
5.2.1 Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду.....	84
5.2.2 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды	84
5.3 Безопасность в ЧС	85
5.3.1 Обоснование мероприятий по предотвращению пожара и разработка порядка действия в случае его возникновения.....	85

5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности....	87
5.4.1 Специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства.....	87
5.4.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.....	88
Заключение	90
Список выступлений.....	91
Список использованных источников	92
Приложение А Раздел на иностранном языке	96
Приложение Б Конструкторская документация.....	111

Введение

Электроприводы применяются во всех сферах промышленности начиная от сельского хозяйства и заканчивая аэрокосмическим машиностроением.

В сельском хозяйстве электроприводы используются для управления машинами, например, в посевной технике. К таким приводам предъявляются не высокие требования. Но когда заходит речь о космосе, то от приводов требуют высокую точность, надежность, ремонтпригодность и т.д.

Отдельную нишу в семействе электроприводов занимают сервоприводы. Сервопривод – привод с управлением через отрицательную обратную связь, позволяющую точно управлять параметрами движения. К сервоприводам относится множество регуляторов, например, электро-, пневмо-, гидроусилители, однако, термин сервопривод чаще используется для обозначения электроприводов с отрицательной обратной связью.

В сервоприводах часто встречаются конические, цилиндрические, планетарные редукторы. Каждый из них имеет свои отличительные характеристики, но наиболее перспективным является редуктор с ПТК и СО, который имеет исключительные технико-экономические характеристики [1]. Именно этот фактор определяет приоритетное направление в исследованиях, разработках и применении редуктора с ПТК и СО в сервоприводах высокоточных исполнительных механизмов.

Целью диссертации является создание компактной конструкции редуктора с ПТК и СО с целью применения в сервоприводе, с высокой точностью позиционирования.

Для достижения поставленной цели требуется решить следующие задачи:

1. Анализ современных конструкций сервоприводов;
2. Анализ современных конструкций редукторов с ПТК и СО;
3. Анализ технических характеристик и выбор датчика положения;
4. Выполнить необходимые расчеты для создания конструкции редуктора с ПТК и СО;

5. Оформить конструкторскую документацию в соответствии с требованиями ЕСКД.

1 Обзор современных конструктивных решений в машиностроении, применимых к серводвигателям и редукторам с ПТК и СО

1.1 Сервоприводы в современном машиностроении

Сервопривод – механический привод с автоматической коррекцией состояния через внутреннюю отрицательную обратную связь, в соответствии с параметрами, заданными извне. Отрицательная обратная связь – вид обратной связи, при котором изменение выходного сигнала системы приводит к такому изменению входного сигнала, которое противодействует первоначальному изменению. Отрицательная обратная связь позволяет сделать систему более устойчивой к случайному изменению параметров [2].

Понятие сервопривод относится к гидро-, пневмо- и электромеханическим устройствам. Чаще сервоприводом называют электрический привод, в состав которого входят: электродвигатель, редуктор, блок управления и датчики обратной связи [3].

Принципиальная схема сервопривода показана на рисунке 1, где 1 – серводвигатель, включающий в себя М – электродвигатель и Д1 – датчик обратной связи, измеряющий частоту вращения вала электродвигателя, Р – редуктор, Д2 – датчик обратной связи, измеряющий частоту вращения выходного вала редуктора, БУ – блок управления работой серводвигателя, ИО – исполнительный орган механизма.

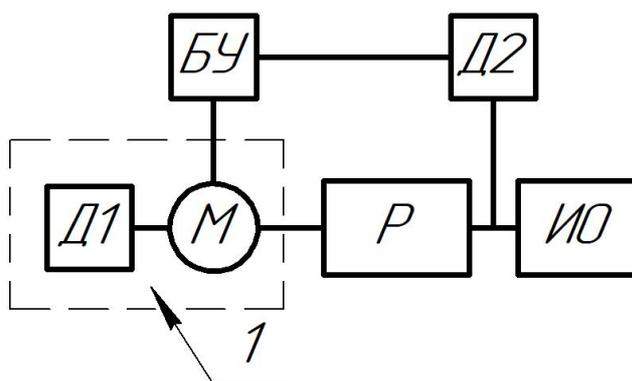


Рисунок 1 – Принципиальная схема сервопривода

Если рассматривать принцип работы различных сервоприводов, то можно выделить несколько основных этапов.

Задание требуемых параметров:

- Вводится значение требуемых частоты вращения или положения выходного вала редуктора в блок управления (БУ);
- Блок управления (БУ) задает значение частоты вращения вала серводвигателя.

Работа сервопривода:

- Электродвигатель (М) набирает частоту вращения вала и приводит в движение выходной вал редуктора;
- Датчик (Д1) измеряет частоту вращения электродвигателя, датчик (Д2) измеряет частоту вращения выходного вала. Одновременно оба датчика передают информацию на блок управления (БУ).

Корректировка работы сервопривода:

- Блок управления(БУ), постоянно получающий данные от датчиков, сравнивает полученные значения с заданными и программирует серводвигатель на определенное значение частоты вращения.

1.2 Современные синхронные серводвигатели

Для сервопривода рассмотрим несколько производителей электродвигателей:

- HSD – американский производитель приводной техники [4],
- Fukuta – производитель электродвигателей [5],
- SEW Eurodrive – российский производитель приводной техники [6].

Компания HSD представляет линейку серводвигателей SM, которая представляет собой вентильные бесщеточные двигатели с ротором из редкоземельных магнитов. Данный тип двигателей применяют в приводах конвейерных и транспортных лент, станках с ЧПУ. Преимущества таких двигателей следующие:

- большая удельная мощность;
- широкий диапазон частот вращения;
- большая перегрузочная способность;
- КПД более 90%.

Бесколлекторный серводвигатель SM150-G18020LZ [7], представленный на рисунке 2, технические характеристики которого представлены в таблице 1.



Рисунок 2 – Бесколлекторный серводвигатель SM150-G18020LZ

Таблица 1 – Технические характеристики бесколлекторного серводвигателя SM150-G18020LZ

Свойство	Значение
Питание, В	220
Мощность, кВт	3.6
Номинальный момент, Нм	18
Скорость, об/мин	2000
Квадратный фланец, мм	150 x 150
Длина, мм	250
Энкодер	Оптический инкрементальный датчик, 10000 импульсов на оборот

Компания Fukuta производит серводвигатели серии PNVF-90. Данные серводвигатели с конструкцией средней и низкой инерции. Серия имеет постоянное управление крутящим моментом и гибкое управление скоростью с помощью системы сервопривода или замкнутого векторного управления с обратной связью. Управление движением отвечает требованиям высокой точности движения. Серводвигатель применяется в автоматических системах, станочном и производственном оборудовании.



Рисунок 3 – Серводвигатель PNVF-90M

Серводвигатель PNVF-90M [8], представленный на рисунке 3, может обеспечить требуемые параметры работы сервопривода. Серводвигатель оснащен магнитным датчиком, что говорит о высокой точности при измерении параметров электродвигателя.

Таблица 2 – Технические характеристики серводвигателя PNVF-90M

Свойство	Значение
Питание, В	220
Мощность, кВт	3,7
Номинальный момент, Нм	17,8
Скорость, об/мин	2000
Квадратный фланец, мм	180 x 180
Длина, мм	304
Энкодер	1024PPR RS422

Компания SEW Eurodrive имеет в номенклатуре высокодинамичные синхронные серводвигатели серии СМР в компактном исполнении. Синхронные серводвигатели можно использовать в любом месте для достижения быстрых циклов либо простого и точного перемещения наиболее тяжелых грузов.

Серводвигатель СМР80М [9], имеет датчик в виде резольвера, который преобразует вращение в электрический ток и тем самым определяет скорость вращения вала серводвигателя. Внешний вид серводвигателя представлен на рисунке 4.



Рисунок 4 – Высокодинамичный синхронный серводвигатель СМР80М

Таблица 3 – Технические характеристики серводвигателя СМР80М [10]

Свойство	Значение
Питание, В	400
Мощность, кВт	3,5
Номинальный момент, Нм	17,8
Скорость, об/мин	2000
Квадратный фланец, мм	138 x 138
Длина, мм	298
Энкодер	Резольвер собственного производства

Исходя из вышеприведенной информации можно сделать вывод, что серводвигатели имеют, относительно друг друга, схожую конструкцию.

- Серводвигатели представляют собой электродвигатель, с задним расположением датчика (энкодера). Это позволяет сблизить между собой опоры электродвигателя и редуктора.

- Все серводвигатели имеют форму квадрата в сечении габарита. Существует необходимость ориентации всей конструкции, так как это связано с точностью позиционирования.

- Питание серводвигателей в основном имеет напряжение 220 В. Напряжение позволяет использовать электродвигатели во многих сферах в распространённых электрических сетях.

- Все представленные сервоприводы имеют установочный бурт, что позволяет базировать устанавливаемые редукторы и другие механизмы. Бурт выполнен с требованием соосности. Это говорит о том, что ось вращения серводвигателя будет связана с осью редуктора.

1.3 Анализ конструкции редукторов, выполненных по схеме 2k-h

Сегодня по схеме 2k-h производятся редукторы цевочного [11, 12] и планетарного типа [13, 14]. Здесь стоит отметить, что под планетарным редуктором примем редуктор с циклоидальными профилями, так как, в редукторе с зубчатым эвольвентным зацеплением присутствует целый комплекс параметров, которые требуется учитывать при расчете прочности зубьев [15]. Когда, в редукторе с циклоидальным профилем рассчитывается только контактное напряжение.

Передача по схеме 2k-h реализована фирмой Onvio, представленном на рисунке 5. Такой тип редукторов имеет в конструкции входной эксцентриковый вал, на который устанавливаются подшипники, позволяющие вращать водило в виде двухвенцового сателлита. Первый венец сателлита контактирует с неподвижными цевками, закрепленными в корпусе. Вращающееся на валу

водило, вторым венцом контактирует с цевками, установленными в выходном фланце. Выходной фланец вращается посредством шариков, установленных между корпусом и фланцем.



Рисунок 5 – Цевочный редуктор компании Onvio

Если говорить о редукторе с ПТКСО разработанного по схеме 2k-h, то основным отличием будет тот факт, что вместо цевок используются ПТК и венцы, которые имеют внутренние циклоидальные зубья. ПТК представляют собой ролики или шарики, которые перекачиваются между сателлитом и венцом с внутренним зацеплением. Сателлиты являются циклоидальными и идентичны сателлитам в цевочном редукторе.

СО представляется собой разгруженный сепаратор, который освобожден от передачи какой-либо нагрузки. Он выполняет только функцию удержания тел качения в профиле на определенном расстоянии друг от друга.

Из перспективных аналогов можно выделить редуктор с ПТКСО представленный на рисунках 6 и 7.

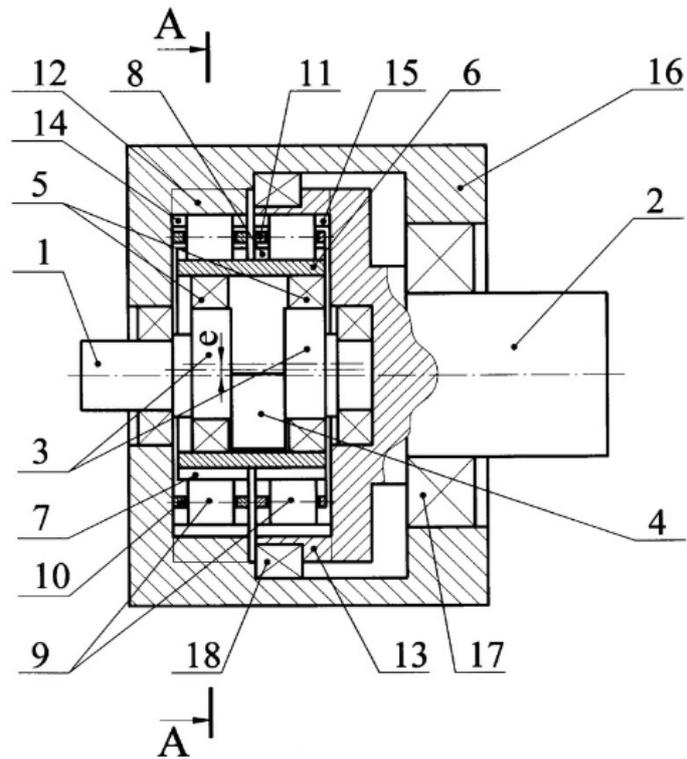


Рисунок 6 – Конструкция редуктора с ПТКСО (главный вид)

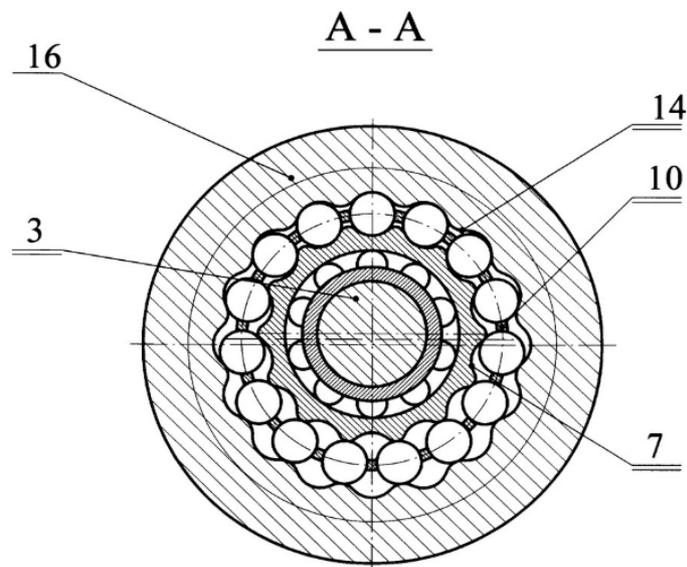


Рисунок 7 – Сечение одной из ступеней редуктора с ПТКСО

На входной вал 1, на котором имеются эксцентриковые диски 3 и противовес 4, подается момент. Двухвенцовый сателлит 6 вращается на подшипниках 5. На первой ступени тела качения 9, установленные в обойму 10 перекачиваются между неподвижным циклоидальным венцом 12 и сателлитом. На второй ступени тела качения также установлены в обойму 11 и движутся между сателлитом и подвижным циклоидальным венцом 13. В ступенях тела

качения движутся по циклоидальным профилям: первая ступень – 7 и 14; вторая ступень – 8 и 15. Подвижный циклоидальный венец выполнен заодно с выходным валом 2 с которого и снимается момент. Вся конструкция заключена в корпусе 16. Выходной вал с циклоидальным венцом установлена на опоры в виде подшипников 17 и 18.

Передаточное отношение i такого редуктора рассчитывается следующим образом:

$$i = \frac{1}{1 - \frac{Z_{14}Z_8}{Z_7Z_{15}}}$$

где Z_{14} – число выступов или впадин на неподвижном венце 14;

Z_7 – число выступов или впадин на циклоидальном профиле сателлита 7;

Z_{15} – число выступов или впадин на подвижном венце 15;

Z_8 – число выступов или впадин на циклоидальном профиле сателлита 8.

Остановившись на циклоидальных профилях, можно отметить, что число зубьев здесь отличается на два зуба:

$$Z_{7,8} = Z_{14,15} - 2,$$

где, $Z_{7,8}$ – число зубьев на сателлите в первой ступени передачи;

$Z_{14,15}$ – число зубьев на венце в первой ступени передачи.

Если говорить о телах качения, то здесь тоже присутствует зависимость:

$$Z_9 = Z_{14,15} - 1 = Z_{7,8} + 1$$

где, Z_9 – число тел качения участвующих в одной ступени передачи.

Наиболее полный комплекс высоких технических характеристик обеспечивает передача с ПТКСО. Массогабаритные показатели этой передачи снижены более чем на 5 % по сравнению с применяющимися в производстве передачами с ПТК, КПД передачи может достигать 0,97, что сопоставимо с эвольвентными передачами при большом передаточном отношении. Эта передача обладает большим диапазоном передаточных чисел в одной ступени, что позволит спроектировать сервопривод в компактном исполнении [16].

1.4 Обзор датчиков положения для вращающихся механизмов

Сервопривод должен содержать на выходном валу датчик положения, который позволяет фиксировать положение вала. Датчики положения можно условно разделить на следующие категории [17]:

- Магнитоиндукционный;
- Магнитоэлектрический;
- Оптоэлектрический.

Такие датчики называют датчиками положения ротора (ДПР), которые позволяют определить положение ротора электропривода. Данная информация, полученная от ДПР, используется для управления электродвигателями.

ДПР часто используют для стабилизации и определения скорости вращения вала электрической машины. Также, если ДПР установлен на валу электродвигателя, имеется возможность использования ДПР для определения положения выходного вала, но при этом снижается точность управления. Поэтому ДПР необходимо устанавливать на выходной вал привода.

Аналогом ДПР является датчики угла поворота (ДУП). ДУП – устройство для преобразования вращения или угла поворота в аналоговый или электрический сигнал. ДУП можно разделить на несколько категорий [18]:

По способу выдачи информации:

- Накапливающие;
- Абсолютные.

По принципу действия:

- Оптические;
- Магнитные;
- Резистивные;
- Механические;
- Индуктивные.

Накапливающие ДУПы имеют ряд отрицательных моментов:

– В начале работы положение вала неизвестно, что требует дополнительного движения вала.

– Невозможно учесть пропуск импульсов, это приводит к накоплению ошибки в определении угла поворота.

Абсолютные датчики с начала работы могут выдавать сигнал, которые однозначно считаются углом поворота вала. Это позволяет не привязывать датчик к нулевому положению вала.

Оптические ДУПы имеют жестко закрепленный на валу стеклянный диск, при вращении которого формируется световой поток. Световой поток фиксируется фотодатчиком.

Магнитные датчики регистрируют прохождение магнитных элементов вблизи регистрирующего устройства, преобразующего получаемые сигналы в код или сигнал.

Механические и *оптические* ДУПы с последовательным выходом содержат диск из диэлектрика с нанесёнными выпуклыми, проводящими или непрозрачными участками. Считывание угла поворота производится переключателями или контактами. Сигналы представляют собой код, позволяющий избавиться от неоднозначности сигнала. Недостатком является наличие дребезга контактов, который приводит к неправильному определению положения вала. Оптические и магнитные ДУПы лишены данного эффекта.

Таким образом для достижения цели работы рекомендуется выбрать оптические или магнитные датчики. Выберем магнитный датчик, поскольку оптический датчик ограничен растром на диске. Магнитные же датчики позволяют иметь большое количество импульсов на один оборот.

Рассмотрим несколько датчиков от следующих компаний производителей:

– Сервотехника – Нева – производитель комплектующих для сервоприводов и устройств с требованием к позиционированию [19];

– Renishaw – Британская компания, специализирующаяся на производстве точным измерительных инструментов и технологий для медицины [20];

– ASM – Германская компания, производящая сенсоры для различных назначений [21].

Компания «Сервотехника – Нева» производит магнитные датчики LIMES RI20 LI20, внешний вид и характеристики представлены на рисунке 8 и в таблице 4 соответственно [22].



Рисунок 8 – Магнитный датчик LIMES RI20 LI20

Таблица 4 – Технические характеристики LIMES RI20 LI20

Свойство	Значение
Максимальный диаметр вала	30 мм
Разрешение	3600 имп/об

Компания «Renishaw» представляет магнитные датчики LM13, изображение которого можно увидеть на рисунке 9 [23].



Рисунок 9 – Магнитный датчик LM13

Таблица 5 – Технические характеристики LM13

Свойство	Значение
Максимальный диаметр вала	360 мм
Разрешение	Зависит от диаметра

Датчики от компании «ASM», представлены в линейке Posirot PMIR4. Внешним видом датчик напоминает датчики от «Сервотехника – Нева». Внешний вид датчика представлен на рисунке 10 [24].



Рисунок 10 – Магнитный датчик PMIR4

Таблица 6 – технические характеристики PMIR4

Свойство	Значение
Максимальный диаметр вала	50 мм
Разрешение	184320 имп/об

Если сравнивать датчики, то по конструкции для установки на выходной вал компактного редуктора соответствуют датчики «ASM» и «Сервотехника – Нева». Они имеют в конструкции стопорные винты, которые и позволяют закрепить их без создания соединения с натягом. Но датчики компании «Сервотехника – Нева» имеют малое разрешение. Для создания сервопривода с высокой точностью позиционирования, требуется использовать датчики с большим разрешением.

1.5 Выводы по обзору современных решений

Исходя из анализа современных рынков сервоприводов, редукторов и датчиков, можно предварительно сделать следующие выводы:

– Серводвигатель, который будет подходить для достижения заданной цели, соответствует бесколлекторный серводвигатель SM150-G18020LZ производства HSD. Данный серводвигатель имеет компактное исполнение, что позволит спроектировать компактный сервопривод. Но компания, которая производит редуктор является иностранной, из-за чего могут возникнуть сложности с приобретением данного продукта.

– Редуктор с ПТКСО может быть компактным и иметь высокое передаточное отношение. Одновременно с этим имеет возможность выдерживать более высокие контактные напряжения, по сравнению с другими видами редукторов.

– Магнитные датчики PMIR4 от компании «ASM» имеют высокое разрешение и конструктивно позволяет устанавливать его на вал без дополнительных конструкторских решений. Высокое разрешение позволит сделать сервопривод достаточно точным в плане позиционирования.

Таким образом разработанный сервопривод будет иметь компактный вид, высокую точность позиционирования выходного вала, высокое передаточное отношение, высокий ресурс работы.

2 Проектирование сервопривода

2.1 Выбор серводвигателя

Для выполнения задания требуется выбрать синхронный электродвигатель с частотой вращения 2000 об/мин.

Так как, задан крутящий момент на выходном валу, то можно воспользоваться формулой для расчета крутящего момента на выходном валу редуктора [25]:

$$T_{\text{треб}} = \frac{P_{\text{треб}} \cdot U \cdot 9550 \cdot \eta}{n_{\text{вх}}}, \quad (1)$$

где $T_{\text{треб}}$ – заданный крутящий момент на выходном валу редуктора,

$P_{\text{треб}}$ – требуемая мощность электродвигателя,

U – передаточное число редуктора,

η – коэффициент полезного действия (КПД) редуктора,

$n_{\text{вх}}$ – частота вращения входного вала редуктора.

Из формулы (1) рассчитывается требуемая мощность $P_{\text{треб}}$.

$$P_{\text{треб}} = \frac{T_{\text{треб}} \cdot n_{\text{вх}}}{U \cdot 9550 \cdot \eta} \quad (2)$$

где, $T_{\text{треб}} = 600$ Нм, $n_{\text{вх}} = 2000$ об/мин, $U = 42$, $\eta = 0,88$.

