

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

---

Инженерная школа новых производственных технологий  
Направление подготовки 15.04.01 Машиностроение  
Отделение школы (НОЦ) материаловедения

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
<b>Проектирование эпициклического механизма с промежуточными телами качения</b>

УДК 621.833.6.001.63

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Кайыров Маргулан Еркинулы		

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.т.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 Машиностроение.	Коростелева Е.Н	к.т.н., доцент		

## ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ ПО ООП 15.04.01

Код результата	Результат обучения
<i><b>Универсальные компетенции</b></i>	
P1	Способность применять глубокие естественнонаучные, математические и инженерные знания при создании новых конкурентоспособных технологий изготовления деталей и сборки машин с применением компьютерных технологий
P2	Способность ставить и решать инновационные инженерные задачи с использованием системного анализа и моделирования объектов, и процессов машиностроения
P3	Способность разрабатывать методики и организовывать проведение теоретических и экспериментальных исследований в области технологии машиностроения с использованием новейших достижений науки и техники
P4	Способность проводить маркетинговые исследования, используя знания проектного менеджмента, участвовать в создании или совершенствовании системы менеджмента качества предприятия
P5	Способность работать в многонациональном коллективе над междисциплинарными проектами в качестве исполнителя и руководителя
P6	Способность подготавливать научно-технические отчеты, обзоры, методическую документацию, публикации по результатам выполненных исследований в области машиностроения
<i><b>Профессиональные компетенции</b></i>	
P9	Способность разрабатывать технические задания на проектирование и изготовление машин, приводов, оборудования, систем и нестандартного оборудования, и средств технологического оснащения, выбирать оборудование и технологическую оснастку
P10	Способностью оценивать технико-экономическую эффективность проектирования, исследования, изготовления машин, приводов, оборудования, систем, технологических процессов, принимать участие в создании системы менеджмента качества на предприятии
P11	Способностью составлять описания принципов действия и устройства проектируемых изделий и объектов с обоснованием принятых технических решений в области профессиональной деятельности

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

Инженерная школа новых производственных технологий  
 Направление подготовки 15.04.01 Машиностроение  
 Отделение школы (НОЦ) материаловедения

УТВЕРЖДАЮ:  
 Руководитель ООП

\_\_\_\_\_  
 (Подпись)      (Дата)

**ЗАДАНИЕ**

**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

<b>Магистерской диссертации</b>
(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ61	Кайырову Маргулану Еркинулы

Тема работы:

Проектирование эпициклического механизма с промежуточными телами качения
Утверждена приказом директора ИШНПТ

Срок сдачи студентом выполненной работы:

--

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<p><b>Исходные данные к работе</b>  <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Крутящий момент на выходном валу редуктора 300Н·м.                      Перегрузка до 600 Н·м.                      Передаточное отношение редуктора <math>i=50</math>.</p>
<p><b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b>  <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Анализ кинематических схем планетарных передач с промежуточными телами качения.</li> <li>2. Разработка конструкции редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой по кинематической схеме 2k-h.</li> <li>3. Выполнение необходимых проектировочных расчетов.</li> <li>4. Разработка конструкторской документации на редуктор по схеме 2k-h на базе передачи с ПТКСО.</li> </ol>
<p><b>Перечень графического материала</b>  <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Демонстрационный материал (презентация);                      Сборочный чертеж.</p>

<b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b> <i>(с указанием разделов)</i>	
<b>Раздел</b>	<b>Консультант</b>
Обзор литературы Материалы и методы исследования Результаты проведенного эксперимента	Ефременков Егор Алексеевич
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Старикова Екатерина Васильевна
Социальная ответственность	Раденков Тимофей Александрович
<b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b>	
1. Обзор литературы	

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	
---	--

**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	Кайыров Маргулан Еркинулы		

## Реферат

Выпускная квалификационная работа состоит из 104 страниц, 27 рисунков, 15 таблиц, 54 источников, 2 приложений.

Ключевые слова: планетарная передача, эпициклический механизм, циклоидальное зацепление, передача с промежуточными телами качения, свободная обойма, редуктор, проектирование.

Целью данной диссертационной работы является разработка и проектирование редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой по схеме 2k-h.

В результате магистерской диссертации был выполнен анализ кинематических схем планетарных передач, рассмотрены конструкции передач с ПТК и базовые конструкции редукторов по схеме 2k-h, на основе которых был спроектирован редуктор с ПТКСО по указанной схеме.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения» приведён анализ перспективности и успешности научно-исследовательского проекта по проектированию редуктора с ПТК и свободной обоймой. Произведен SWOT анализ, составлен план проекта, контрольные события, и рассчитан общий бюджет научного исследования

В разделе «Социальная ответственность» был произведен анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды, вредных веществ, производственного шума, освещенность помещения, пожарной безопасности, защита в ЧС.