Из формулы (2) определяем, что мощность электродвигателя будет равна 3,5 кВт.

Таким образом имеем характеристики (табл. 7), которыми должен обладать синхронный серводвигатель для разрабатываемого сервопривода.

Таблица 7 – Технические характеристики серводвигателя

Частота вращения вала электродвигателя, об/мин.	2000
Мощность электродвигателя, кВт	3,5

Так как разрабатываемая конструкция редуктора с ПТКСО подразумевает компактность, то из приведенных моделей редукторов целесообразнее использовать серводвигатель американского производства SM150-G18020LZ. На фоне представленных моделей, серводвигатель SM150-G18020LZ имеет наименьшие габаритные размеры 150 x 150 x 250.

2.2 Геометрия передачи с ПТКСО

2.2.1 Исходные параметры передачи с ПТКСО

Для начала проектирования редуктора требуется определить исходные параметры циклоидальных профилей колес [26].

По техническому заданию передаточное отношение привода должно равняться $i = 42$.

Для выбранной дифференциальной компоновки известно уравнение (3) [14], которое позволяет подобрать числа профилей колес:

$$Z_9^2 + \delta Z_9 + 2\Delta i = 0, \quad (3)$$

где, $\Delta = Z_8 - Z_7$ – разность между числами циклоидальных профилей кулачка второго модуля и кулачка первого модуля [27];

$\delta = Z_{15} - Z_7$ – разность между числами циклоидальных профилей венца второго модуля и кулачка первого модуля [27].

В качестве неизвестной переменной в квадратном уравнении (3) задается количество профилей кулачка первого модуля Z_7 . Остальные числа профилей находятся через введенные выражения соотношений чисел профилей Δ и δ , а также через постоянную разницу между числом зубьев профилей кулачка и венца, которая равняется 2.

Для облегчения подбора, разность между числами профилей кулачка второго модуля и кулачка первого модуля Δ зададим отрицательной. Поэтому, число профилей первого кулачка будет больше, чем у второго ($Z_7 > Z_8$) [14].

Таким образом, в результате подбора с помощью квадратного уравнения (3) числа профилей колес первого модуля равняются: $Z_7 = 22$, $Z_{14} = 24$, с количеством тел качения $Z_9 = 23$. Также, числа профилей колес второго модуля равняются $Z_8 = 17$, $Z_{15} = 19$, с количеством тел качения $Z_9' = 18$.

Для передачи с ПТКСО дифференциальной компоновки передаточное отношение проверяется по формуле [14]:

$$i = \frac{1}{1 - \frac{Z_{14}Z_8}{Z_7Z_{15}}} \quad (4)$$

Используя значения чисел зубьев циклоидальных профилей в формуле (4), получаем передаточное отношение $i = 41,8 = 42$, которое удовлетворяет заданному передаточному отношению.

Определим радиус обойм r_9 с ПТК. Для этого зададимся эксцентриситетом $e_9 = 2$ мм. Так как эксцентриситет обоймы определяется формулой (5), то можно рассчитать радиус обоймы.

$$e_9 = \frac{r_9}{Z_9} \quad (5)$$

Таким образом, радиусы производящих окружностей ПТК равны $r_9 = 46$ и $r_9' = 36$. Эксцентриситеты производящих окружностей ПТК равны $e_9 = e_9' = 2$.

Исходя из этого эксцентриситет передачи будет равен удвоенному значению эксцентриситета ПТК $e = 4$.

Далее зададим коэффициенты смещения при зацеплении обоймы или кулачка χ . Если коэффициент равен $\chi=1$, то радиус центров тел качения r_c будет совпадать с производящей окружностью, следовательно, не удастся получить профили колес. Тем самым для передач с ПТКСО значение коэффициента смещения должен быть больше 1, рекомендуется принимать величину коэффициента смещения для циклоидных передач в пределах $\chi = 1,25-1,6$ [28]. Вследствие этого, задаем коэффициент смещения первой ступени $\chi_1 = 1,3$, а для второй ступени $\chi_2 = 1,55$.

Определим радиусы ПТК, используя следующие условия:

– Соседства:

$$r_{\text{ПТК}} < r_9 \cdot \chi \cdot \sin \frac{180^\circ}{Z_9} \quad (6)$$

– Неналожение профилей:

$$r_{\text{ПТК}} > \frac{r_9}{Z_9} \quad (7)$$

Данные условия, позволяют получить диапазон чисел для определения радиуса тел качения первого и второго модуля, и проверки работоспособности передачи. Подставляя значения выше выбранных исходных параметров в формулы (3) и (4), получаем диапазоны чисел: для первого модуля от 2 до 8,1428; для второго модуля от 2 до 9,6896. В связи с этим, выберем радиус тел качения $r_{\text{ПТК}} = 6$ мм для обоих случаев.

Таким образом, были рассчитаны исходные параметры для передачи с ПТКСО по схеме 2k-h.

Исходные параметры первой ступени представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Исходные параметры первой ступени редуктора с ПТКСО

Число зубьев в циклоидальных профилях:	
– Неподвижный венец	$Z_{14} = 24$
– Сателлит	$Z_7 = 22$
Количество тел качения	$Z_9 = 23$
Радиус производящей окружности обоймы	$r_9 = 46$
Коэффициент смещения	$\chi_1 = 1,3$
Радиус тел качения	$r_{\text{ПТК}} = 6$

Исходные параметры второй ступени представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Исходные параметры второй ступени редуктора с ПТКСО

Число зубьев в циклоидальных профилях: – Подвижный венец – Сателлит	$Z_{15} = 19$ $Z_8 = 17$
Количество тел качения	$Z_9' = 18$
Радиус производящей окружности обоймы	$r_9' = 36$
Коэффициент смещения	$\chi_2 = 1,55$
Радиус тел качения	$r_{ПТК} = 6$

2.2.2 Геометрия циклоидальных профилей передачи с ПТКСО

После выбора исходных параметров, необходимо определить геометрию профилей колес передачи. Существует метод определения геометрии профилей [29].

Тела качения располагаются на радиусе $r_{ц}$. Данный радиус находится в зависимости от радиуса производящей окружности r_9 через коэффициент смещения χ и выражается формулой:

$$r_{ц} = r_9 \cdot \chi \quad (8)$$

Для того, чтобы найти профиля циклоидальных колес, необходимы уравнения профилей колес. Для удобства покажем схему зацепления производящего колеса – 2 с кулачком – 1 (рис. 11).

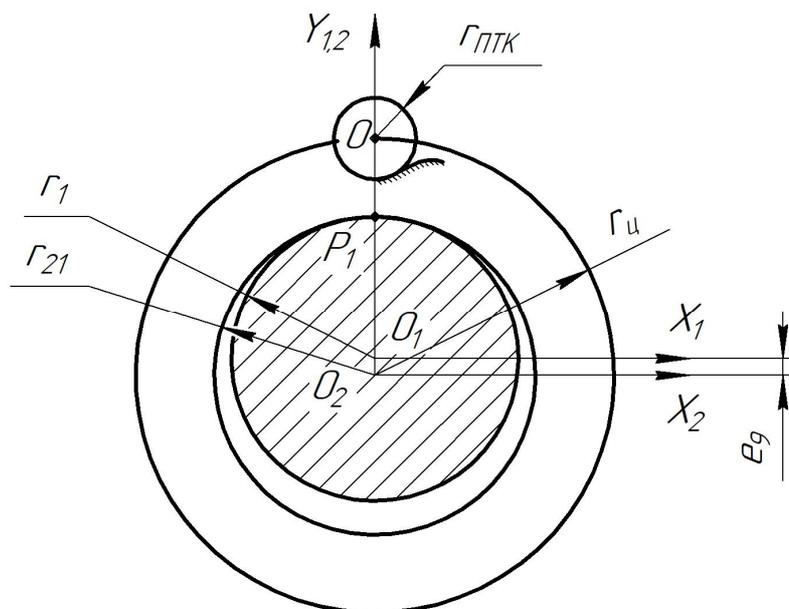


Рисунок 11 – Схема сцепки производящего колеса с профилем кулачка

Горизонтальные оси X_1 и X_2 смещены на эксцентриситет e_9 , а ось вертикальная ось $Y_{1,2}$ является общей для профилей. Точка P_1 является полюсом зацепления кулачка и тел качения, находящихся в обойме. Полюс P_1 зацепления находится в точке контакта производящего колеса и основной окружности кулака. Радиус основной окружности r_1 равен:

$$r_1 = r_2 \left(1 - \frac{1}{Z_9} \right) \quad (9.1)$$

$$r_1 = r_2 \cdot i_{1,2}, \quad (9.2)$$

где, $i_{1,2}$ – передаточное отношение от второго колеса к первому.

Найдем угол поворота кулачка в зависимости от угла поворота колеса:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_2}{i_{1,2}} \quad (10)$$

Координаты профиля кулачка определяются через уравнения профиля кулачка:

$$X_1 = X_{2,4} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2,4} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - e_9 \cdot \sin \varphi_1 \quad (11)$$

$$Y_1 = -X_{2,4} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2,4} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - e_9 \cdot \cos \varphi_1 \quad (12)$$

Для того чтобы рассчитать профиль кулачка, необходимы координаты циклоидального профиля в координатных осях $X_{2,4}$ и $Y_{2,4}$ и с началом

координатных точек в центре производящего колеса. Эти координаты определяются из формул (13) и (14).

$$X_{2,4} = \frac{r_{\text{ПТК}} \cdot r_2 \cdot \sin(\varphi_2)}{L_1} \quad (13)$$

$$Y_{2,4} = \frac{r_{\text{ц}} \cdot L_1 + r_{\text{ПТК}} \cdot (r_2 \cdot \cos(\varphi_2) - r_{\text{ц}})}{L_1} \quad (14)$$

где, L_1 – расстояние от точки полюса P_1 (рис. 15) до центра тела качения O .

Как показана на рисунке 12, из треугольника O_2OP_1 можно рассчитать расстояние L_1 через угол поворота колеса по теореме косинусов:

$$L_1 = \sqrt{r_2^2 + r_{\text{ц}}^2 - 2(r_2 \cdot r_{\text{ц}} \cdot \cos(\varphi_2))} \quad (15)$$

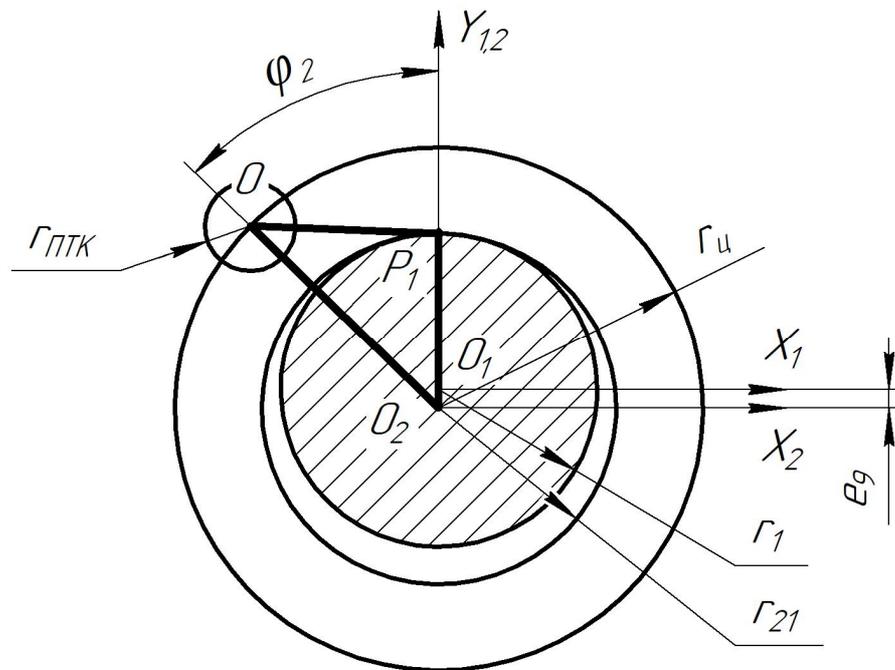


Рисунок 12 – Схема зацепления производящего колеса с циклоидальным профилем для определения координат точек профиля

Расстояние L_1 справедливо для обоих зацеплений, т.е. для кулачка и венца.

Для определения профиля венца радиус основной окружности венца и угол ее поворота находятся по следующим формулам:

$$r_3 = r_2 \left(1 + \frac{1}{Z_9} \right) \quad (16)$$

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_2}{i_{1,2}} \quad (17)$$

Эксцентриситет венца направлен в противоположную сторону на Y , т.е. в соответствии с рисунком 13, точка O_3 является центром венца.

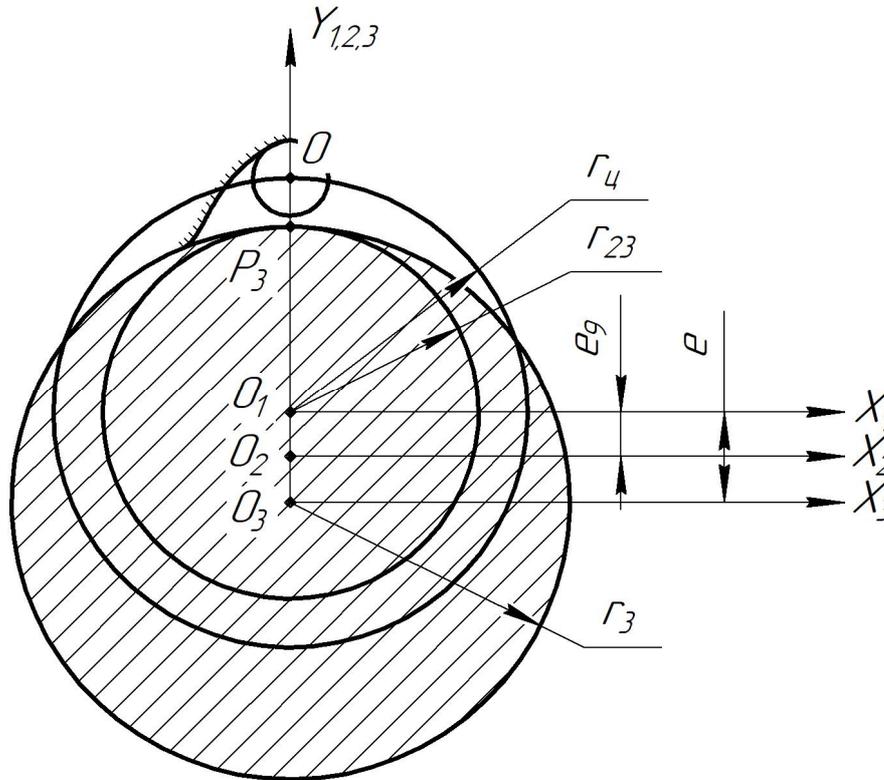


Рисунок 13 – Схема зацепления венца

Геометрия профилей венца представляется уравнением в координатах $X_3O_3Y_3$, с началом координат в центре венца:

$$X_3 = X_{2,B} \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2,B} \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2) - e_9 \cdot \sin \varphi_3 \quad (18)$$

$$Y_3 = -X_{2,B} \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2,B} \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - e_9 \cdot \cos \varphi_3 \quad (19)$$

Для того чтобы рассчитать профиль венца, необходимы координаты циклоидального профиля в координатных осях $X_{2,B}$ и $Y_{2,B}$ и с началом координатных точек в координатах $X_3O_3Y_3$. Эти координаты определяются из формул (20) и (21).

$$X_{2,B} = -\frac{r_{\text{ПТК}} \cdot r_2 \cdot \sin(\varphi_2)}{L_3} \quad (20)$$

$$Y_{2,B} = \frac{r_{\text{ц}} \cdot L_1 + r_{\text{ПТК}} \cdot (r_2 \cdot \cos(\varphi_2) - r_{\text{ц}})}{L_1} \quad (21)$$

Таким образом, используя уравнения профилей кулачка и венца, можно построить циклоидальные поверхности колес, участвующих в зацеплении, в зависимости от угла поворота производящего колеса. В качестве выбора углового поворота производящего колеса задаются различными значениями шага этого угла в пределах 0 до $\frac{2\pi}{Z_0}$

Для упрощения и точности построения профили циклоидальных поверхностей были рассчитаны в специальной программе, разработанной в среде Delphi.

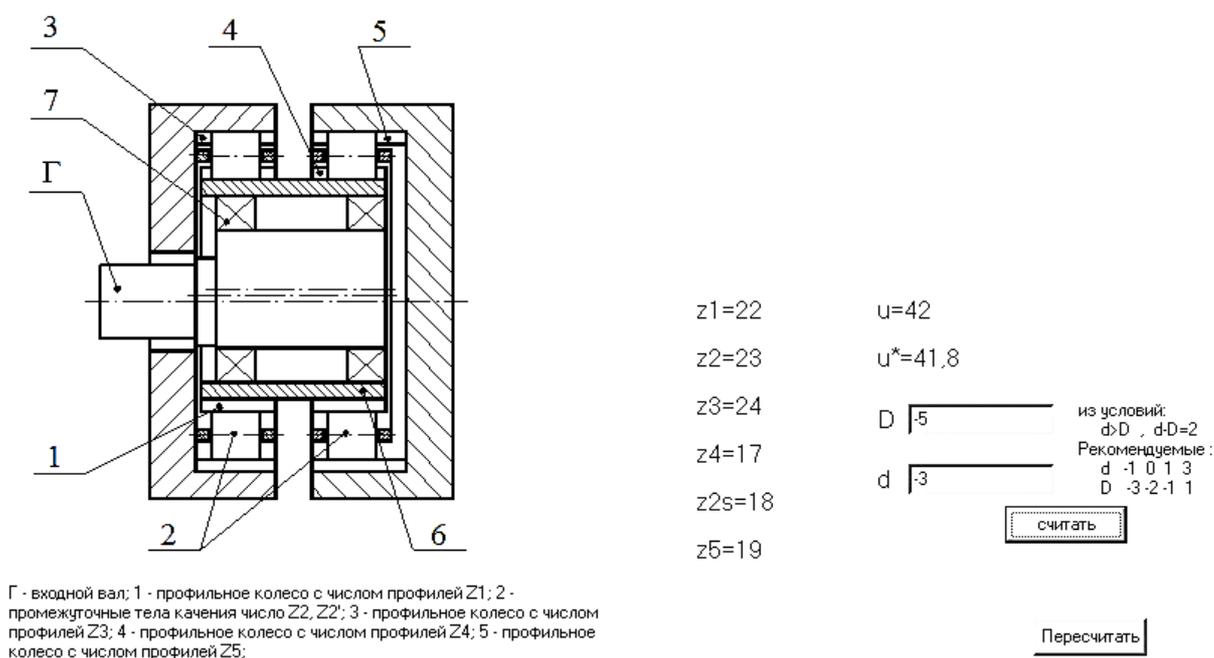
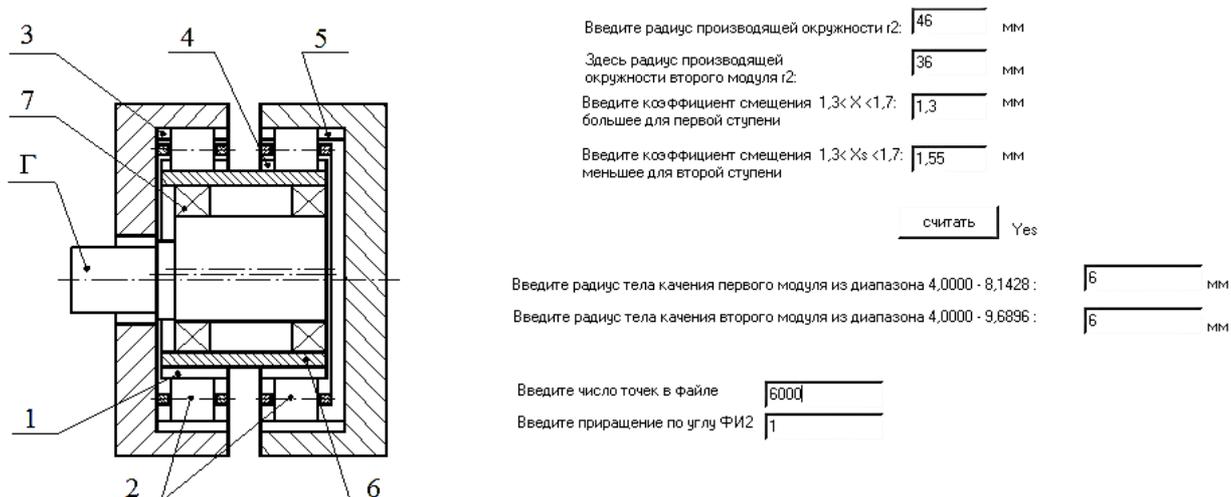


Рисунок 14 – Фрагмент интерфейса программы

(Вычисление количества зубьев и тел качения в передаче)

На рисунке 14 вводится разность количества тел качения между двух ступеней передачи. В результате производится вычисление количества зубьев и тел качения в передаче с ПТКСО.



Г - входной вал; 1 - профильное колесо с числом профилей Z1; 2 - промежуточные тела качения число Z2, Z2'; 3 - профильное колесо с числом профилей Z3; 4 - профильное колесо с числом профилей Z4; 5 - профильное колесо с числом профилей Z5;

Рисунок 15 – Фрагмент интерфейса программы (Ввод исходных параметров)

На рисунке 15 показан фрагмент интерфейса программы в котором производится ранее рассчитанных исходных параметров передачи с ПТКСО. Также указывается число точек профиля, которые будут участвовать в построении.

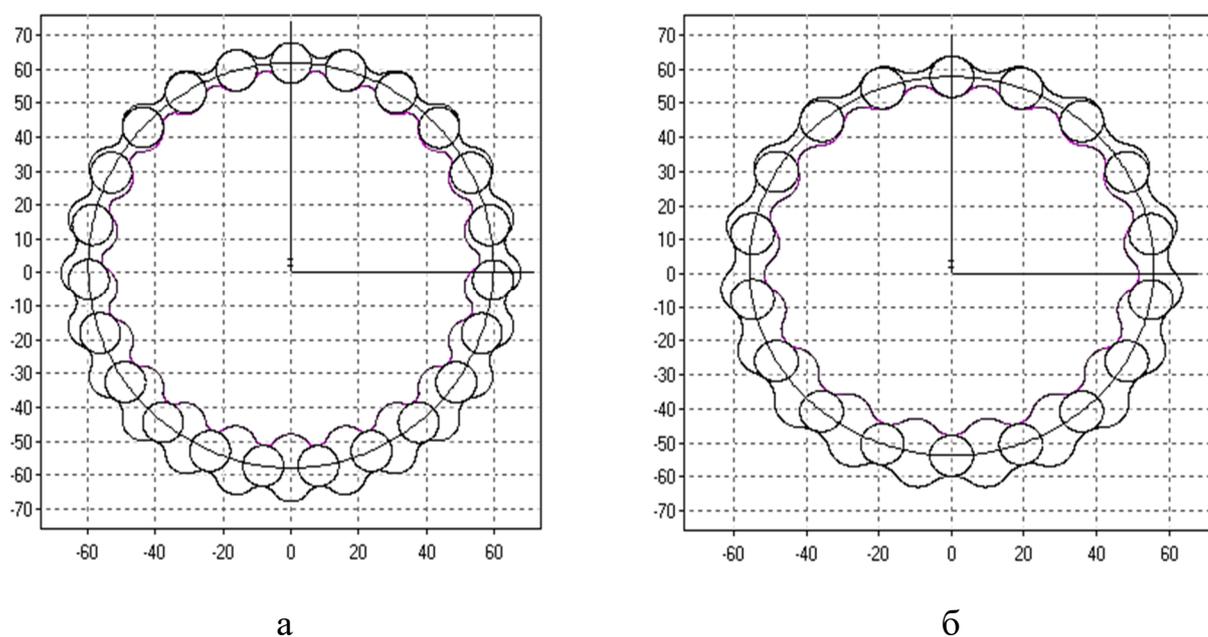


Рисунок 16 – Графическое представление ступеней передачи:

а – первая ступень, б – вторая ступень

	Венца 1 модуль, мм	Кулачка 1 модуль, мм	Венца 2 модуль, мм	Кулачка 2 модуль, мм
Радиус впадин	67,80	51,80	63,80	47,80
Радиус выступов	63,80	55,80	59,80	51,80
Число зубьев Z	24	22	19	17
Наименьшее расстояние между телами качения	4,277 мм		7,369 мм	
Наименьшее расстояние между профилями	4,000 мм		4,000 мм	
Эксцентриситет передачи $2e$	4,000 мм		4,000 мм	
Радиус центров тел качения	59,800 мм		55,800 мм	

Рисунок 17 – Характеристики профилей колес

Полученные результаты конвертируем в программную среду АСКОН Компас 3D и производим построение рассчитанных профилей передачи.

Окончательные профили передачи, которые будут использованы в оформлении конструкторской документации представлены на рисунках 18 и 19.

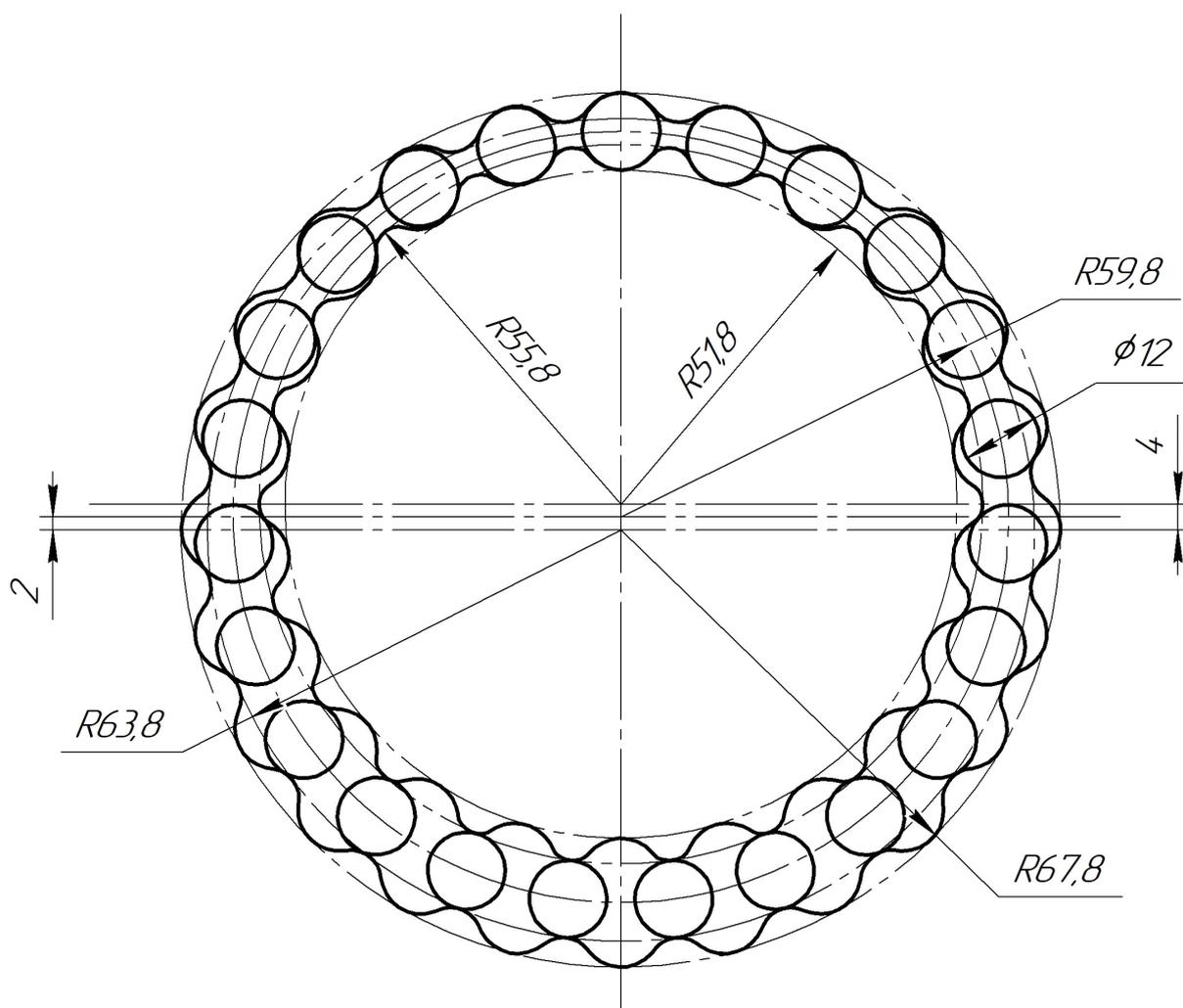


Рисунок 18 – Первая ступень передачи с ПТКСО

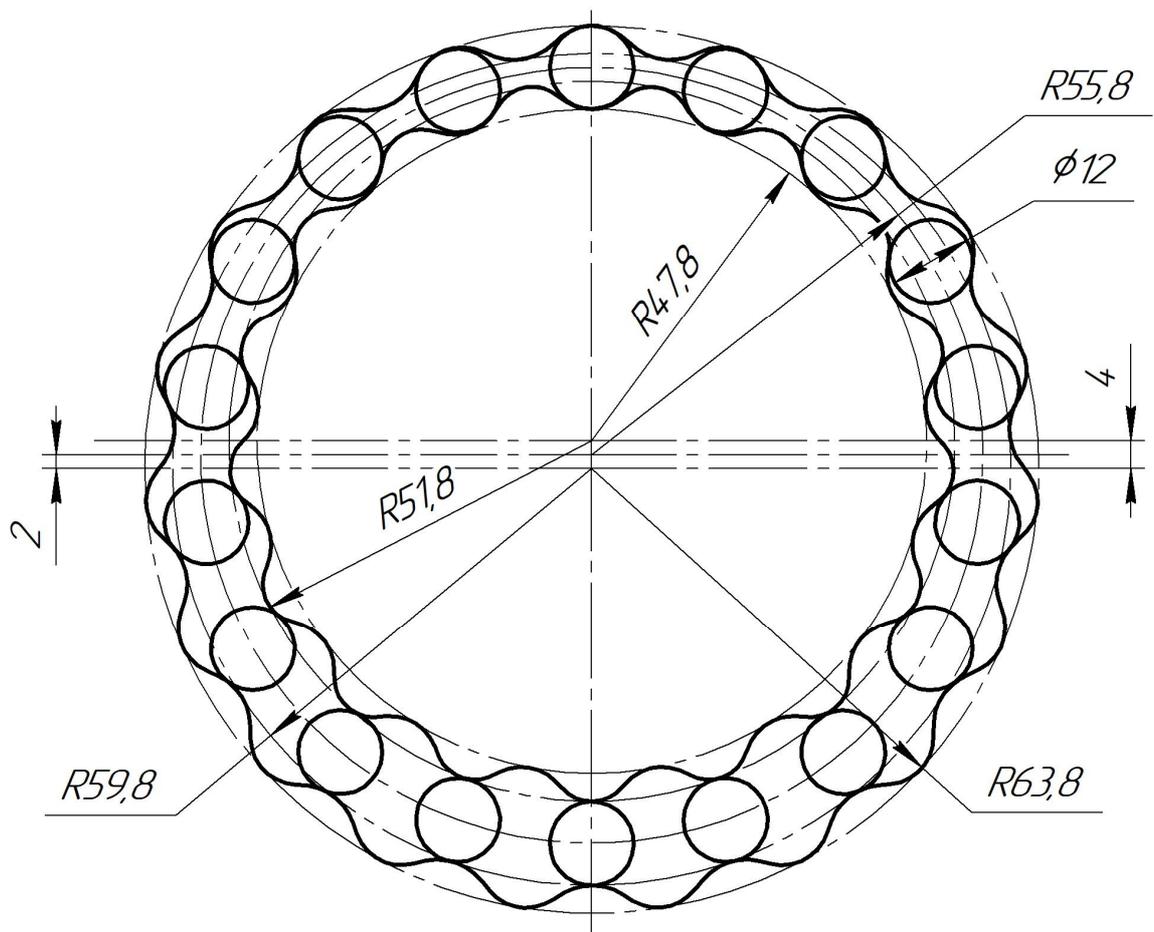


Рисунок 19 – Вторая ступень передачи с ПТКСО

2.3 Уравновешивание эксцентриситета входного узла редуктора

Так как в редукторе имеется эксцентриситет на входном валу редуктора, то в таком случае при больших скоростях вращения, будет присутствовать вибрация. Вибрация сильно влияет на точность позиционирования и в целом на жесткость конструкции любого механизма.

Для уравновешивания эксцентриситета спроектируем конструкцию, которая уравновесит полностью каждую из ступеней передачи. Для этого разделим циклоидальные профили на кулачке и разнесем центр их вращения друг относительно друга на 180° (создадим обратный эксцентриситет). Для реализации такой схемы потребуется создать конструкцию вала по такому же принципу. Такая конструкция вала отчетливо видна на коленчатом валу в

двигателе внутреннего сгорания. Пример такого уравнивания представлен на рисунке 20.

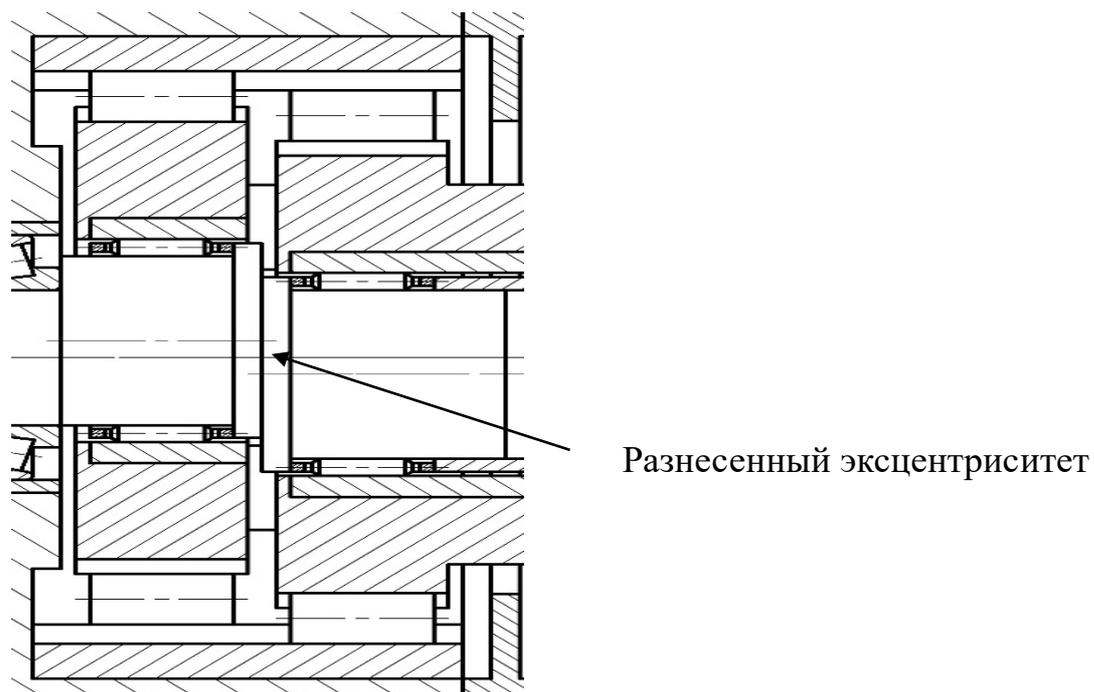


Рисунок 20 – Пример разнесения эксцентриситета в редукторе с ПТКСО

На рисунках 21 и 22 представлены кинематическая схема редуктора без уравнивания и кинематическая схема редуктора с уравниванием соответственно.

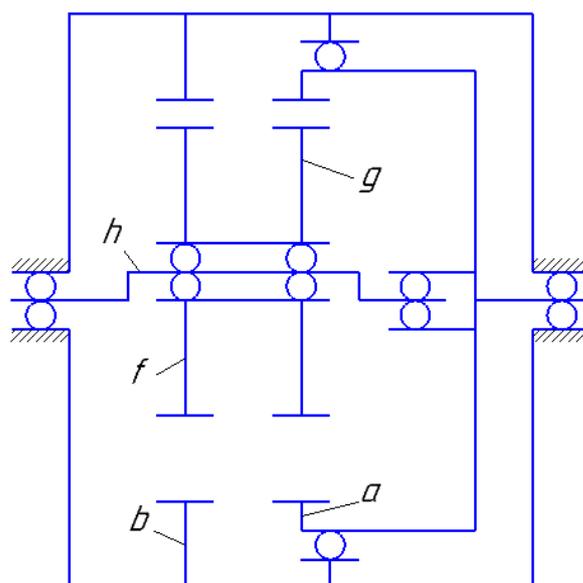


Рисунок 21 – Кинематическая схема редуктора без уравнивания

h – входной вал; f – сателлит кулачка первой ступени; b – неподвижный венец первой ступени; g – сателлит кулачка второй ступени; a – венец выходного вала

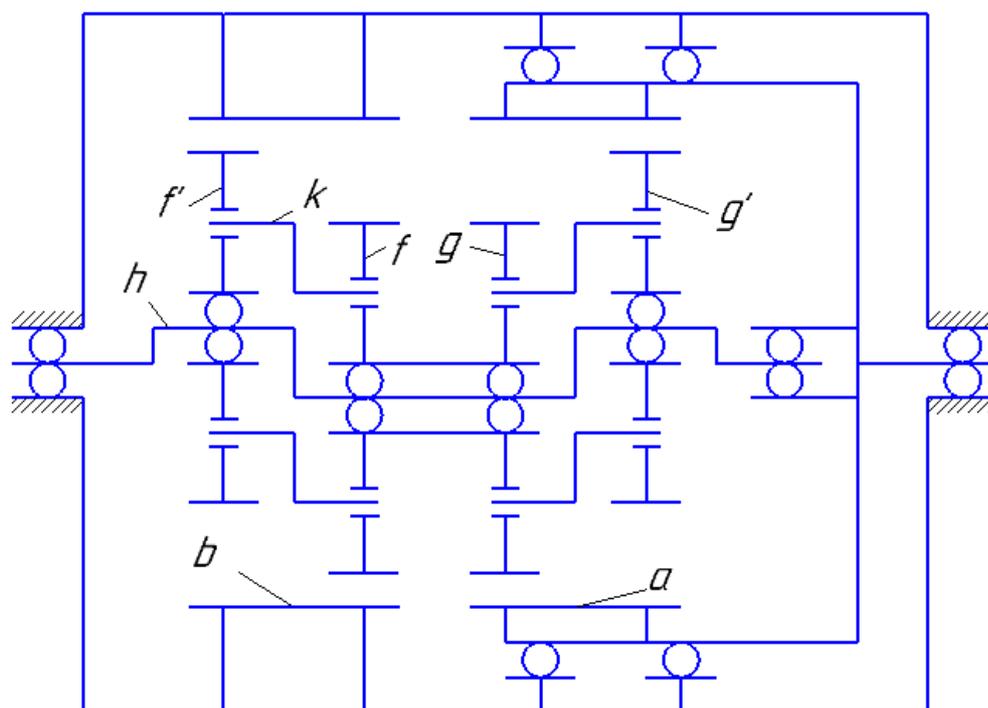


Рисунок 22 – Кинематическая схема редуктора с уравновешиванием
 h – входной вал; f – сателлит кулачка первой ступени; f' – сателлит кулачка первой ступени; b – неподвижный венец первой ступени; g – сателлит кулачка второй ступени; g' – сателлит кулачка второй ступени; a – венец выходного вала

В случае если разнесение произведено и не были соединены профили какими-либо способом, то из двух профилей один будет являться паразитным и не будет передавать момент на последующие ступени.

Для того чтобы избавиться от паразитного профиля и уменьшить габаритные размеры редуктора, за счет введения в работу разделенные профили в полном объеме, принято решение спроектировать систему параллельных кривошипов, которые устанавливаются в отверстия в торцах сателлитов. Кривошип выглядит как показано на рисунке 23. Такая система позволит передать момент с паразитной части профиля.

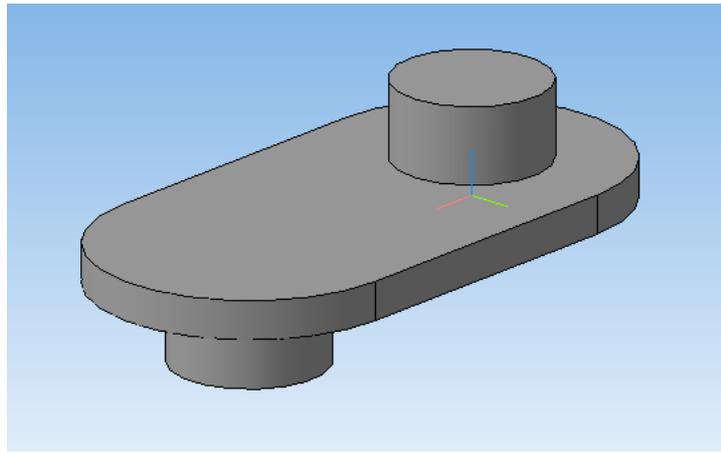


Рисунок 23 – Кривошип системы

Для описания движения кривошипа проанализируем несколько положений в системе координат эксцентрикового вала и представим в графическом виде на рисунке 24.

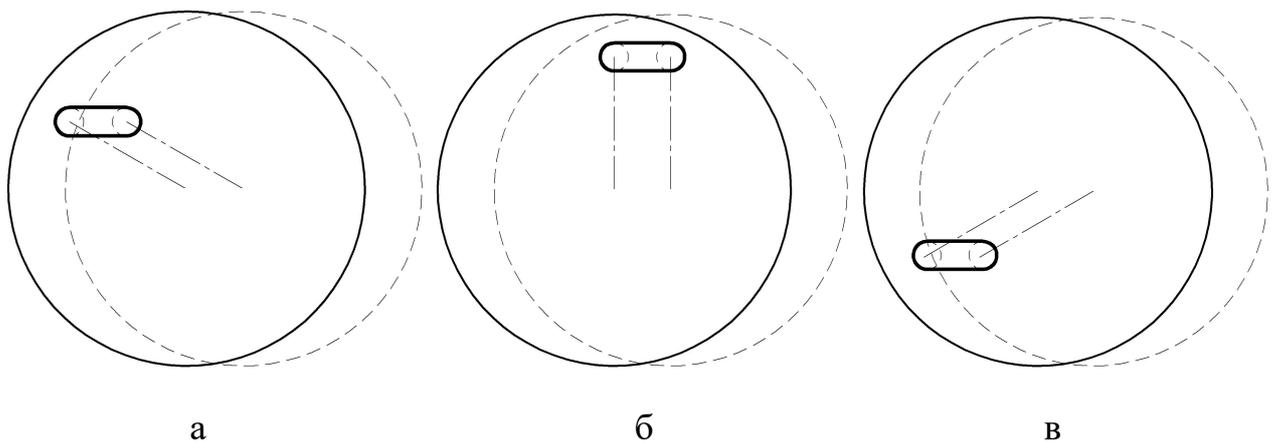


Рисунок 24 – положение кривошипа при повороте кулачка в система вала:
а – 0° против часовой стрелки; б – 60° против часовой стрелки; в – 120° против часовой стрелки

Таким образом механизм будет работать без соударений между кривошипами и валом. Это позволяет спроектировать систему так, что в системе будет находиться определенное количество кривошипов, которое в отдельных случаях может быть сконцентрировано по всей осевой окружности отверстий в сателлите кулачка.

2.4 Расчет силовых характеристик

2.4.1 Расчет усилий в передаче

Определения усилий в зацеплении передачи с ПТКСО выполняются аналогично расчету усилий в цевочном зацеплении [28].

При расчете усилий пренебрегают силами инерции. Поэтому, массы ПТК считаются несоизмеримо малыми в сравнении с рабочими.