**В настоящей работе использованы ссылки на следующие стандарты:**

1. ГОСТ 12.1.005-88 Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
2. ГОСТ 12.1.033-81 ССБТ Пожарная безопасность. Термины и определения.
3. ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов.
4. ГОСТ 17.4.3.04-85 Охраны природы. Почвы. Общие требования к контролю и охране от загрязнения.
5. ГОСТ 8338-75 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
6. ГОСТ 1643-81 Передатки зубчатые цилиндрические. Допуски.
7. ГОСТ 9563 – 60 Стандартные модули зубчатых колес.
8. ГОСТ 23360-78 Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов.
9. ГОСТ 11738-84 Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ класса точности А. Конструкция и размеры

## **Список основных обозначений и сокращений**

КПД – коэффициент полезного действия

ОТ – охрана труда

ПБ – пожарная безопасность

ПТК – промежуточные тела качения

СО – свободная обойма

ВППТК – волновые передачи с промежуточными телами качения

## Оглавление

<b>Введение</b> .....	10
<b>1. Анализ кинематических схем планетарных передач</b> .....	11
1.1 Анализ передач с промежуточными телами качения.....	13
<b>2. Методы расчета геометрических параметров</b> .....	24
2.1 Уравнения профилей кулачка и венца .....	24
2.2 Распределение усилий в зацеплении передачи с ПТКСО .....	25
2.3 Определение радиусов кривизны циклоидального профиля кулачка... 28	
2.4 Расчет радиуса кривизны профиля кулачка .....	30
2.5 Расчет радиуса кривизны профиля венца.....	31
<b>3. Проектировочные расчеты конструкции редуктора с ПТКСО по кинематической схеме 2k-h</b> .....	34
3.1 Исходные данные .....	34
3.2 Построение передачи с ПТКСО по кинематической схеме 2-k-h.....	35
3.3 Подбор электродвигателя.....	36
3.4 Расчет подшипников под кулачком .....	37
3.5 Расчет подшипников входного вала.....	38
3.6 Расчет подшипников на выходном валу.....	40
3.7 Проверка штифта для центрирования венца на срез.....	41
3.8 Расчет винтового соединения корпусов .....	42
3.9 Подбор балансиров .....	43
<b>4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</b> .....	46
4.1 Предпроектный анализ. Потенциальные потребители результатов исследования.....	46
4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения.....	48
4.3 SWOT – анализ .....	49
4.4 Методы коммерциализации результатов научно-технического исследования.....	53
4.5 Планирование управления научно-техническим проектом.....	56

4.6 Бюджет научного исследования .....	59
<b>5. Социальная ответственность .....</b>	<b>65</b>
5.1 Описание рабочего места .....	65
5.2 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды .....	65
5.3 Факторы электрической природы .....	74
5.4 Факторы пожарной и взрывной природы.....	75
5.5 Охрана окружающей среды .....	77
5.6 Защита в ЧС .....	79
5.7 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности .....	80
5.8 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны .....	81
<b>6. Заключение.....</b>	<b>83</b>
Список используемых источников.....	84
<b>Приложение А .....</b>	<b>90</b>

## Введение

На сегодняшний день, значительно растет интерес к передачам с промежуточными телами качения (ПТК) и свободной обоймой (СО). Это происходит за счет, их высоких технических характеристик, реализуемых в комплексе.

В связи с этим, передачи такого вида являются актуальной темой для исследования. Многие исследователи работают над повышением технических характеристик передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой. Так как, на базе таких передач имеется возможность спроектировать современные компактные и ресурсоэффективные механизмы.

Механизмы на базе этой передачи имеют широкое применение в отраслях: машиностроении, нефтяной, авиакосмической, подъемно-транспортной, горнодобывающей, теплоэнергетической, строительной промышленности, в кондитерском оборудовании.

Целью работы является исследование возможности реализации конструкции передачи с ПТКСО на базе кинематической схемы  $2k-h$  и обеспечение расцепляемого выходного вала.

Для достижения назначенной цели требуется рассмотреть следующие задачи:

1. Анализ кинематических схем планетарных передач с промежуточными телами качения.
2. Разработка конструкции редуктора с промежуточными телами качения и свободной обоймой по кинематической схеме  $2k-h$ .
3. Выполнение необходимых проектировочных расчетов.
4. Разработка конструкторской документации на редуктор по схеме  $2k-h$  на базе передачи с ПТКСО.

## 1. Анализ кинематических схем планетарных передач

Передачи с ПТКСО проектируются на базе планетарных механизмов. Механизм, в котором расположены зубчатые колеса, и ось хотя бы одного из них подвижна, называется планетарным механизмом. Также планетарным передачам присваивают обозначение введенные В.Н. Кудрявцевым, их основных звеньев. Введены обозначения:  $k$  – центральное колесо;  $h$  – водило;  $v$  – выходной вал [18].