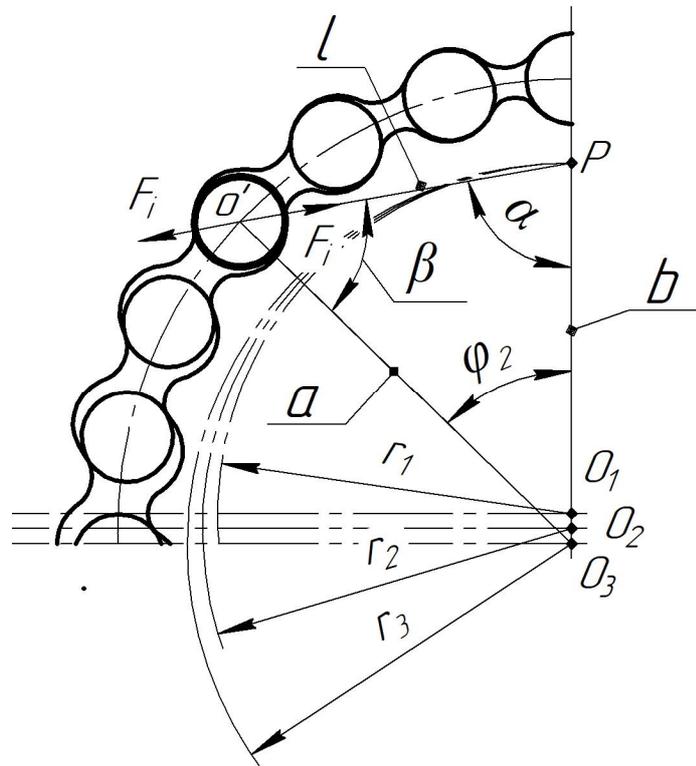


Рисунок 25 – Схема для определения сил в зацеплении

Для расчета используем рисунок 25, на котором изображена схема нагружения в передаче. Здесь P – полюс сцепки; O_1, O_2, O_3 – точки центров кулачка, радиуса центров ПТК (обоймы) и венца соответственно; r_1, r_2, r_3 – радиусы кулачка, также обоймы и венца; $r_{ц}$ – радиус центров тел качения; φ_2 – угол поворота обоймы с телами качения; e_1, e_2 – межцентровое расстояние обоймы и соответственно кулачка и венца; L – расстояние от полюса зацепления до центра i -ого тела качения; F_i – усилие в зацеплении венца (кулачка) и i -ого

тела качения; h – кратчайшее расстояние от центра венца или кулачка до линии действия i -ого усилия в зацепление.

Для определения усилий зацепления воспользуемся формулой (22), которая позволяет рассчитать входной момент, основываясь на силах, возникающих в зацеплении в процессе работы.

$$T_{Вх} = \sum F_i \cdot h_i, \quad (22)$$

где, h_i – плечо от центра вращения входного вала до центра тела качения;

F_i – усилие в контакте одного ПТК

$T_{Вх}$ – входной момент.

Плечо h_i определим геометрически, воспользовавшись рисунком 20 и формулой (23).

$$h_i = b \cdot \sin(\alpha_i), \quad (23)$$

где, b – расстояние от центра профильного колеса (кулачек или венец) до полюса зацепления P .

Расстояние b приравнивается к r_1 для кулачка, или r_3 для венца.

Далее с помощью теоремы синусов из треугольника $O'PO_2$ определим угол поворота α профильной нормали относительно вертикальной оси передачи по формуле [30]:

$$\sin(\alpha_i) = \frac{\sin\varphi_{2i} \cdot r_{ц}}{L_i} \Rightarrow \alpha_i = \arcsin\left(\frac{\sin\varphi_{2i} \cdot r_{ц}}{L_i}\right) \quad (24)$$

Расстояние L_i определим по формуле (15) в зависимости от угла поворота обоймы ПТК.

Используя зависимости (22-24), определим максимальное усилие i -м теле качения (25) и максимальное усилие в зацеплении (26):

$$\frac{F_i}{h_i} = \frac{F_{max}}{b} \quad (25)$$

$$F_{max} = \frac{T_{Вх} \cdot b}{\sum h_i^2} \quad (26)$$

2.4.2 Расчет контактных напряжений

Контактные напряжения образуются в зоне контакта ПТК с циклоидальными профилями передачи.

Контактные напряжения можно определить, воспользовавшись формулой (27) для определения контактной прочности планетарных циклоидальных передач [29]:

$$\sigma_{H \max} = \sqrt{\frac{F \cdot (R_1 + R_2)}{\pi \cdot b \cdot R_1 \cdot R_2 \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (27)$$

где, F – нормальная сила в контакте двух тел;

R_1, R_2 – радиусы кривизны профилей, контактируемых ПТК;

μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона;

E_1, E_2 – модули упругости двух тел.

b – длина линии контакт, в нашем случае длина ролика, $b = 40$ мм.

Нормальной силой контакта будет является максимальное усилие F_{\max} в зацеплении.

Для конструкционных металлов коэффициент Пуассона колеблется в пределах $\mu = 0,25 \dots 0,35$ [31], примем без существенной погрешности $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$.

Модуль Юнга для стали $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Мпа [31], для обоих контактирующих тел соответственно. Радиус кривизны R_2 равен радиусу тел качения $r_{\text{ПТК}}$, следовательно, $R_2 = 6$ мм. Так как ролики постепенно переходят из вогнутого контакта с циклоиды колеса к выпуклому контакту, то радиус кривизны профиля R_1 является величиной переменной в зависимости от поворота колеса на 180° . Используя метод Эйлера-Савари, определяются радиусы кривизны R_1 циклоидальных профилей [32].

Для дальнейшего проектирования редуктора, потребуется максимальные приведенные усилия, возникающее в зацеплении, и контактные напряжения.

В программной среде MS Excel имеется возможность производить сложные расчеты, задавая определенные уравнения для каждой ячейки. Для

облегчения расчета воспользуемся этой средой и рассчитаем приведенное усилие каждого профиля и контактные напряжения в зацеплении каждого из профилей.

В таблице представлен массив данных, которые представляют собой входные данные, основанные на исходных параметрах передачи. Выходными данными являются: приведенное усилие каждой из ступени и контактные напряжения, возникающие во время контакта ПТК и циклоидального профиля.

Приведенное усилие в первой ступени передачи – 17870 Н;

Наибольшее контактное напряжение первой ступени – 1720 МПа;

Приведенное усилие во второй ступени передачи – 23118 Н;

Наибольшее контактное напряжение второй ступени – 1600 МПа.

2.5 Расчет валов редуктора

Для проектирования валов редуктора требуется рассчитать крутящие моменты на входном и выходном валах.

На входном валу момент будет равен $T_{вх} = 18$ Нм, что следует из таблицы 1. Для расчета момента на выходном валу нам потребуется формула (28).

$$T_{вых} = T_{вх} \cdot \eta \cdot i, \quad (28)$$

где, $\eta = 0,88$ – КПД редуктора;

$i = 41,8$ – передаточное число редуктора.

Таким образом крутящий момент на входном валу редуктора $T_{вх} = 18$ Нм, а на выходном валу редуктора $T_{вых} = 662,1$ Нм.

Имея моменты, рассчитаем минимальные диаметры валов по формуле (29) [30].

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]_k}}, \quad (29)$$

где, d – минимальный диаметр вала, мм;

T – крутящий момент, сообщаемые валу, Нм;

$[\tau]_k$ – допускаемое напряжение, Н/мм².

Для сталей 40Х допускаемое напряжение на кручение $[\tau]_k = 20$ МПа

Таким образом для входного вала наименьший диаметр будет равен:

$$d_{\text{вх}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 18000}{3,14 \cdot 20}} \approx 16,7.$$

Для выходного вала наименьший диаметр будет равен:

$$d_{\text{вых}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 662100}{3,14 \cdot 20}} \approx 55,3.$$

Проектирование валов будет произведено непосредственно при разработке конструкции редуктора. Валы следует проектировать исходя из данных расчетов.

2.6 Расчет опор качения

Долговечность подшипника зависит от многих факторов как от внешних факторов (величины и направления нагрузки, частоты вращения, смазочного материала и т), так и от динамической грузоподъёмности подшипка. Существует зависимость между номинальной долговечностью, динамической грузоподъёмностью и действующей на подшипник нагрузки [35]:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right), \quad (30)$$

где, L – номинальная долговечность, ч.;

C – динамическая грузоподъёмность, Н;

P – динамическая нагрузка, Н;

p – показатель степени, для роликовых подшипников $p = 10/3$ [35], для шариковых $p = 3$ [35];

n – частота вращения, об/мин.

Данная формула долговечности выражается через рабочие часы и справедлива, когда частота вращения подшипника постоянная. Задачу будем решать от обратного, т.е. зададимся нужной долговечностью подшипника и найдем необходимую динамическую грузоподъемность. Отсюда по найденной грузоподъемности подберем подшипник качения.

Преобразуем формулу (30) и получим формулу определения динамической грузоподъемности (31).

$$C = F \cdot \sqrt{\frac{L \cdot 60 \cdot n}{10^6}}^{\frac{1}{p}} \quad (31)$$

2.6.1 Расчет подшипников кулачка

Расчет грузоподъемности подшипников произведем для наибольшей приложенной силе $F = 23118$ Н (вторая ступень передачи).

Скорость вращения найдем по формуле (32), используя число тел качения в первой ступени $Z_9 = 23$.

$$n_1 = \frac{2 \cdot n_{\text{вх}}}{Z_9}, \quad (32)$$

Таким образом подставив значения в формулу (32), получаем частоту вращения кулачка.

$$n_1 = \frac{2 \cdot 2000}{23} = 173.9 \text{ об/мин}$$

Зададимся сроком эксплуатации подшипников $L = 12000$ часов = 6 лет.

Имея все необходимые данные рассчитаем по формуле (31) динамическую грузоподъемность подшипников для кулачка.

$$C = 23118 \cdot \sqrt{\frac{12000 \cdot 60 \cdot 173,9}{10^6}}^{\frac{3}{10}} \approx 98455.5 \text{ Н}$$

Так как профили разделены на две части, то полученный результат можно уменьшить в два раза. Таким образом требуемая грузоподъемность для подшипника составит $C = 49227,75$ Н. На основе полученной грузоподъемности выберем следующий подшипник: Подшипник К 38x46x20 ГОСТ 24310 – 80 с динамической грузоподъемностью $C = 52000$ Н. Данных подшипников потребуется 4 штуки, на каждый из профилей по одному подшипнику.

2.6.2 Расчет опор эксцентрикового вала

Для расчета используем схему распределения усилий на валу (рис. 26).

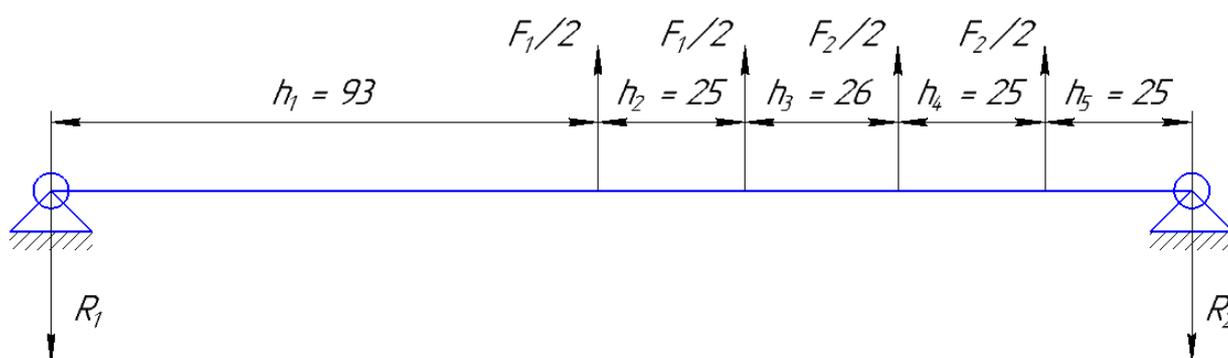


Рисунок – 26 Распределение усилий на эксцентриковом валу

Расчет реакций на опорах будем производить через уравнения статики [36], когда из условия неподвижной системы записываются уравнения равенства нулю, сумм проектных сил на оси и сумм моментов относительно точек опор.

Таким образом, были составлены уравнения статики из расчетной схемы (рис. 23), по которым выразили реакции на опорах системой уравнением (33):

$$\begin{cases} R_1 = \frac{F_1(h_1 + \frac{h_2}{2}) + F_2(h_1 + h_2 + h_3 + \frac{h_4}{2})}{h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5} \\ R_2 = \frac{F_2(h_5 + \frac{h_4}{2}) + F_1(h_5 + h_4 + h_3 + \frac{h_2}{2})}{h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5} \end{cases}, \quad (33)$$

где, F_1 – приведённая сила на профилях колес первого модуля, $F_1 = 17870$ Н;

F_2 – приведённая сила на профилях колес второго модуля, $F_2 = 23118$ Н;

h_1, h_2, h_3, h_3, h_3 – расстояния между точками приложения усилий в соответствии с рисунком 26.

Используя систему (33) и усилия $F_1 = 17870$ Н; $F_2 = 23118$ Н, получаемы реакции $R_1 = 20264$ Н и $R_2 = 12739$ Н.

Рассчитаем динамическую грузоподъемность для каждой из опор, используя формулу (31) и полученные реакции опор.

$$C_1 = 20264 \cdot \sqrt[3]{\frac{12000 \cdot 60 \cdot 2000}{10^6}} = 179570 \text{ Н};$$
$$C_2 = 17870 \cdot \sqrt[3]{\frac{12000 \cdot 60 \cdot 2000}{10^6}} = 158355 \text{ Н}$$

Так как, такие значения грузоподъемности приводят к внушительному увеличению габаритов, то уменьшим срок службы подшипников до 6 лет и пересчитаем грузоподъемность.

$$C_1 = 20264 \cdot \sqrt[3]{\frac{6000 \cdot 60 \cdot 2000}{10^6}} = 73101 \text{ Н};$$
$$C_2 = 17870 \cdot \sqrt[3]{\frac{6000 \cdot 60 \cdot 2000}{10^6}} = 64465 \text{ Н}$$

Таким образом выберем следующие подшипники:

Первая опора – Подшипник 7213А ГОСТ 27365 – 87 с динамической грузоподъемностью $C = 78000$ Н.

Вторая опора – Подшипник 7212А ГОСТ 27365 – 87 с динамической грузоподъемностью $C = 70000$ Н.

2.6.3 Расчет опор выходного вала

Методика выполнения расчета идентична предыдущей. Только расчет основывается на одном усилии $F_2 = 23118$ Н. Расстояние между точкой приложения усилия и опорами определяются по рисунку 27.

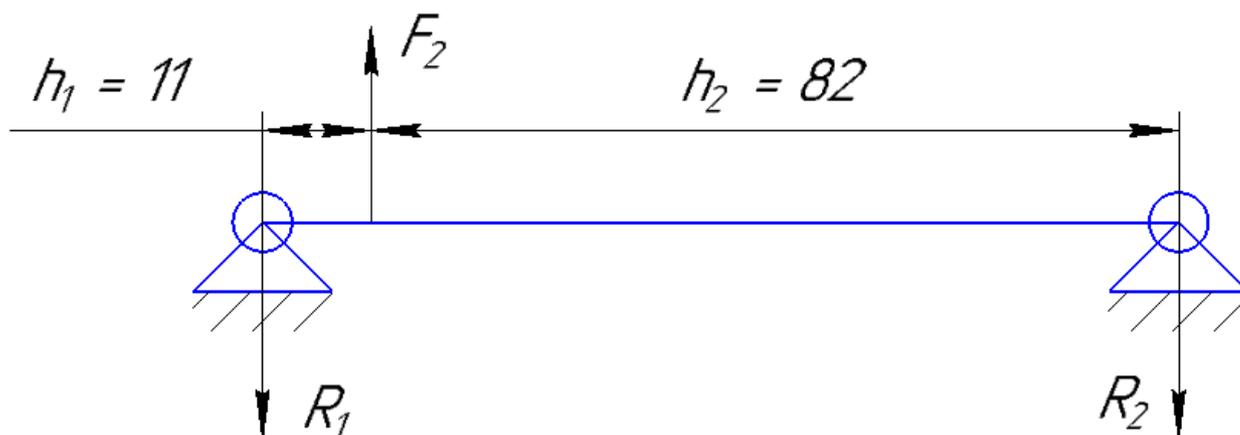


Рисунок 27 – Распределение усилий на выходном валу

Преобразуем систему (33) для выходного вала и получим (34).

$$\begin{cases} R_1 = \frac{F_2 h_1}{h_1 + h_2}, \\ R_2 = \frac{F_2 h_2}{h_1 + h_2} \end{cases}, \quad (34)$$

Решая систему (34), получаем следующие значения: $R_1 = 2734,4$ Н; $R_2 = 20383,6$ Н.

Рассчитаем динамическую грузоподъемность для каждой из опор, используя формулу (31) и полученные реакции опор.

$$C_1 = 2734,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{12000 \cdot 60 \cdot 47,6}{10^6}} = 7894,8 \text{ Н};$$

$$C_2 = 20383,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{12000 \cdot 60 \cdot 47,6}{10^6}} = 58852,2 \text{ Н}$$

Первая опора – Подшипник K155x163x26 DIN5405 – 1 – 2016 с динамической грузоподъемностью $C = 72100$ Н.

Вторая опора – Из условия прочности вала, диаметр вала должен быть больше 65 мм. Поэтому для выбираем Подшипник 7213А ГОСТ 27365 – 87 с динамической грузоподъемностью $C = 78000$ Н.

2.7 Расчет шпоночных соединений

Расчет шпоночных соединений произведем для выходного вала; для неподвижного венца, установленного в корпус; для венца, установленного в выходной вал редуктора; для эксцентрикового вала (т.к. для уравнивания, потребуется вал выполнить сегментным). Для этого воспользуемся условиями прочности на смятие (35) и срез (36) [34].

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{dl_p K} \leq [\sigma_{см}], \quad (35)$$

где l_p - рабочая длина шпонки;

T_k - передаваемый (вращающий) момент;

d - диаметр вала;

$[\sigma_{см}] = 0,3 \dots 0,5\sigma_T$ - допускаемое напряжение на смятие;

K - выступ шпонки от шпоночного паза.

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{dl_p b} \leq [\tau_{ср}] \quad (36)$$

где b — ширина шпонки;

$[\tau_{ср}]$ — допускаемое напряжение на срез.

2.7.1 Расчет шпоночного соединения выходного вала редуктора

Момент на выходном валу $T_{вых} = 662,1$ Нм. Используя (35) найдем длину призматической шпонки без учета скруглений. Для шпонки из стали 45 с твердостью 35 HRC: $[\sigma_{см}] = 210$ МПа; $[\tau_{ср}] = 85$ МПа; $K = 4$ при диаметре вала $d_{вых} = 56$ мм.

$$l_p \geq \frac{2T}{d_{вых}[\sigma_{см}]K}; \quad (37)$$

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 662,1}{0,056 \cdot 210 \cdot 10^6 \cdot 0,004} = 0,028 = 28 \text{ мм}$$

Далее рассчитаем ширину шпонки, используя формулу(36).

$$b \geq \frac{2T}{d_{\text{вых}} l_p [\tau_{cp}]}; \quad (38)$$

$$b \geq \frac{2 \cdot 662,1}{0,056 \cdot 0,028 \cdot 85 \cdot 10^6} \approx 10 \text{ мм}$$

Таким образом на выходном валу будет установлена Шпонка 16x10x36 ГОСТ 23360 – 78.

2.7.2 Расчет соединения венцов

На венцах с внутренним зацеплением предполагается наличие ребер, геометрия которых может быть рассчитана по формулам (37) и (38).

Исходя из расчетов профилей передачи, а именно венца второй ступени, зададимся, что $d_{15} = 140$ мм. Для материала ШХ15: $[\sigma_{см}] = 520$ МПа; $[\tau_{cp}] = 200$ МПа. Для валов диаметром 130...150 мм $K = 8$.

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 662,1}{0,140 \cdot 520 \cdot 10^6 \cdot 0,004} = 0,004 = 4 \text{ мм}$$

Так как, расчетная длина ребра получилась меньше длины профиля, то зададимся, что длина ребра будет равна длине профиля $l_p = 50$ мм.

Далее рассчитаем ширину шпонки, используя формулу(36).

$$b \geq \frac{2 \cdot 662,1}{0,140 \cdot 0,050 \cdot 200 \cdot 10^6} \approx 1 \text{ мм}$$

Для ребра длиной 50 мм, ширина ребра будет равна 1 мм. Из этого следует, что, имея ребро длиной, равной длине венца, можно спроектировать ребро любого сечения, но не менее 1 мм шириной.

Таким образом для данного соединения спроектируем 4 ребра длиной 50 мм, шириной 10 мм, которые будут выступать на 4 мм.

На неподвижном венце первой ступени крутящий момент $T = 18,2 \cdot Z_9 = 18,2 \cdot 23 = 418,6$ Н, $d_{14} = 150$ мм, а длина профиля не изменится, то рассчитанные параметры ребра будут следующими

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 418,6}{0,150 \cdot 520 \cdot 10^6 \cdot 0,004} \approx 0,0027 \approx 3 \text{ мм}$$

$$b \geq \frac{2 \cdot 418,6}{0,150 \cdot 0,050 \cdot 200 \cdot 10^6} \approx 0,5 \text{ мм}$$

Следовательно, для упрощения проектирования зададимся параметрами ребра, идентичными параметрам ребер венца второй ступени.

В итоге, на каждом венце предполагается выполнить по четыре ребра шириной 10 мм, выступом 4 мм и длиной 50 мм.

2.7.3 Расчет шпоночного соединения входного вала

Так как произведено разделение профилей, то эксцентриковый вал будет иметь эксцентриковых сегмента. Рассчитанный минимальный диаметр вала позволяет сделать вал сборной конструкции (цельный вал со шпоночными пазами, на который будут устанавливаться эксцентриковые сегменты).

По аналогии с выходным валом рассчитаем шпонку для каждого сегмента. Для всех сегментов крутящий момент будет равен $T = 18,2$ Нм. Диаметр вала $d_{\text{вх}} = 18$ мм. Для шпонки из стали 45 с твердостью 35 HRC: $[\sigma_{\text{см}}] = 210$ МПа; $[\tau_{\text{ср}}] = 85$ МПа; $K = 2,5$ при диаметре вала $d_{\text{вых}} = 18$ мм.

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 18,2}{0,018 \cdot 210 \cdot 10^6 \cdot 0,0025} \approx 0,004 \approx 4 \text{ мм}$$

$$b \geq \frac{2 \cdot 18,2}{0,018 \cdot 0,004 \cdot 85 \cdot 10^6} \approx 6 \text{ мм}$$

Таким образом на входном валу будут установлены Шпонка 6х6х14 ГОСТ 23360 – 78 в количестве 4 штук (на каждый сегмент по одной шпонке).

2.8 Расчет соединений на срез

Для решения данной задачи нам потребуется крутящий момент $T = 418,6$ Нм. Также, предварительно зададимся диаметром окружности, на которой расположены тела, $d_{06} = 80$ мм и диаметр самих тел $d_6 = 6$ мм.

Из условий прочности определим количество тел качения:

$$\tau_{cp} = \frac{T}{i \cdot A_{cp} \cdot l} \leq [\tau_{cp}], \quad (39)$$

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{i \cdot A_{cm}} \leq [\sigma_{cm}], \quad (40)$$

где, F – силы, рассчитанные исходя из момента;

i – количество тел;

A_{cp} и A_{cm} – площадь поперечного сечения одного тела;

$l = d/2$ – радиус осевой окружности;

$[\tau_{cp}]$ и $[\sigma_{cm}]$ – допустимые напряжения на срез и смятие соответственно.

Для стали 45 с твердостью 35 HRC: $[\sigma_{cm}] = 210$ МПа; $[\tau_{cp}] = 85$ МПа.

$$i \geq \frac{T}{A_{cp}[\tau_{cp}]l} = \frac{418,6}{28 \cdot 10^{-6} \cdot 85 \cdot 10^6 \cdot 0,04} \approx 4;$$

$$i \geq \frac{T}{A_{cm}[\sigma_{cm}]l} = \frac{418,6}{28 \cdot 10^{-6} \cdot 210 \cdot 10^6 \cdot 0,04} \approx 2.$$

По предварительным расчетам потребуется 4 тела диаметром 6 мм. Штифты для соединения – Штифт 6x14 ГОСТ 24296 – 93 количеством 6 штук. Бобышки для кривошипов – нестандартные цилиндрические тела диаметром 6 мм и длиной 4 мм.

Также решим задачу для стяжек корпуса редуктора, найдя необходимый диаметр. Воспользуемся формулами (39) и (40) и определим площадь поперечного сечения стяжек. Для стяжек диаметр окружности, на которой расположены стяжки, $d_c = 210$ мм

$$A_{cp} \cdot 10^{-6} \geq \frac{T}{i[\tau_{cp}]l} = \frac{418,6}{4 \cdot 85 \cdot 10^6 \cdot 0,105} \approx 12 \cdot 10^{-6};$$

$$A_{cm} \cdot 10^{-6} \geq \frac{T}{i[\sigma_{cm}]l} = \frac{418,6}{4 \cdot 210 \cdot 10^6 \cdot 0,105} \approx 5 \cdot 10^{-6}.$$

Таким образом диаметр стяжек будет не менее 4 мм из условия на срез.

Результаты

После проведения проектировочных расчетов, и выбрав электродвигатель, датчик положения и метод уравнивания дисбаланса на входном узле редуктора, был спроектирован сервопривод компактного исполнения, технические характеристики которого представлены в таблице 10.

Таблица 10 – Технические характеристики разработанного сервопривода

Свойство	Значение
Расчетный момент на выходном валу	662,1 Нм
Частота вращения выходного вала	47,62 об/мин
Передаточное отношение редуктора	42
Мощность электродвигателя	3,6 кВт
Выходной вал	Вал Ø58 с призматической шпонкой
Датчики обратной связи: – Серводвигатель (Входной вал) – Редуктор (Выходной вал)	Оптический инкрементальный датчик, 10000 имп/об Магнитный датчик, 184320 имп/об
Точность позиционирования	$\pm 0,1^\circ$
Питание сервопривода	От сети 220 В

Из особенностей конструкции можно выделить несколько моментов:

– Разделенный и разнесенный профиль кулачка позволяет сбалансировать эксцентриситет, тем самым устранить вибрации на этапе эксплуатации;

– В каждой ступени редуктора имеется система параллельных кривошипов, которая соединяет разделенные профили, позволяя передавать момент с обоих профилей;

– Имеется свободное пространство на входном валу, которое позволяет в дальнейшем модернизировать редуктор и установить дополнительный датчик

положения входного вала. Это позволит использовать редуктор с обычными электродвигателями, которые не оснащены датчиками обратной связи.

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

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ61	Стрыгин Константин Валерьевич

Школа	ИШНПТ	Отделение	материаловедения
Уровень образования	магистр	Направление/специальность	машиностроение

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

<p>1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i></p> <p>2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i></p> <p>3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i></p>	<p><i>Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах</i></p>
---	---

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<p>1. <i>Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ</i></p>	<p>1. <i>Потенциальные потребители результатов исследования;</i></p>
<p>2. <i>Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок</i></p>	<p>2. <i>Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения;</i></p> <p>3. <i>SWOT-анализ;</i></p> <p>4. <i>Инициация проекта.</i></p>
<p>3. <i>Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности</i></p>	<p><i>Оценка сравнительной эффективности исследования. Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта</i></p>

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Старикова Е.В.	к.ф.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Стрыгин К.В.		

4.1 Пред проектный анализ. Потенциальные потребители результатов исследования

Целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурс эффективность и ресурсосбережение» является определение перспективности и успешности научно-исследовательского проекта по проектированию редуктора с ПТКСО.

Для достижения цели в данном разделе выпускной квалификационной работы представлены результаты расчетов бюджета научного исследования, оценочная карта сравнения конкурентных технических решений, оценка сравнительной эффективности исследования, рассмотрены различные варианты рисков, связанных с реализацией продукции на потребительском рынке.

Потенциальным потребителем результатов исследования может являться любое машиностроительное предприятие. В особенности производители редукторов и мультипликаторов. Поскольку редукторы используются практически в любой отрасли, где используются машины, то любому машиностроительному предприятию производителю данные результаты исследования будут представлять интерес.

Для анализа потребителей результатов исследования необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование.

4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Целевой рынок – сегменты рынка, на котором будет продаваться в будущем разработка. В свою очередь, сегмент рынка – это особым образом выделенная часть рынка, группы потребителей, обладающих определенными общими признаками.

Заполнить данный пробел может передача с ПТКСО. В данной передаче уменьшается трение тел качения о профили, потому что тела качения

обхватывается с обеих сторон профилями. Компенсируется сила и за счет компенсации сепаратор разгружен.

Сегментирование – это разделение покупателей на однородные группы, для каждой из которых может потребоваться определенный товар (услуга).

Таблица 11 – Карта сегментирования рынка

		Потенциальные отрасли использования редукторов с ПТК		
		Авиастроение	Машиностроение	Космическое машиностроение
Характеристики	Высокий КПД (малые потери)			x
	Материалоёмкость (компактность)	x	x	x
	Надёжность, долговечность	x		x
	Цена		x	

Как видно из карты сегментирования, основным сегментом данного рынка является космическое машиностроение, где требуются высокая компактность и малые потери. Однако помимо космического машиностроения характеристиками проектируемого редуктора могут пользоваться и другие машиностроительные отрасли.

Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения позволяет провести оценку сравнительной эффективности научной разработки и определить направления для ее будущего повышения.

Таблица 12 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы		Конкурентоспособность	
		Б _{к1}	Б _{к2}	К _{к1}	К _{к2}
Технические критерии оценки ресурсоэффективности					
1.Простота изготовления	0,2	4	3	0,4	0,3
2.Энергоэкономичность	0,05	3	4	0,2	0,3
3. Надежность	0,2	4	4	0,4	0,4
4. Материалоемкость	0,05	3	4	0,3	0,4
5.Широта области применения	0,15	4	4	0,4	0,4
Экономические критерии оценки эффективности					
6.Цена	0,2	4	3	0,4	0,3
7. Послепродажное обслуживание	0,05	3	4	0,3	0,4
8. Предполагаемый срок эксплуатации	0,1	4	4	0,4	0,4
Итого	1	29	30	2,8	2,9

К1- Передача с ПТК; К2- Передача с ПТКСО.

Наиболее целесообразным по технологическим и экономическим соображениям является применение передачи с ПТКСО. Целесообразность применение данной передачи обуславливается минимизированным трением в зацеплении.

4.3 SWOT – анализ

Сильные стороны передач с ПТКСО. Эти передачи могут конкурировать на рынке за счет высокой нагрузочной способностью, высоким КПД, малым коэффициентом трения в зацеплении, минимизированным нагревом в местах трения тела качения, и т.п.

Слабые стороны передач с ПТКСО. Как и у всех механизмов в ряду с достоинствами, присутствуют и недостатки в этих передачах. Много вариационных параметров, влияющих на увеличение значений сил в зацеплении.

Таблица 13 – Матрица SWOT

	Сильные стороны:	Слабые стороны:
	<p>C1. Возможность при определенных входных параметрах, выбрать оптимальную модель передачи с ПТК и свободной обоймой.</p> <p>C2. Долгая служба механизма</p> <p>C3. Уменьшение деформации в зацеплении</p> <p>C4. Снижения затрат в эксплуатационный период</p> <p>C5. Повышения нагрузочной способности конструкции</p>	<p>Сл1. Широкий вариационный интервал, что увеличивает затраты времени на расчеты</p> <p>Сл2. Сложный процесс изготовления и сборки в сравнение с обычными зубчатыми редукторами</p> <p>Сл3. Большие затраты на этапе производства.</p> <p>Сл4. Для высокого срока службы работа редуктора требует определённых оптимальных условий</p>

Продолжение таблицы 13

<p>Возможности:</p> <p>V1.Использование гидроабразивной электроэрозионной установки для получения профиля</p> <p>V2. В связи с последними политическими событиями наблюдается тенденция на импортозамещение в данной отрасли.</p> <p>V3.Возможность внедрения технологии в производство</p> <p>V4. Участие в грантах</p> <p>V5. Так как группа имеет знания и опыт в данном направлении, то если возможность улучшить свойства для других изделий.</p>	<p>C1B2 – вероятность расширения потенциальных ипотребителей</p> <p>C1B3 - упрощение длявнедрения технологии в производство за счет оптимальных значений сил в зацеплении</p> <p>C2B2 – позволяют при наличии спроса быстро нарастить объемы производства.</p> <p>C3B2, C4B2 - качество изделия будет являться конкурентным преимуществом на российском рынке.</p>	<p>V1Cл1 – новейшее оборудование, позволит на ранних стадиях исследования, выявить и предотвратить появление брака</p>
---	--	--

Продолжение таблицы 13

<p>Угрозы:</p> <p>У1. Вероятность появления более выгодных предложений на рынке, так как в данном направлении ведется большое количество исследований.</p> <p>У2. Отсутствие оборудования для массового производства</p> <p>У3. Допущенные ошибки на этапе расчётов или проектирования могут привести к полной неработоспособности конструкции.</p> <p>У4. Узкий круг возможных потребителей при наличии на рынке дешёвых, но менее эффективных аналогов.</p>	<p>С1У1-возможность за счет разнообразности этих передач создавать новые и более качественные универсальные изделия.</p>	<p>У2Сл2. Проектируемый продукт может ещё не скоро выйти на рынок потребителей</p> <p>У3Сл1. В случае ошибки в расчётах, всю выполненную работу придётся начать с начала.</p> <p>У4Сл3. Низкий спрос продукции.</p>
--	--	---

Для успешной реализации продукции, придётся уделить большое внимание этапу проектирования, во избежание возможных конструкторских ошибок. Так же для уменьшения брака на всех этапах реализации потребуется

привлечение новейшего оборудования. На данном этапе старт продукции на рынке сложно предугадать. Велика вероятность слабого старта продукции на потребительском рынке из-за низкого спроса. Однако при наличии хорошего спроса можно быстро нарастить объёмы продукции. Ещё не до конца известно, на сколько дороже или дешевле обойдётся данный продукт в сравнении с уже имеющимися аналогами на этапе производства и эксплуатации. Возможно продукция будет долго захватывать рынок потребителей, однако с большой вероятностью можно заявить, что рано или поздно данный механизм завоюет целевой рынок особенно в сферах в который необходимы высокие точности, надёжность, малые потери (космонавтика) и универсальность конструкции.

4.4 Инициация проекта

4.4.1 Цели и результат проекта.

В получении результата заинтересованы следующие стороны, представленные в таблице 14.

Таблица 14 – Заинтересованные стороны проекта

Заинтересованные стороны проекта	Ожидания заинтересованных сторон
Университет	Наличие НИОКР
Студент	Защита магистерского диплома. Получение высшего образования
Предприятия, занимающиеся изготовлением подшипников	Сокращение времени производственного цикла.
Предприятия	Возможность выбора самых оптимальных значений габаритов и сил в зацеплении Снижение себестоимости

Продолжение таблицы 14

Потребители	Низкая стоимость изделий по сравнению, с изделиями полученными стандартными методами. Увеличение срока эксплуатации
Государство	Развитие импортозамещения

В таблице 15 представлена информация о иерархии целей проекта и критериях достижения целей.

Таблица 15 – Цели и результат проекта

Цели проекта:	Спроектировать сервопривод с ПТКСО по схеме 2k-h
Ожидаемые результаты проекта:	Результатом проекта будет являться сборочный чертёж сервопривода и его спецификация
Критерии приемки результата проекта:	Законченная научно-исследовательская работа, авторы которой имеют список публикаций и участие на международных конференциях.
Требования к результату проекта:	Требование: Выполнены проектировочные и проверочные расчёты наиболее слабых узлов механизма.

4.4.2 Организационная структура проекта

Таблица 16 – Рабочая группа проекта

ФИО, основное место работы, должность	Роль в проекте	Функции	Трудо- затраты, час.
Ефременков Егор Алексеевич	Руководитель проекта	отвечает за реализацию проекта в пределах заданных ограничений по ресурсам, координирует деятельность участников проекта	1080
Стрыгин Константин Валерьевич	Исполнитель по проекту	выполняет отдельные работы по проекту	1856

Таблица 17 – Ограничения и допущения проекта

Фактор	Ограничения/ допущения
3.1. Бюджет проекта	450000 руб
3.1.1. Источник финансирования	ИФПМ СО РАН
3.2. Сроки проекта:	08.06.18
3.2.1. Дата утверждения плана управления проектом	01.02.17
3.2.2. Дата завершения проекта	08.06.18

4.5 Планирование управления научно-техническим проектом

4.5.1 Иерархическая структура работ проекта



Рисунок 28 – Иерархическая структура проекта

4.5.2 Контрольные события проекта

Таблица 18 – Контрольные события проекта

Контрольное событие	Дата	Результат (подтверждающий документ)
Определение актуальности проекта	24.03.17	Отчет по актуальности проекта
Анализ существующих решений	24.06.17	Отчет о конкурентных разработках
Обзор редукторов по схеме 2k-h	24.06.17	Отчет о конкурентных разработках
Определение требований к разрабатываемому решению	10.09.17	Техническое задание на проектирование сервопривода
Разработка кинематической схемы	24.11.17	Отчет
Описание геометрических параметров	11.01.18	Отчет
Выбор сервопривода	25.02.18	Технические характеристики сервопривода
1-й этап компоновки	20.04.18	Эскизный проект
Расчет необходимых параметров	10.05.18	Отчет

Продолжение таблицы 18

2-й этап компоновки	20.05.18	Эскизный проект
Проектирование окончательного варианта сервопривода	25.05.18	Сборочный чертеж и спецификация
Оформление необходимых документов	1.06.18	Комплект документов для производства сервопривода

4.5.3 План проекта

Таблица 19 – Календарный план проекта

Название	Длительность, раб. дни	Дата начала-окончания работ	Состав участников (ФИО ответственных исполнителей)
Определение актуальности проекта	38	1.02.17-24.03.17	Ефременков Е.А. Стрыгин К.В.
Анализ существующих решений	65	25.03.17-24.06.17	Стрыгин К.В.
Обзор редукторов по схеме 2к-н	65	25.03.17-24.06.17	Стрыгин К.В.

Продолжение таблицы 19

Определение требований к разрабатываемому решению	55	25.06.17-10.09.17	Ефременков Е.А. Стрыгин К.В.
Разработка кинематической схемы	55	10.09.17-24.11.17	Стрыгин К.В.
Описание геометрических параметров	29	25.11.17-11.01.18	Стрыгин К.В.
Выбор сервопривода	31	12.01.18-25.02.18	Ефременков Е.А. Стрыгин К.В.
1-й этап компоновки	40	26.02.18-20.04.18	Стрыгин К.В.
Расчет необходимых параметров	14	21.04.18-10.05.18	Стрыгин К.В.
2-й этап компоновки	6	11.05.18-20.05.18	Стрыгин К.В.
Проектирование окончательного варианта сервопривода	5	21.05.18-25.05.18	Ефременков Е.А. Стрыгин К.В.
Оформление необходимых документов	5	26.05.18-1.06.18	Ефременков Е.А. Стрыгин К.В.
Итого	408		

4.6 Бюджет научного исследования

4.6.1 Расчет заработной платы

Заработная плата рабочим рассчитана по тарифным ставкам и отработанному времени. Расчёт заработной платы персоналу сведём в таблицу.

Таблица 20 – Расчёт заработной платы

Исполнители	Количество	Зарплата, руб./мес.	Количество отработанных дней	Всего з.п, руб	Дополнительная з.п	Отчисления на социальные нужды
<i>Руководитель</i>	1	25000	134	167500	20100	56280
<i>Исполнитель</i>	1	12000	408	244800	29376	82252,8
<i>Итого</i>				421300	49476	138532,8

Дополнительная заработная плата рассчитывается исходя из 12% от основной заработной платы, работников, непосредственно участвующих в выполнении темы:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}}, \quad (41)$$

Отчисления на социальные нужды

Статья включает в себя отчисления во внебюджетные фонды.

$$C_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}), \quad (42)$$

где $k_{\text{внеб}}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.).

Отчисления на социальные нужды составляет 30%

4.6.2 Накладные расходы

Накладные расходы составляют 80-100 % от суммы основной и дополнительной заработной платы, работников, непосредственно участвующих в выполнении задания.

Расчет накладных расходов ведется по следующей формуле:

$$C_{\text{накл}} = k_{\text{накл}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}), \quad (43)$$

где $k_{\text{накл}}$ – коэффициент накладных расходов.

Таблица 21 – Накладные расходы

Исполнитель	Всего з.п.,руб.	Дополнительная З.п., руб.	Накладные расходы, руб.
Руководитель	167500	20100	168840
Исполнитель	244800	29376	246758,4
Итого			415598,4

Таблица 22 – Полная смета затрат

Статьи	Затраты, руб
Основная заработная плата	421300
Дополнительная заработная плата	49476
Отчисления на социальные нужды	138532,8
Затраты на электроэнергию	10608
Прочие накладные расходы	415598,4
Итого	429585

4.7 Оценка сравнительной эффективности исследования

Аналог 1 – редуктор с зубчатым зацеплением

Аналог 2 – редуктор с ПТК

Таблица 23 – Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Критерии	Весовой коэффициент параметра	Текущий проект	Аналог 1	Аналог 2
Способствует росту производительности труда пользователя	0,2	5	3	4
Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,1	4	2	3
Помехоустойчивость	0,1	3	5	3
Энергосбережение	0,2	5	3	4
Надежность	0,2	5	3	4
Материалоемкость	0,2	5	3	4
Итого баллов	1			

$$I_{\text{ТП}} = 0,2 \cdot 5 + 0,1 \cdot 4 + 0,1 \cdot 3 + 0,2 \cdot 5 + 0,2 \cdot 5 + 0,2 \cdot 5 = 4,7$$

$$\text{Аналог 1} = 0,2 \cdot 3 + 0,1 \cdot 2 + 0,1 \cdot 5 + 0,2 \cdot 3 + 0,2 \cdot 3 + 0,2 \cdot 3 = 3,1$$

$$\text{Аналог 2} = 0,2 \cdot 4 + 0,1 \cdot 3 + 0,1 \cdot 3 + 0,2 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 = 3,8$$

По результатам сравнения вариант исполнения текущего проекта наиболее конкурентоспособен в отличие от других вариантов. Для проектирования привода рекомендуется применять конструкцию, основанную на ПТКСО. Конструкция является наиболее удобной, энергосберегающей, надежной и компактной.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ61	Стрыгину Константину Валерьевичу

Школа	новых производственных технологий	Отделение	материаловедения
Уровень образования	магистратура	Направление/специальность	15.04.01 Машиностроение

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения

*Объектом исследования является силовая машина, которая преобразует электрическую энергию в механическую. Машина может применяться в робототехнике и транспортных устройствах.
Рабочим местом при выполнении работы является аудитория учебного корпуса.*

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Производственная безопасность

1.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:

- физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой;
- действие фактора на организм человека;
- приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ);
- предлагаемые средства защиты;

1.2. Анализ выявленных опасных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:

- механические опасности (источники, средства защиты);
- термические опасности (источники, средства защиты);
- электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты);
- пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения).

Вредными проявлениями факторов производственной среды, которые могут возникнуть на рабочем месте, являются:

1. *Высокая степень шума на рабочем месте.*

- Степень шума не превышает нормы.

2. *Недостаточная освещенность рабочей зоны и недостаток естественного освещения.*

- Для обеспечения требуемой освещенности устанавливаются лампы искусственного освещения.

3. *Пониженная влажность воздуха.*

- Требуется производить проветривание для обеспечения требуемого уровня влажности воздуха.

Психофизиологическими факторами являются: физические статические перегрузки, монотонность труда и умственное перенапряжение.

- Требуется проводить перерывы в работе.

Опасными проявлениями факторов производственной среды, которые могут возникнуть на рабочем месте, являются: электрический ток.

- Требуется обеспечить заземление.

<p>2. Экологическая безопасность:</p> <ul style="list-style-type: none"> – защита селитебной зоны – анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); – анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); – анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); – разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды. 	<p><i>Устройство на этапе проектирования не оказывает влияния на экологию. К отходам можно отнести люминесцентные лампы, которые утилизируются на специальном предприятии, по специальной технологии.</i></p>
<p>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> – перечень возможных ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения; – выбор наиболее типичной ЧС; – разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; – разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий. 	<p><i>В случае пожара, требуется придерживаться плану действий в случае ЧС, разработанном в организации.</i></p>
<p>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. 	<p><i>Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности</i></p> <p><i>1 Специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства: рабочее время, нормы работы за компьютером, контролирующие органы регулируются Трудовым кодексом РФ и СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03.</i></p> <p><i>2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны: оптимальное размещение используемых предметов в рабочей зоне регулируется СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03.</i></p>

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Раденков Тимофей Александрович	-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Стрыгин Константин Валерьевич		

Введение

В разделе «Социальная ответственность» рассмотрены вопросы, связанные с организацией рабочего места инженера-конструктора в соответствии с нормами производственной санитарии, техники безопасности и охраны труда и окружающей среды.

Целью данной работы является проектирование компактного редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой. Данный редуктор при работе с серводвигателем позволит получить стабильные технические характеристики, необходимые для обеспечения точности позиционирования.

Рабочим местом является аудитория учебного корпуса, рабочей зоной является компьютерный стол.

В данном разделе указаны такие вредные факторы, оказывающие негативное влияние на организм человека, как неоптимальный микроклимат помещения, высокий уровень шума и электрический ток. Так же указан характер вредного воздействия данных факторов на организм и последствия их длительного или чрезмерного воздействия.

Так же в работе были указаны ЧС, которые имеют вероятность возникновения на рабочем месте и действия для предотвращения их последствий.

5.1 Производственная безопасность

При разработке редуктора были выявлены следующие опасные и вредные факторы, приведенные в таблице 24:

Таблица 24 – Опасные и вредные факторы при выполнении работ

Источник фактора, наименование видов работ	Факторы (по ГОСТ 12.0.003-2015)		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	
Работы в корпусе: 1) использование компьютера.	<p>1) высокая степень шума на рабочем месте;</p> <p>2) пониженная влажность воздуха;</p> <p>3) высокий уровень электромагнитных излучений;</p> <p>4) недостаточная освещенность рабочей зоны;</p> <p>5) недостаток естественного освещения;</p> <p>6) статическое положение тела в течение длительного времени;</p> <p>7) монотонность работы;</p> <p>8) умственные перегрузки.</p>	<p>1) электрический ток;</p> <p>2) короткое замыкание.</p>	<p>ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования;</p> <p>СанПиН 2.2.2/2.4.1340 – 03;</p> <p>СанПиН 2.2.4.548 – 96;</p> <p>СП 52.13330.2016;</p> <p>ГОСТ 12.1.003–83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности;</p> <p>СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96;</p> <p>СанПиН 2.2.4.3359-16;</p> <p>ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.</p>

5.1.1 Анализ выявленных вредных факторов при разработке проектируемого решения

Микроклимат производственных помещений – состояние внутренней среды помещения, оказывающее воздействие на человека.

Согласно СанПиН 2.2.4.548-96 показателями, характеризующими микроклимат в производственных помещениях, являются: температура

воздуха; температура поверхностей; относительная влажность воздуха; скорость движения воздуха; интенсивность теплового облучения.

Нарушение теплового баланса в условиях высокой температуры может привести к перегреву тела, и как следствие, к тепловым ударам с потерей сознания. В условиях низкой температуры воздуха возможно переохлаждение организма, могут возникнуть простудные болезни, радикулит, бронхит и другие заболевания.

Основные виды работ, выполняемые инженером-конструктором, по степени физической тяжести, относятся к категории легких работ. Оптимальные величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений, в соответствии с периодом года и категорией работ, приведены в СанПиН 2.2.4.548-96.

В помещении предусмотрена система отопления, функционирующая в зимнее время. Она обеспечивает достаточное, постоянное и равномерное нагревание воздуха. В теплое время года температурный режим в помещении зависит от погодных условий на улице. Таким образом, в жаркие дни температура в помещении превышает установленные нормы. Для того чтобы температурный режим в помещении соответствовал норме необходимо установить в аудитории кондиционер, во избежание негативных последствий от высокой температуры в помещении.

Для подачи свежего воздуха в помещение проводится периодическое проветривание.

Освещённость – физическая величина, характеризующая освещение поверхности, создаваемое световым потоком, падающим на эту поверхность. Освещённость измеряется в Люксах (СИ) и обозначают её буквой E.

Работая при освещении плохого качества или низких уровней, люди могут ощущать усталость глаз и переутомление, что приводит к снижению работоспособности. В ряде случаев это может привести к головным болям.

Согласно СП 52.13330.2016 работа за ПК относится к зрительным работам высокой точности III разряда зрительной работы для помещений

жилых и общественных зданий. При данном виде работ общее освещение должно быть 300 лк.

Согласно СНиП II-4-79 в помещениях вычислительных центров необходимо применять систему комбинированного освещения. Уровни освещённости при этом должны составлять 1000-1500 лк и могут быть обеспечены дневным светом, если он имеется, или электрическим светом от общего или локализованного освещения, например, настольных ламп или комбинацией дневного и естественного света. В качестве источников искусственного освещения обычно используются люминесцентные лампы типа ЛБ или ДРЛ, которые попарно объединяются в светильники, которые должны располагаться над рабочими поверхностями равномерно.

Требования к освещенности в помещениях, где установлены компьютеры:

- при выполнении зрительных работ высокой точности общая освещенность должна составлять 300лк, а комбинированная - 750лк;
- при выполнении работ средней точности - 200 и 300лк соответственно.

При правильном проектировании освещения помещения необходимо правильно подбирать схему размещения, количество осветителей и их типа. Широкое применение получили люминесцентные лампы, которые по сравнению с лампами накаливания имеют ряд существенных преимуществ:

- по спектральному составу света они близки к дневному, естественному свету;
- обладают более высоким КПД (в 1,5-2 раза выше, чем КПД ламп накаливания);
- обладают повышенной светоотдачей (в 3-4 раза выше, чем у ламп накаливания);
- более длительный срок службы.

Проанализируем, как происходит освещение на рабочем месте. Размеры источников естественного освещения – окон: 2,5х1,5. Искусственное освещение обеспечивается шестью лампами. Высота комнаты- 3 м, площадь 100 м²

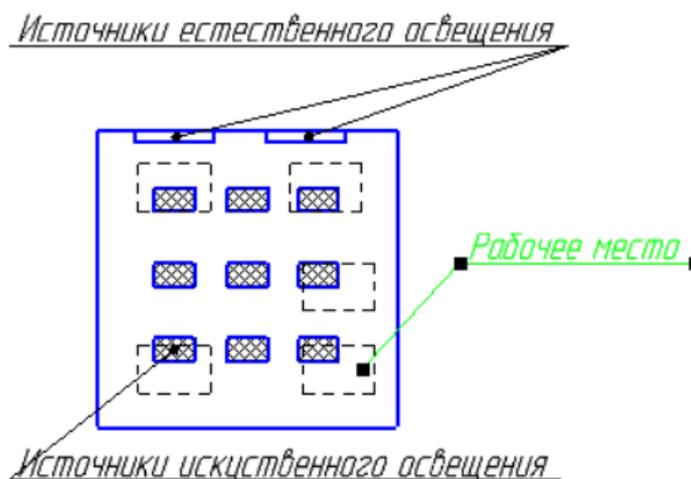


Рисунок 29 – Схема освещения рабочего места

Для светильников с люминесцентными лампами, где известен световой поток, расчет сводится к формуле:

$$N=(E_{нk_3S_z})/(\Phi\eta\gamma)$$

где, N-число светильников;

Φ - световой поток, $2700 \times 4 = 10800$ лм;

$E_{н}$ - нормированная минимальная освещенность, лк. Работу специалиста, в соответствии с этой таблицей, можно отнести к разряду точных работ, следовательно, минимальная освещенность будет $E = 400$ лк;

S_z - площадь освещаемого помещения (в нашем случае $S = 100$ м²);

z – коэффициент неравномерности освещения(при оптимальном расположении светильников 1,1-1,2; пусть $z = 1,15$);

k_3 - коэффициент запаса, учитывающий уменьшение светового потока лампы в результате загрязнения светильников в процессе эксплуатации, при чистке светильников не реже двух раз в год $k_3 = 1,45$;

γ -коэффициент затемнения, примем равным 1;

n -число рядов светильников, определяющихся из соотношения

η - коэффициент использования светового потока, (зависит от типа светильника, коэффициентов отражения светового потока от стен, потолка, пола, а также геометрических размеров помещения и высоты одвеса светильников, что учитывается комплексной характеристикой- индексом помещения:

$$i=AB/[h(A+B)],$$

где, A и B – длина и ширина помещения в плане;

h – высота подвеса светильников над рабочей поверхностью, при уровне рабочей поверхности-0,8м,

$$h=3-0,8=3,2\text{м.}$$

Расстояние между рядами светильников примем 2,5 м, тогда при ширине зала 10 м, $n=5$.

По формуле (41), равно $i=1,78$,

Тогда по формуле (40):

$$N=(400 \times 1,45 \times 100)/(3 \times 10800 \times 0,5 \times 1)=3,5=4\text{шт.}$$

Таким образом светильники будут располагаться в 3 ряда, по 4 светильника в каждом.

На рабочем месте инженера-конструктора в аудитории учебного корпуса, исходя из ГОСТ 12.1.003–83, действует постоянный шум. Шум возникает в помещении при ходьбе, передвижении стульев, открывании двери и окон, сторонних разговоров, а также создается кондиционерами и вентиляторами для охлаждения нагревающихся частей ЭВМ.

Шум ухудшает условия труда, оказывая вредное действие на организм человека. Работающие в условиях длительного шумового воздействия испытывают раздражительность, головные боли, головокружение, снижение памяти, повышенную утомляемость, понижение аппетита, боли в ушах и т. д.

При выполнении основной работы на ПЭВМ уровень шума на рабочем месте не должен превышать 50 дБ. Допустимые уровни звукового давления в помещениях для персонала, осуществляющего эксплуатацию ЭВМ при разных значениях частот, приведены в СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96.

В учебном помещении, где выполняется работа, основной шум исходит от системного блока компьютера. Величина данного шума около 30 дБ, что не превышает нормы.

С целью уменьшения негативного воздействия электромагнитного излучения, возникающего от экрана компьютера, используются специальные

жидкокристаллические мониторы. Так же существуют специальные экранирующие очки и пленки, покрывающие экран, которые обеспечивают дополнительную защиту от электромагнитного излучения.

Психофизическими факторами при данном виде работ являются: статическое положение тела в течение длительного времени, монотонность работы и умственные перегрузки. К статическим факторам, прежде всего, относится вынужденное положение тела во время работы, длительное напряжение отдельных групп мышц.

Профилактика сводится к механизации и автоматизации труда, рационализации рабочей позы путем совершенствования конструкций рабочих мест, гимнастике, смене положения во время перерывов (работал стоя – отдыхаешь сидя и наоборот) и др.

Долгая работа за компьютером является монотонной, что быстро приводит к общей усталости, снижению концентрации и т.п. Для избегания данного фактора выполнялись различные виды работ, делались перерывы на отдых.

Умственные перегрузки связаны с большим объемом информации, обрабатываемой во время проведения исследований и разработки. Они приводят к головным болям, усталости, нервозности и т.п. Для избегания данного фактора было сделано распределение времени на работу с информацией и выполнением других работ, не связанных с умственными нагрузками.

В данном разделе рассматривалось влияние вредных факторов при выполнении работы. Было выявлено, что температурный режим соответствует нормам только в холодное время года, т.к. помещение отапливается, а в теплое время года, температурный режим полностью зависит от температуры на улице. В жаркие дни в помещении бывает повышенная температура. Для урегулирования температурного режима в теплое время года необходимо установить в аудитории кондиционер.

Рассчитанное значение искусственного освещения в аудитории соответствует установленным нормам. Так же соответствует нормам и уровень шума в помещении. Для уменьшения влияния электромагнитного излучения от монитора использовались специальные защитные очки. Расстояние между лицом пользователя и монитором является оптимальным и соответствует нормам.

5.1.2 Анализ выявленных опасных факторов при разработке проектируемого решения

Аудитория учебного корпуса относится к категории помещений без повышенной опасности, т.к. в помещении не имеется токопроводящих полов, токопроводящей пыли, повышенной влажности и т.д.

Блок питания компьютера, монитор, принтер подключены к сети питания имеющей защитное заземление.

Электрический ток, проходя через организм человека, оказывает тепловое (ожоги, нагрев сосудов), механическое (разрыв тканей, сосудов при судорожных сокращениях мышц), химическое (электролиз крови), биологическое (раздражение и возбуждение живой ткани) или комбинированное воздействие.

Основными средствами и способами защиты от поражения электрическим током являются: недоступность токоведущих частей для случайного прикосновения; защитное заземление, зануление или отключение; вывешивание предупреждающих надписей; контроль за состоянием изоляции электрических установок.

Требования электробезопасности электроустановок производственного и бытового назначения приведены в ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты».

Аудитория учебного корпуса, в которой выполнялись работы, является безопасной, все приборы, потребляющие электроэнергию, исправны и подключены к сетевым фильтрам, имеющим предохранитель.

5.2 Экологическая безопасность

5.2.1 Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду

Проектируемый объект не влияет на окружающую среду на этапах его проектирования.

Выполнение работы происходит в учебном корпусе, поэтому к отходам можно отнести люминесцентные лампы.

Люминесцентные лампы представляют собой «чрезвычайно опасные» виды отходов (первый класс опасности отходов). Содержание ртути в любых люминесцентных лампах составляет от 3 до 5 миллиграмм ртути. С учетом этого необходимо обеспечивать определенные условия хранения, их эксплуатации и утилизации.

5.2.2 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды

Любое устройство содержит в себе множество деталей и элементов, обеспечивающих его работу. Соответственно, если даже какая-то часть выходит из строя, остальные же в полном порядке могут быть использованы и в дальнейшем. Благодаря этому существенно сокращаются затраты на производство новой техники, да и подобный сбор и переработка отходов – это выгодное и рациональное решение.

Некоторые элементы, содержащиеся в электронных устройствах, под воздействием солнечных лучей или при попадании влаги, могут окисляться. Это приведет к выбросу в атмосферу значительного количества вредных

веществ, что негативно повлияет на человеческое здоровье и окружающую среду.

Исходя из этого, и с целью продуктивно использовать мусор, а также защитить окружающую среду от опасных выбросов, разрабатываются специальные программы по утилизации электронных устройств, пришедшей в непригодность, позволяющие уничтожить её качественно и безопасно.

Метод утилизации люминесцентных источников света начинается с их сбора и последующей транспортировки на предприятия, которые занимаются демеркуризацией. На практике использованные лампы всех типов должны сдаваться в пункты приема подобных отходов.

Так же специальной утилизации подвергаются люминесцентные лампы. Люминесцентные лампы в г. Томске утилизируются в компании Экотом.

5.3 Безопасность в ЧС

Чрезвычайными ситуациями в аудитории учебного корпуса могут быть пожары. Основы пожарной безопасности определены по ГОСТ 12.1.004-91 и ГОСТ 12.1.010-76.

Все производства по пожарной опасности подразделяются на 5 категорий: А, Б, В, Г, Д. Аудитория учебного корпуса, в котором выполнялась работа, относится к категории В.

Причинами пожара могут быть: токи короткого замыкания, электрические перегрузки, выделение тепла, искрение в местах плохих контактов при соединении проводов, курение в неположенных местах.

5.3.1 Обоснование мероприятий по предотвращению пожара и разработка порядка действия в случае его возникновения

Тушение горящего электрооборудования под напряжением должно осуществляться имеющимися огнетушителями ОУ-5. Чтобы предотвратить

пожар в аудитории, необходимо: содержать помещение в чистоте, убирать своевременно мусор. По окончании работы должна проводиться влажная уборка всех помещений; работа должна проводиться только при исправном электрооборудовании; на видном месте должен быть вывешен план эвакуации из корпуса с указанием оборудования, которое нужно эвакуировать в первую очередь; из помещения последним должен проверить выключены ли нагревательные приборы, электроприборы и т.д. и отключение силовой и осветительной электрической сети.

Для предотвращения пожара в аудитории соблюдаются организационные мероприятия: правильная эксплуатация приборов, установок; правильное содержание помещения; противопожарный инструктаж сотрудников аудитории; издание приказов по вопросам усиления ПБ; организация добровольных пожарных дружин, пожарно-технических комиссий; наличие наглядных пособий и т.п.

Алгоритм действий при пожаре

1. Необходимо немедленно вызвать пожарную охрану по телефону "01", сообщив свой точный адрес, объект пожара и встретить пожарную охрану.
2. Если горение только началось, его легко затушить водой, накрыть толстым одеялом, покрывалом, забросать песком, землей;
3. Ни в коем случае не тушить водой горящие электропроводку и электроприборы, находящиеся под напряжением - это опасно для жизни;
4. Если невозможно справиться с огнем, и пожар принимает угрожающие размеры, срочно покиньте помещение.

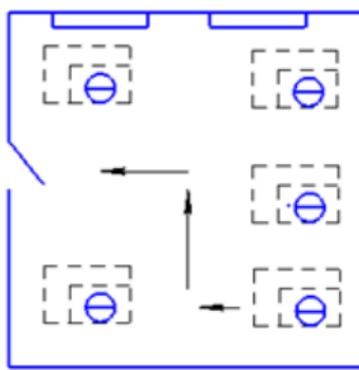


Рисунок 30 – План эвакуации из комнаты

5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

5.4.1 Специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства

Согласно трудовому кодексу РФ и СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03: продолжительность рабочего дня не превышает 40 часов в неделю; время работы за компьютером не превышает 6 часов за смену; делаются периодические перерывы в работе за ПК продолжительностью 10-15 минут через каждые 45-60 минут работы; во время перерывов выполняются комплексы упражнений и осуществляется проветривание помещения.

Государственный санитарно-эпидемиологический надзор за производством и эксплуатацией ПЭВМ осуществляется в соответствии с СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03.

Производственный контроль за соблюдением санитарных правил осуществляется организациями, эксплуатирующими ПЭВМ.

Существуют также специализированные органы, осуществляющие государственный контроль и надзор в организациях на предмет соблюдения существующих правил и норм. К таким органам относятся: Федеральная инспекция труда; Государственная экспертиза условий труда Федеральная служба по труду и занятости населения (Минтруда России Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору (Госгортехнадзор, Госэнергонадзор, Госатомнадзор России)); Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека (Госсанэпиднадзор России) и др.

При проектировании редуктора время работы за компьютером не превышало установленные нормы. Перерывы в работе за ПК осуществлялись за счет смены деятельности.

5.4.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны

В процессе работы, все используемые предметы находятся в зоне досягаемости. Оптимальное размещение предметов труда и документации в зонах досягаемости приведено на рисунке 31.

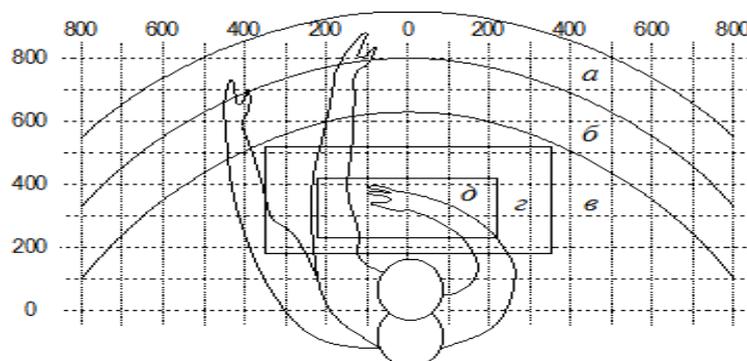


Рисунок 31 – Оптимальное размещение предметов труда и документации в зонах досягаемости

На рисунке введены следующие обозначения: а - зона максимальной досягаемости; б - зона досягаемости пальцев при вытянутой руке; в - зона легкой досягаемости ладони; г - оптимальное пространство для грубой ручной работы; д - оптимальное пространство для тонкой ручной работы.

Монитор размещен в зоне а (в центре), системный блок размещен в предусмотренной нише стола, клавиатура – в зоне г/д, «мышь» – в зоне в (справа); документация, необходимая при работе – в зоне легкой досягаемости ладони – в, а в выдвижных ящиках стола – литература, неиспользуемая постоянно.

Для повышения комфорта в процессе работы за ПЭВМ, следует соблюдать нормы и требования, изложенные в СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03.

Выводы по разделу «Социальная ответственность»

При анализе учебной аудитории, в которой выполнялись работы по проектированию редуктора, было выявлено, что микроклимат в помещении соответствует нормам только в холодное время года, а в теплое время года, температурный режим полностью зависит от температуры на улице. Значение искусственного освещения в аудитории, равное 273 лк, соответствует установленным нормам. Так же соответствует нормам и уровень шума в помещении, равный 30 дБ.

Были выявлены психофизические факторы при данном виде работ: статическое положение тела в течение длительного времени, монотонность работы и умственные перегрузки.

Аудитория учебного корпуса относится к категории помещений без повышенной опасности, т.к. в помещении не имеется токопроводящих полов, токопроводящей пыли, повышенной влажности и т.д. Помещение снабжено пожарной сигнализацией, огнетушителем и планом эвакуации. Все электронные приборы подключены к сети питания имеющей защитное заземление.

Разрабатываемый объект необходимо утилизировать в специальные контейнеры для электронных устройств. Так же вредными отходами в процессе работы являются люминесцентные лампы, они подвергаются утилизации в специальные контейнеры перерабатывающих компаний.

Рабочее место оптимально организовано, график работы не превышает установленных норм.

Используемая аудитория учебного корпуса соответствует установленным нормам ГОСТов и СНиПов, кроме микроклимата в теплое время года. Для полного соответствия нормам необходимо установить в помещении кондиционер.

Заключение

В заключении стоит отметить, что поставленная цель диссертации достигнута, разработан сервопривод компактного исполнения на базе редуктора с ПТКСО, который имеет уравновешенный эксцентриситет на входном узле.

Все поставленные задачи решены:

- Проведен обзор современных решений, применяемых в конструкции приводной техники;

- Проанализирована современная конструкция редукторов, разработанных по схеме 2k-h;

- Спроектирован редуктор с ПТКСО компактного исполнения.

Спроектированный сервопривод может быть применен в машиностроительной сфере, в следующих устройствах: тактовый конвейер; в системах позиционирования солнечных панелей; в промышленных роботах повышенной мощности и т.п.

Компактность и точность позиционирования сервопривода позволяет выполнять тяжелые работы с сохранением точностных характеристик исполнительных органов машин.

Список выступлений и публикаций

Выступления:

«Анализ конструкции сервопривода, применяемого в робототехнике» – Конференция «Современные проблемы машиностроения 2017» – Декабрь 2017 года.

Публикации:

«Исследование возможности уравнивания входного узла редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой» – Электронные и электромеханические системы и устройства: тезисы докладов научно-технической конференции молодых специалистов (Томск, 12-13 апреля 2018 г.) / АО «НПЦ «Полюс». – Томск, 2018. – 348 с.

Список использованных источников

1. Панкратов Э.Н. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства: Практикум лидера-проектировщика. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 1998. – 295 с.
2. Цыкин Г.С. Отрицательная обратная связь и ее применение. – М.: Государственное издательство литературы по вопросам связи и радио, 1940. – 137 с.
3. Королев, С. В. Сервопривод для управления станками с ЧПУ / С. В. Королев ; науч. рук. Т. Е. Жуковская // Актуальные проблемы энергетики : материалы 70-й научно-технической конференции студентов и аспирантов / Белорусский национальный технический университет, Энергетический факультет. Секция 6: Электротехника и электроника. – Минск, 2014. – С. 266-269.
4. HSD Mechatronics [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.hsdusa.com/> (Дата обращения: 1.02.2018)
5. Fucuta [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.fukuta-motor.com.tw/en/aboutus.html> (Дата обращения: 1.02.2018)
6. SEW Eurodrive [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.sew-eurodrive.ru/kompanija/kompanija.html> (Дата обращения: 1.02.2018)
7. Darxton класс точности. Серводвигатель SM150-G18020LZ [Электронный ресурс]. – URL: https://darxton.ru/catalog_item/servodvigatel-sm150-g18020lz (Дата обращения: 20.02.2018)
8. Fucuta. Synchronous servo motors [Электронный ресурс]. – URL: <https://catalog.prm-catalog.com/?ID=376&co=3623&lang=en> (Дата обращения: 20.02.2018)
9. SEW Eurodrive. Синхронные серводвигатели серии CMP [Электронный ресурс]. – URL: https://www.sew-eurodrive.kz/produkty/servoprivody/servodvigateli/sinkhronnye_servodvigateli_cmp

[_vysokodinamichnye/sinkhronnye_servodvigateli_cmp_vysokodinamichnye.html](http://vysokodinamichnye/sinkhronnye_servodvigateli_cmp_vysokodinamichnye.html)

(Дата обращения: 20.02.2018)

10. SEW Eurodrive. Синхронный серводвигатель CMP80M [Электронный ресурс]. – URL: https://www.sew-eurodrive.kz/os/catalog/products/drives/servogearmotor/default.aspx?language=ru_RU&country=KZ (Дата обращения: 20.02.2018)

11. Кинематический анализ планетарно-цевочных механизмов / А.С. Иванов [и др.] // Вестник машиностроения. – 2012. – №8 – С.22-25.

12. Onvio – Cycloidal Gearbox [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.onviollc.com/cycloidal-gearbox-speed-reducers/> (Дата обращения: 23.02.2018)

13. Ефременков Е.А., Ан И-Кан, Панкратов Э.Н. Передача с промежуточными звеньями // Патент России №2319051. 2008. Бюл. №7.

14. [Ефременков](#) Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308, №1. – С.131-135.

15. Кудрявцев В.Н. Упрощенные расчеты зубчатых передач. Монография. – М.: Машгиз, 1960. – 62 с.

16. Грушин А.С. Разработка и исследование главного привода перемешивателя сыпучих материалов: дис. ... маг. – Томск. 2017. – С.122.

17. Леонтьев А.Г. Электронная книга по электромеханике [Электронный ресурс]. – URL: <http://elib.spbstu.ru/dl/059/Head.html> (Дата обращения: 24.05.2017).

18. Современный электропривод станков с ЧПУ и промышленных роботов / Михайлов О.П., Орлова Р.Т., Пальцев А.В. – М. Высш. шк., – 1989. – 111 с.: ил.

19. Сервотехника – Нева [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.servotechnica.spb.ru/> (Дата обращения: 25.03.2018).

20. Renishaw [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.renishaw.ru/ru/renishaw-enhancing-efficiency-in-manufacturing-and-healthcare--1030> (Дата обращения: 25.03.2018).
21. ASM [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.asm-sensor.com/en/posirot-magnetisch-absolut.html> (Дата обращения: 25.03.2018).
22. Сервотехника – Нева. Инкрементальные энкодеры KUBLER [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.servotechnica.spb.ru/kubler/ink.html> (Дата обращения: 26.03.2018).
23. Renishaw. LM13 Magnetic ring encoder system [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.rls.si/en/lm13-magnetic-ring-encoder-system> (Дата обращения: 27.03.2018).
24. ASM. Posirot PMIS4/PMIR7 Incremental magnetic encoder rings [Электронный ресурс]. – URL: http://www.sensores-de-medida.es/uploads/sensores_de_angulo_magneticos_pmir.pdf (Дата обращения: 28.03.2018).
25. Детали машин. Версия 1.0: учеб. пособие к практ. занятиям / Н. И. Галибей, В. И. Сенькин, В. И. Кулешов. [Электронный ресурс]. – URL: http://files.lib.sfu-kras.ru/ebibl/umkd/322/u_practice.pdf (Дата обращения: 15.01.2018).
26. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.
27. Efremenkov E.A. Calculation of Temperature of Heating of Speed Reducers On The Basis of Transmissions with IRB// IFOST 2006: The 1st International Forum on Strategic Technology (Ulsan, October 18-20, 2006) / University of Ulsan, Republic of Korea. — Ulsan: 2006. — P. 342-343.
28. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.
29. Беляев А.Е. Механические передачи с шариковыми промежуточными телами. - Томск: ТПУ, 1992. – 231 с.

30. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах / В. И. Анурьев; Под ред. И. Н. Жестковой. Т. 2. – М.: Машиностроение, 2006.
31. Кобза Е.Е., Ефременков Е.А., Демидов В.Н. Анализ распределения усилий в зацеплении циклоидальной передачи с учетом погрешностей изготовления звеньев // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Т. 321. – № 2. – С. 22–26.
32. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах / В. И. Анурьев; Под ред. И. Н. Жестковой. Т. 1. – М.: Машиностроение, 2006.
33. Ефременков Е.А. Определение допустимых значений радиуса тела качения при проектировании передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой // Вестник ИжГТУ, №4 (60). Издательство ИжГТУ – 2013. – С. 13-17.
34. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность. Учебное пособие. — М.: Форум, Инфра-М, 2011. — 224 с.: ил.
35. Подшипники качения: Справочник - каталог / Коросташевский Р.В., Нарышкин В.Н., Старостин В.Ф. , Под ред. Нарышкина В.Н., Коросташевского Р.В., - М.: Машиностроение, 1984.-280 с.
36. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: Учеб. для втузов.— 10-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 1986.— 416 с.

Приложение А

Раздел на иностранном языке

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Стрыгин К.В.		

Консультант школы ИШНПТ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Ефременков Е.А.	к.т.н.		

Консультант школы ШБИЦ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Демьяненко Н.В.	-		

1 Review of modern design solutions in mechanical engineering, applicable to servomotors and gearboxes with IREFC

1.1 Servo drives in modern engineering

Servo drive is a mechanical drive with automatic state correction via internal negative feedback, in accordance with parameters specified from the outside. Negative feedback - a feedback form in which a change of the output signal leads to the input signal change, which counteracts the initial change. Negative feedback allows making the system more stable to random variation of parameters [2].

The concept of servo drives refers to hydraulic, pneumatic and electromechanical devices. More often, a servo drive is called an electric drive, which includes an electric motor, a reducer, a control unit and feedback sensors [3].

The schematic diagram of the servo drive is shown in Figure 1, where 1 is a servomotor including an M-electric motor and Д1-a feedback sensor measuring the rotational speed of the motor shaft, P - reducer, Д2 - feedback sensor, which measures the speed of the output shaft of the reducer, БУ - the control unit of the servo motor, ИО is the executive body of the mechanism.

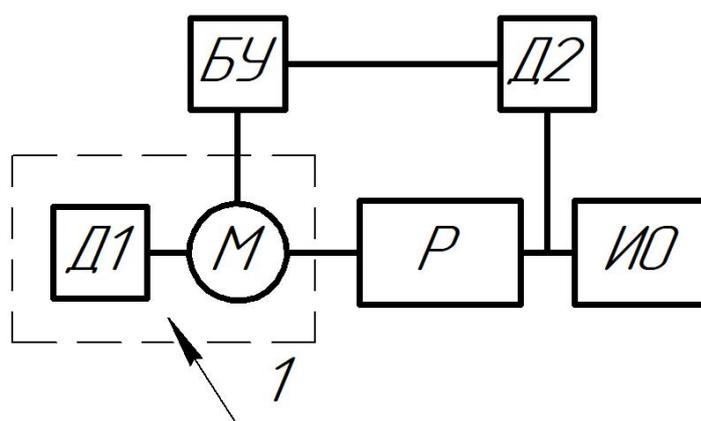


Figure 1 – The schematic diagram of the servo drive

If we consider the principle of operation of various servo drives, then we can distinguish several basic stages.

Specifying the required parameters:

- Enter the value of the required speed or position of the output shaft of the gearbox in the control unit (BY);

- The control unit (BY) sets the speed of the servomotor shaft.

Servo operation:

- The electric motor (M) collects the shaft rotation frequency and drives the output shaft of the reducer;

- The sensor (Д1) measures the speed of the motor; the sensor (Д2) measures the speed of the output shaft. Simultaneously, both sensors transmit information to the control unit (BY).

Correction of servo operation:

- The control unit (VU), constantly receiving data from the sensors compares the obtained values with the preset values and programs the servomotor by a certain value of the speed.

1.2 Modern synchronous servomotors

For the servo drive, consider several manufacturers of electric motors:

- HSD – American manufacturer of drive technology [4],

- Fukuta - the manufacturer of electric motors [5],

- SEW Eurodrive – Russian manufacturer of drive technology [6].

HSD introduces line of servomotors SM, which is a gate rotor brushless motors with rare earth magnets. This type of engine used in the drives of the conveyor belts and transport, CNC machines. The advantages of such engines are:

- High specific power;

- Wide range of rotation frequencies;

- High overload capacity;

- The efficiency is more than 90%.

The brushless servomotor SM150-G18020LZ [7], presented in Figure 2, the technical characteristics of which are presented in Table 1.



Figure 2 – The brushless servomotor SM150-G18020LZ

Table 1 - Specifications of the brushless servomotor SM150-G18020LZ

Property	Value
Power supply, V	220
power, kWt	3.6
Rated torque, Nm	18
Speed, rpm	2000
Square flange, mm	150 x 150
Length, mm	250
Encoder	Optical incremental encoder, 10,000 pulses per revolution

Fukuta manufactures PNVF-90 series servomotors. These servomotors with the construction of medium and low inertia. The series has constant torque control and flexible speed control with a servo or closed-loop vector control with feedback. Traffic control meets the requirements of high accuracy of motion. The servomotor is used in automatic systems, machine tools and production equipment.



Figure 3 – The servomotor PNVF-90M

The PNVF-90M [8] servomotor, shown in Figure 3, can provide the required servo operation parameters. The servomotor is equipped with a magnetic sensor, which indicates a high accuracy when measuring the parameters of the motor.

Table 2 - Specifications of the PNVF-90M servomotor

Property	Value
Power supply, V	220
power, kWt	3,7
Rated torque, Nm	17,8
Speed, rpm	2000
Square flange, mm	180 x 180
Length, mm	304
Encoder	1024PPR RS422

SEW Eurodrive has in its nomenclature highly dynamic synchronous servomotors of the SMR series in compact design. Synchronous servomotors can be used anywhere to achieve fast cycles of simple and accurate movement of the heaviest loads.

Servomotor CMP80M [9], has a sensor in the form of a resolver, which converts the rotation into electric current and thereby determines the rotation speed of the servo motor shaft. The appearance of the servomotor is shown in Figure 4.



Figure 4 – Highly Dynamic Synchronous Servomotor CMP80M

Table 3 - Specifications of the CMP80M servomotor [10]

Property	Value
Power supply, V	400
power, kWt	3,5
Rated torque, Nm	17,8
Speed, rpm	2000
Square flange, mm	138 x 138
Length, mm	298
Encoder	Resolver own production

Based on the above information, it can be concluded that servomotors have, relative to each other, a similar design.

– Servomotors are an electric motor, with the rear position of the encoder (encoder). This makes it possible to bring the support of the electric motor and the reducer closer together.

- All servomotors have the shape of a square in the cross-sectional area. There is a need to orient the entire structure, since this is due to positioning accuracy.
- Power servomotors mainly have a voltage of 220 V. Voltage allows the use of electric motors in many areas in the widespread electrical networks.
- All servo drives are provided with an adjusting collar, which allows basing the installed reducers and other mechanisms. Adjusting collar is made with the requirement of alignment. This indicates that the axis of rotation of the servo motor will be connected to the axis of the reducer.

1.3 Analysis of the design of the gearboxes made according to the scheme 2k-h

Today Scheme 2k-h produced Gear rack drive [11, 12] and the planetary type [13, 14]. Here it is worth noting that under the planetary reducer we will adopt a reducer with cycloidal profiles, since in the reducer with gear involute engagement there is a whole complex of parameters that must be taken into account when calculating the strength of the teeth [15]. When, only a contact voltage is calculated in the gearbox with a cycloidal profile.

Onvio, presented in Figure 5, implements transmission scheme 2k-h. This type of gearboxes has an input eccentric shaft in the design, on which bearings are installed, which allow to rotate the carrier in the form of a two-seat satellite. The first crown of the satellite is in contact with the fixed pegs fixed in the casing. Rotating on the shaft carrier, the second ring is in contact with the ferrules installed in the output flange. The output flange rotates by means of balls mounted between the body and the flange.



Figure 5 – Onvio Gear Reducer

If we talk about a gearbox with a IREFC designed according to the $2k-h$ scheme, the main difference will be the fact that instead of sockets we use PTCs and crowns that have internal cycloidal teeth. IRE are rollers or balls which roll between the planet and crown with internal gearing. The satellites are cycloidal and identical to the satellites in the fork reduction gear.

FC is an unloaded separator, which is released from the transfer of any load. It performs only the function of holding the rolling elements in the profile at a certain distance from each other.

Among the promising analogues, it is possible to distinguish a reducer with IREFC presented in Figures 6 and 7.

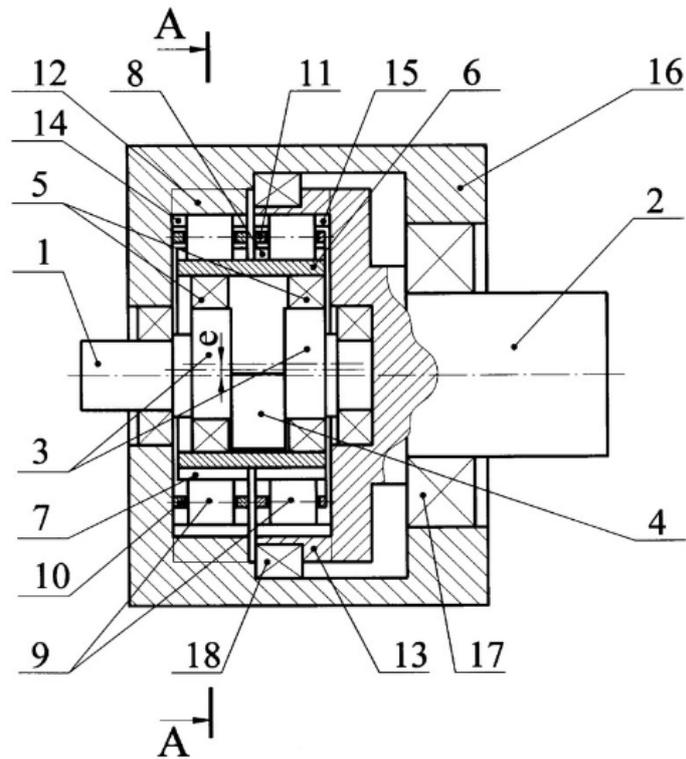


Figure 6 - Design of the reducer with IREFC (main view)

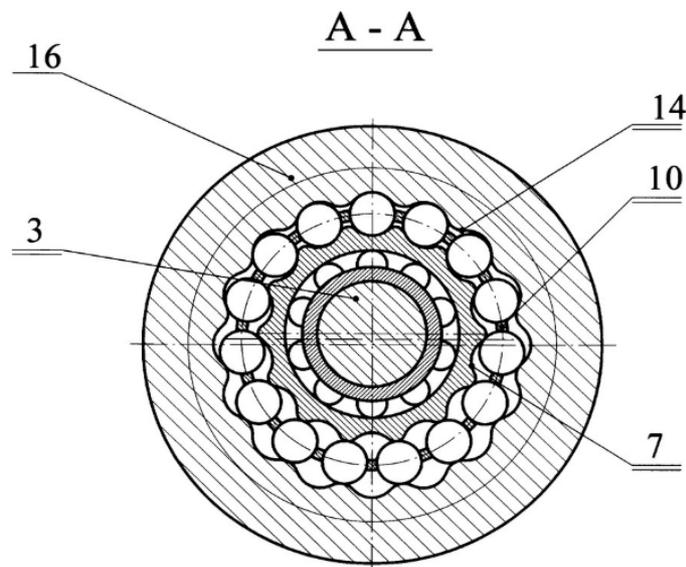


Figure 7 - Cross section of one of the stages of the gearbox with IREFC

On the input shaft 1, on which there are eccentric disks 3 and counterweight 4, torque is applied. The two-seat satellite 6 rotates on the bearings 5. In the first stage, the rolling elements 9, mounted in the cage 10, are rolled between the stationary cycloidal ring 12 and the satellite. In the second stage, the rolling bodies are also mounted in the cage 11 and move between the satellite and the movable cycloidal ring 13. In the steps of the rolling element, move along the cycloidal profiles: the first stage

- 7 and 14; the second stage - 8 and 15. The mobile cycloidal crown is integrated with the output shaft 2 from which the moment is removed. The whole structure is enclosed in the housing 16. The output shaft with a cycloidal ring is mounted on bearings in the form of bearings 17 and 18.

The gear ratio i of this gearbox is calculated as follows:

$$i = \frac{1}{1 - \frac{Z_{12}Z_8}{Z_7Z_{15}}}$$

where Z_{12} is the number of protrusions or depressions on the fixed crown 12;

Z_7 - number of protrusions or depressions on the cycloidal profile of the satellite 7;

Z_{15} - number of protrusions or depressions on the movable crown 15;

Z_8 - number of protrusions or depressions on the cycloidal profile of the satellite 8.

Stopping on the cycloidal profiles, it can be noted that the number of teeth here differs by two teeth:

$$Z_{7,8} = Z_{12,15} - 2,$$

where, $Z_{7,8}$ - number of teeth on the satellite in the first stage of transmission;

$Z_{12,15}$ - the number of teeth on the crown in the first gear stage.

If we talk about the rolling elements, then there is also a dependence:

$$Z_9 = Z_{12,15} - 1 = Z_{7,8} + 1$$

where Z_9 - number of rolling elements involved in one transmission stage.

The most complete complex of high technical characteristics provides transmission with IREFC. The mass-size parameters of this transmission are reduced by more than 5% compared to the IRE transmissions used in production, the transmission efficiency can reach 0.97, which is comparable with the involute transmissions with a large gear ratio. This transmission has a large range of gear ratios in one stage, which will allow the servo drive to be designed in a compact design [16].

1.4 Overview of position sensors for rotary mechanisms

The servo drive must contain a position sensor on the output shaft, which allows the position of the shaft to be fixed. Position sensors can be conditionally divided into the following categories [17]:

- Magnetoinductive;
- Magnetoelectric;
- Optoelectrical.

Such sensors are called rotor position sensors (RPS), which allow determining the position of the rotor of the electric drive. This information, obtained from the RPS, is used to control the electric motors.

RPS is often used to stabilize and determine the rotational speed of the shaft of an electric machine. Also, if the RPS is mounted on the motor shaft, it is possible to use the RPS to determine the position of the output shaft, but at the same time the control accuracy is reduced. Therefore, the RPS must be installed on the drive output shaft.

The analog of RPS is the sensors of the angle of rotation (SAR). SAR is a device for converting rotation or angle of rotation into an analog or electrical signal. SAR can be divided into several categories [18]:

By the method of issuing information:

- Accumulating;
- Absolute.

According to the principle of action:

- Optical;
- Magnetic;
- Resistive;
- Mechanical;
- Inductive.

Accumulating SAR have a number of negative aspects:

- At the beginning of the operation, the position of the shaft is unknown, which requires additional shaft motion;
- It is not possible to take into account the missing pulses, this leads to an accumulation of an error in the determination of the angle of rotation.

Absolute sensors from the beginning of operation can produce a signal that is uniquely considered the angle of rotation of the shaft. This allows not tying the sensor to the zero position of the shaft.

Optical SAR have a glass disk rigidly fixed to the shaft, with the rotation of which a light flux is formed. The light flux is fixed by the photosensor.

Magnetic sensors record the passage of magnetic elements near the recording device, which converts the received signals into a code or signal.

Mechanical and optical SAR with serial output contain a disk of dielectric with applied convex, conductive or opaque areas. Switches or contacts do reading the angle of rotation. Signals are a code that allows you to get rid of the ambiguity of the signal. The disadvantage is the presence of a chatter of the contacts, which leads to an incorrect determination of the position of the shaft. Optical and magnetic SAR are devoid of this effect.

Thus to achieve the target work is recommended to select optical or magnetic sensors. Choose a magnetic sensor, since the optical sensor is limited to a raster on the disc. Magnetic sensors allow you to have a large number of pulses per revolution.

Consider several sensors from the following manufacturers:

- Servotekhnika – Neva – manufacturer of accessories for servo drives and devices with positioning requirements [19];
- Renishaw is a British company specializing in the production of precision measuring instruments and technologies for medicine [20];
- ASM – German company that produces sensors for various purposes [21].

The company «Servotekhnika – Neva» produces magnetic sensors LIMES RI20 LI20, appearance and characteristics are shown in Figure 8 and Table 4 respectively [22].



Figure 8 - Magnetic sensor LIMES RI20 LI20

Table 4 - Specifications LIMES RI20 LI20

Property	Value
Maximum shaft diameter	30 mm
Resolution	3600

The company «**Renishaw**» represents magnetic sensors LM13, whose image can be seen in Figure 9 [23].



Figure 9 - Magnetic sensor LM13

Table 5 - Specifications LM13

Property	Value
Maximum shaft diameter	360 mm

Resolution	Depends on diameter
------------	---------------------

Sensors from the company «ASM», are presented in the line Posirot PMIR7. External view of the sensor resembles the sensors from the "Servotekhnika - Neva". The appearance of the sensor is shown in Figure 10 [24].



Figure 10 - Magnetic sensor PMIR7

Table 6 - PMIR7 specifications

Property	Value
Maximum shaft diameter	50 mm
Resolution	184320

If you compare the sensors, according to the design for installation on the output shaft of the compact gearbox, there are sensors "ASM" and "Servotekhnika – Neva". They have in the design of locking screws, which allow you to fix them without creating a connection with the interference. However, the sensors of the company "Servotekhnika - Neva" have a small resolution. To create a servo with high accuracy of positioning, it is required to use sensors with a higher resolution.

1.5 Conclusions on the review of modern solutions

Based on the analysis of modern markets for servo drives, gearboxes and sensors, the following conclusions can be made:

- Servomotor, which will be suitable for achieving the specified goal, corresponds to the brushless servomotor SM150-G18020LZ produced by HSD. This servomotor has a compact design that will allow designing a compact servo. However, the company that produces the reducer is foreign, which can make it difficult to purchase this product.

- The reducer with IREFC can be compact and have a high gear ratio. At the same time, it has the ability to withstand higher contact voltages than other types of gearboxes.

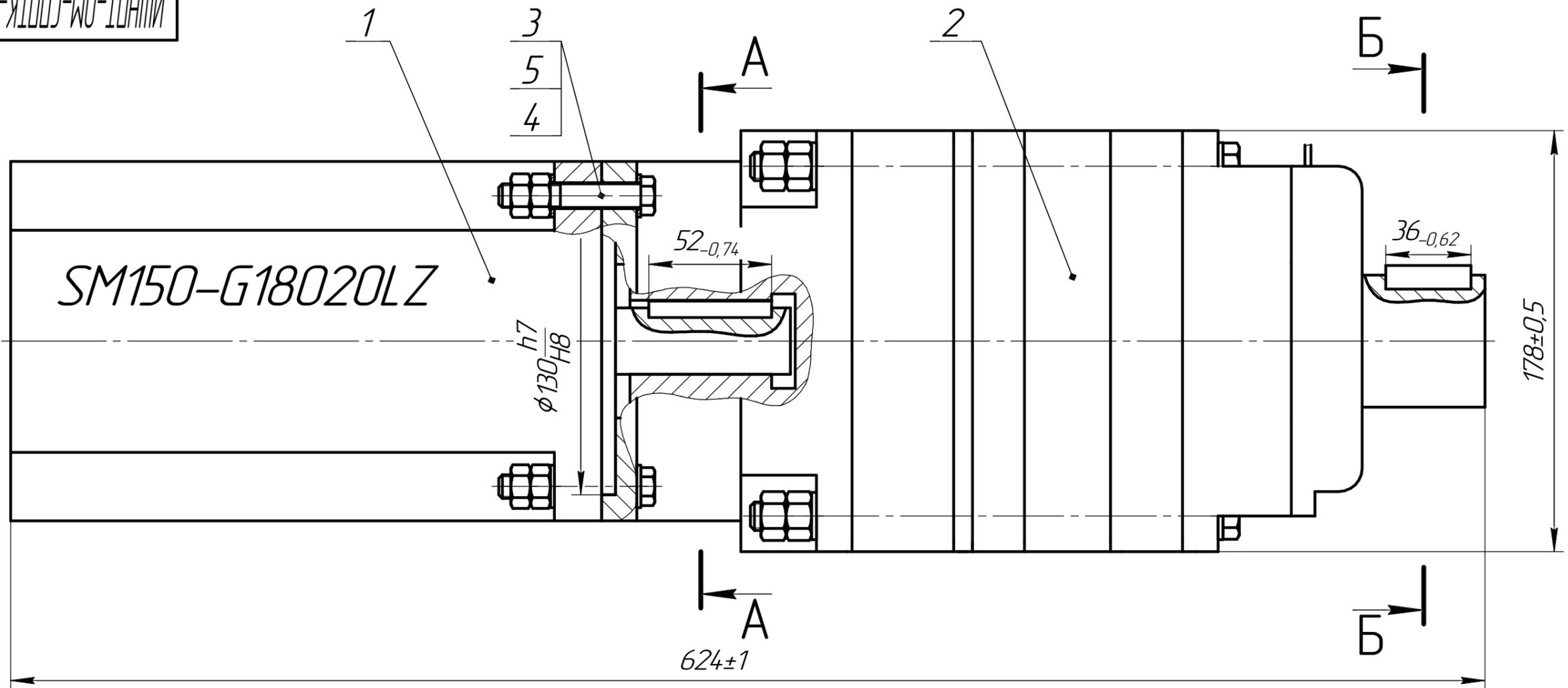
- The magnetic sensors PMIR7 from the company "ASM" have a high resolution and constructively allows you to install it on the shaft without additional design solutions. High resolution will make the servo drive accurate enough in terms of positioning.

Thus, the developed servo drive will have a compact form, high accuracy of the output shaft positioning, high gear ratio, high service life.

Приложение Б

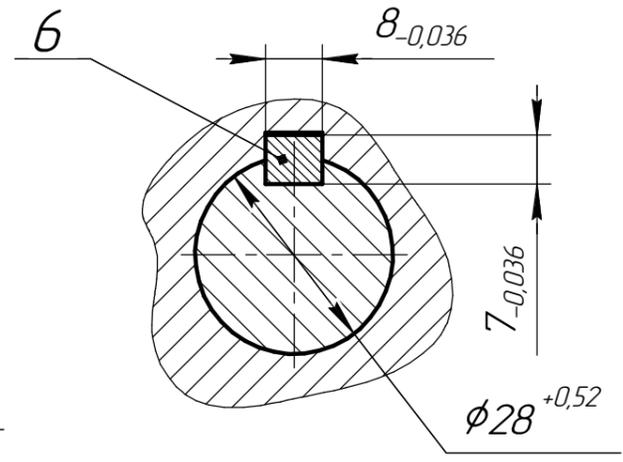
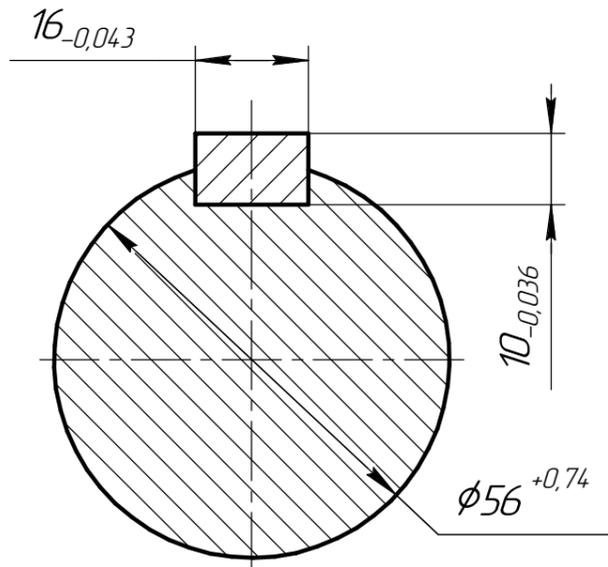
Комплект конструкторской документации на изделие
«Сервопривод»

ИШНПТ-ОМ-СППТК-624.00.00.00 СБ



Б - Б (2:1)

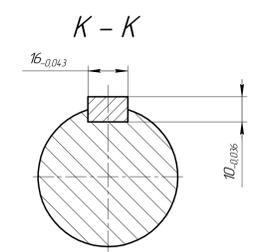
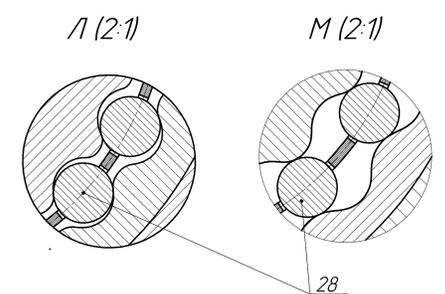
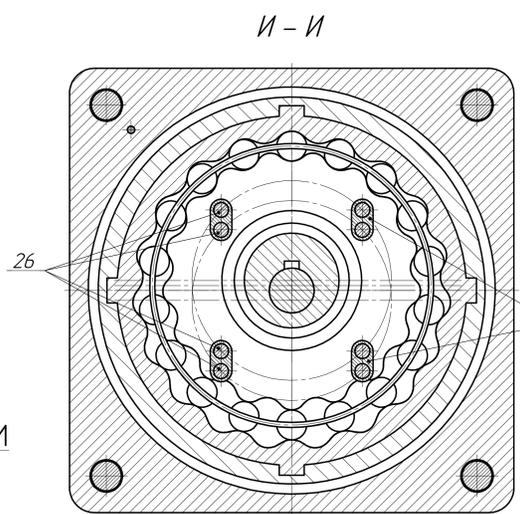
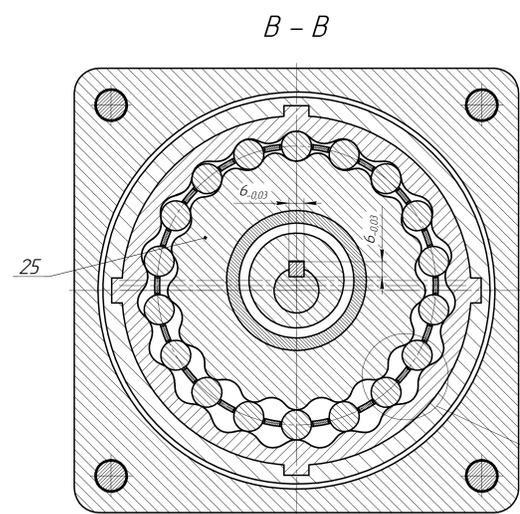
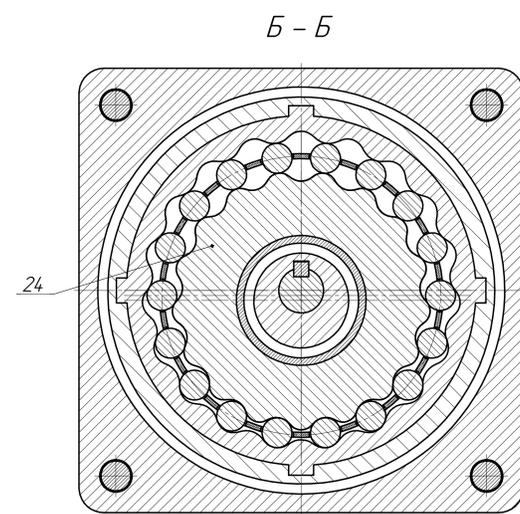
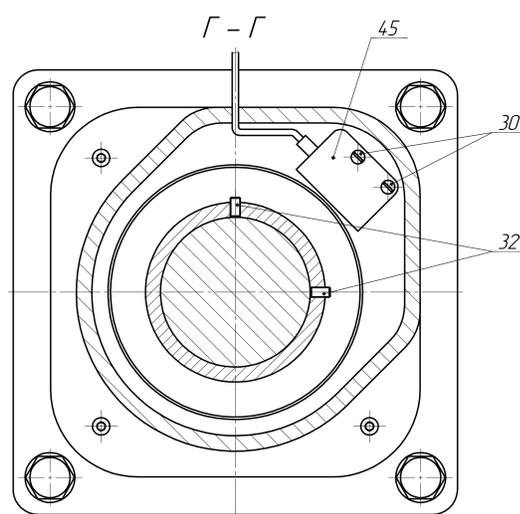
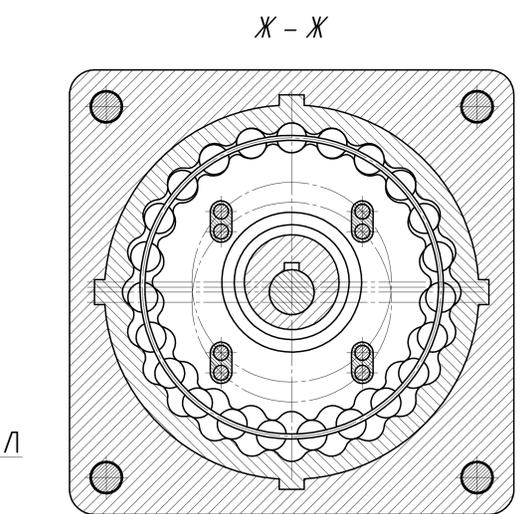
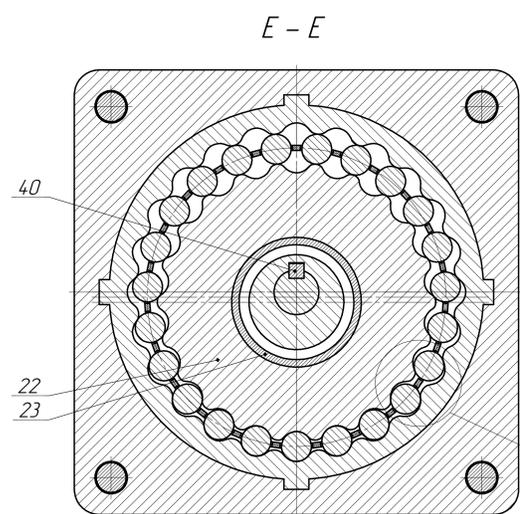
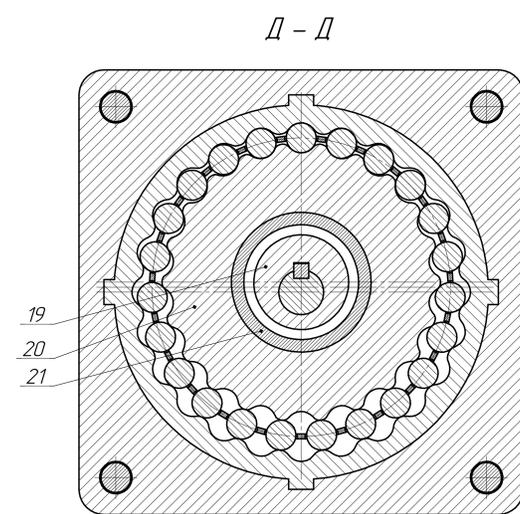
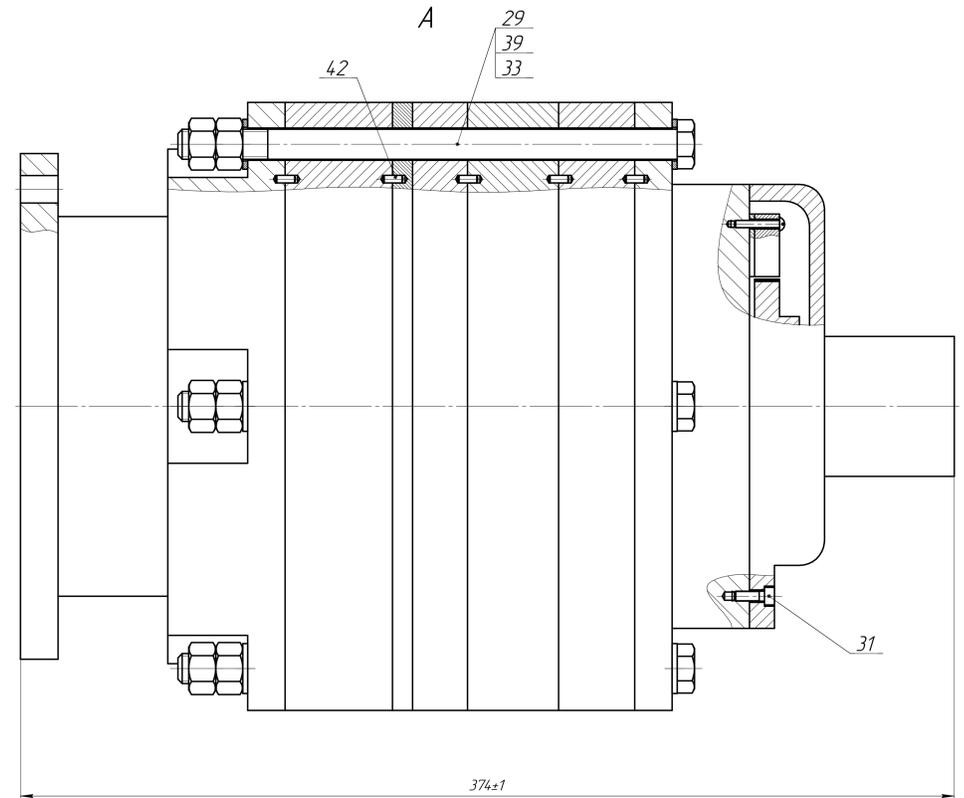
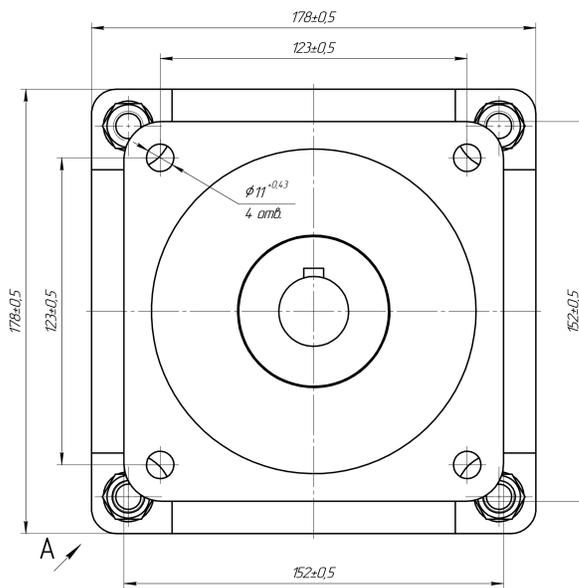
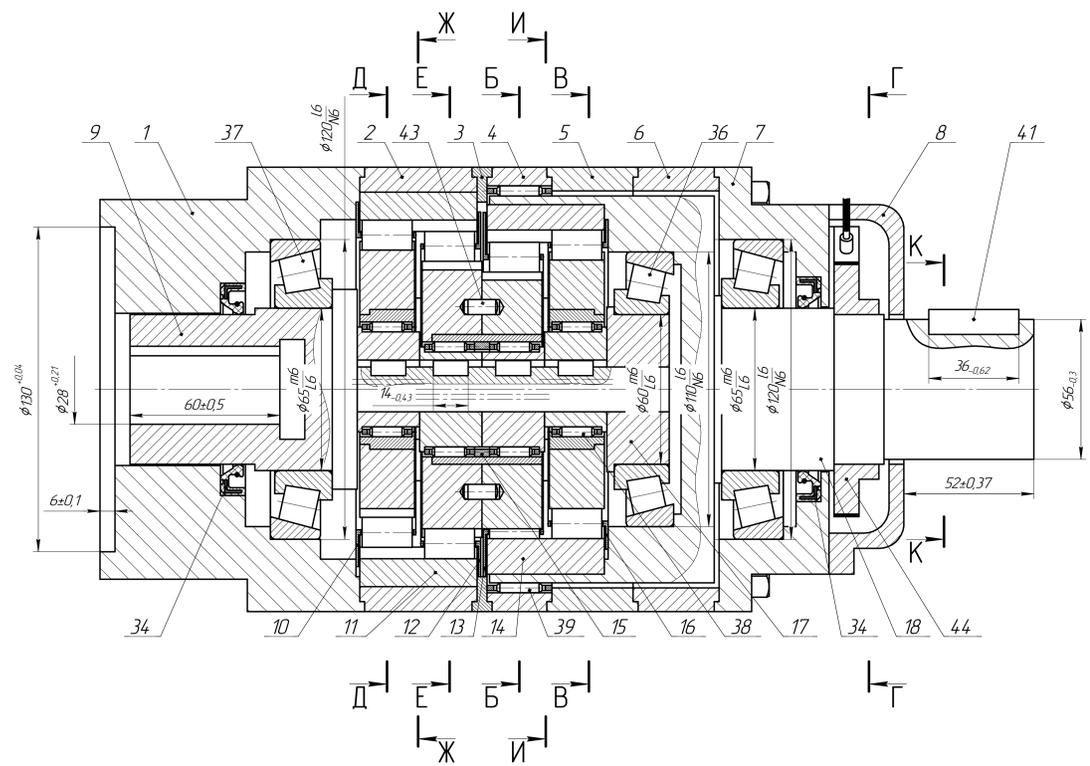
А - А (2:1)



ИШНПТ-ОМ-СППТК-624.00.00.00 СБ				Лист	Масса	Масштаб	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Сервопривод Сборочный чертеж	1:2	
Разраб.	Стрыгин К.В.			Лист			Листов
Пров.	Ефременков Е.А.						
Т.контр.				НИ ТПУ ИШНПТ МО гр. 4АМ61			
Н.контр.				Формат А3			
Утв.				Копировал			

Перв. примен.
Справ. №
Подп. и дата
Инд. № дробл.
Взам. инв. №
Подп. и дата
Инд. № подл.

Перв. примен.	Справ. №	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
						<u>Документация</u>			
		А0			ИШНПТ-ОМ-ПРПТК-374.00.00.00 СБ	Сборочный чертеж			
						<u>Детали</u>			
		д/ч		1		Крышка	1		
		д/ч		2		Корпус первой ступени	1		
		д/ч		3		Перегородка	1		
		д/ч		4		Кольцо подшипника	1		
		д/ч		5		Кольцо	1		
		д/ч		6		Кольцо	1		
		д/ч		7		Крышка	1		
		д/ч		8		Кожух датчика	1		
		д/ч		9		Входной вал	1		
		д/ч		10		Сепаратор первой ступени	1		
		д/ч		11		Венец первой ступени	1		
		д/ч		12		Сепаратор первой ступени	1		
		д/ч		13		Сепаратор второй ступени	1		
		д/ч		14		Венец второй ступени	1		
		д/ч		15		Втулка	1		
		д/ч		16		Сепаратор второй ступени	1		
		д/ч		17		Переходная втулка	1		
		д/ч		18		Выходной вал	1		
		д/ч		19		Эксцентрик	4		
		д/ч		20		Сателлит первой ступени	1		
					ИШНПТ-ОМ-ПРПТК-374.00.00.00				
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
		Разраб.		Стрыгин К.В.					
		Пров.		Ефременков Е.А.					
		Н.контр.							
		Утв.							
					Редуктор с ПТКСО			Лит.	Лист
								1	3
					НИ ТПУ ИШНПТ ОМ гр. 4АМ61				



Технические характеристики:

1. Крутящий момент на выходном валу $T_{вых} = 662.1 \text{ Нм}$.
2. Частота вращения выходного вала $n = 4.762 \text{ об/мин}$.
3. Передаточное отношение редуктора $i = 4.2$.
4. Коэффициент полезного действия редуктора не менее 0.88.
5. Общий эксцентриситет редуктора $e = 8 \text{ мм}$.

Технические требования:

1. Покрытие корпусных деталей, кроме поверхностей под монтаж Грунт-эмаль Акрус-эпокс С ТУ 2312-001-934 75776-2006. Толщина покрытия - не менее 140 мкм. Эмаль Акрус-полиур ТУ 2312-002-934 75776-2006. Цвет серый RAL 7074. Толщина покрытия - не менее 60 мкм.
2. Обкатать привод в течение 2 часов.
3. Циклоидальные профили, ролики, тарцы сепараторов и подшипники при установке предварительно смазать пластической смазкой ЦИАТИМ-221.
4. Установку магнитного колеса поз. 44 и датчика поз. 45 производить в антистатических перчатках.
5. На разрезах Б - Б, В - В, Д - Д, Е - Е, Ж - Ж, И - И подшипники поз. 38 не показаны.
6. На разрезах Б - Б, И - И подшипник поз. 39 не показан.

ИШНПТ-ОМ-ПРПТК-374.00.00.00 СБ				Лист	Масса	Масштаб
Редуктор с ПТКСО				11		
Сборочный чертеж				Лист	Листов	7
НИ ТПУ ИШНПТ				ОМ здр. 4АМ61		
Исполнитель				Проверен		
Сверст				Сверст		