Есть различные варианты кинематических схем планетарных передач, которые часто используется при проектировании таких передач. Рассмотрим три вида кинематических схем:

- $2k-h$ ;
- $k-h-v$ ;
- $2k-v$ ;

Передача  $2k-h$  (рис. 1) состоит из эксцентрикового вала ( $h$ ), где размещен двухвенцовый циклоидальный сателлит. Эксцентриковый вал передает планетарное движение двухвенцовому сателлиту, один из венцов ( $f$ ) обкатывается по неподвижной обойме с цевками ( $b$ ), также другой венец ( $g$ ) сообщает вращение подвижной обойме с цевками ( $a$ ) [3].

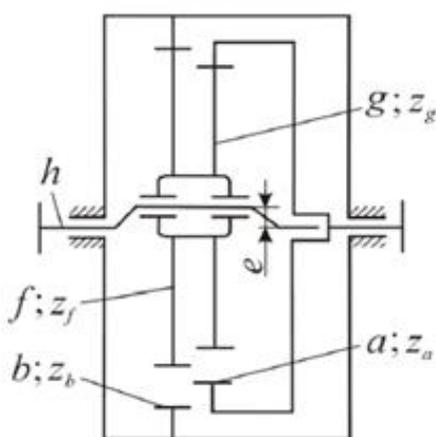


Рисунок 1 – Редуктор по схеме  $2k-h$  с зафиксированным цевочным колесом

Целостной частью передач  $k-h-v$  является механизм (сокращенно называемый механизмом  $W$ ), выполняющий передаточное отношение,

равное  $+1$  между параллельными валами. Для механизма  $W$  зубчатые зацепления не используется. Их применение приводит к повышению габаритов, веса и потерь на трение.

Рассмотрим передачи, спроектированные на базе кинематической схемы  $k-h-v$ . В передачу вида  $k-h-v$  входит (рис. 2, *a*) эксцентриковый входной вал ( $h$ ), который передает планетарное движение имеющимся на нём сателлитам. В то время сателлиты обкатываются по обойме с цевками ( $b$ ). Обкатываясь, сателлит вращается вокруг собственной оси, это вращение передается с помощью дополнительного механизма на выходной вал ( $v$ ). Этим механизмом могут быть муфта Ольдгейма. Они используются в редукторах фирмы Spinea (рис. 2 *б*)) [8].

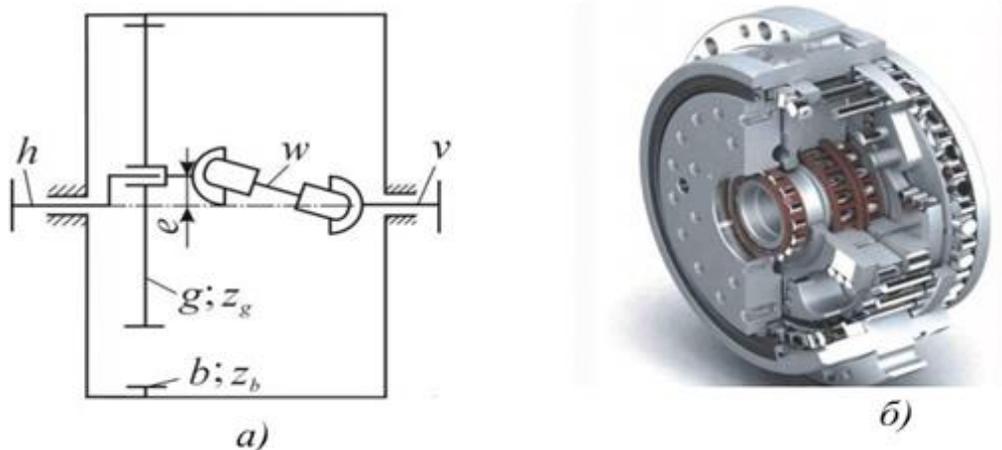


Рисунок 2 – Редуктор по схеме  $k-h-v$  с зафиксированным корпусом (*a*) и редуктор фирмы Spinea (*б*)

Передача  $2k-v$  состоит (рис. 3) из двух ступеней: планетарно-эвольвентной и планетарно-цевочной. На входном валу размещено солнце планетарной эвольвентной ступени (*a*), оно содействует вращению сателлита, которые расположенные на эксцентриковых валах. Вращаясь, эксцентриковый вал сообщает планетарное движение на сателлиты цевочной ступени, которые обкатываются по обойме с цевками (*b*). Вращение сателлитов передается на выходной вал (*v*) [7].

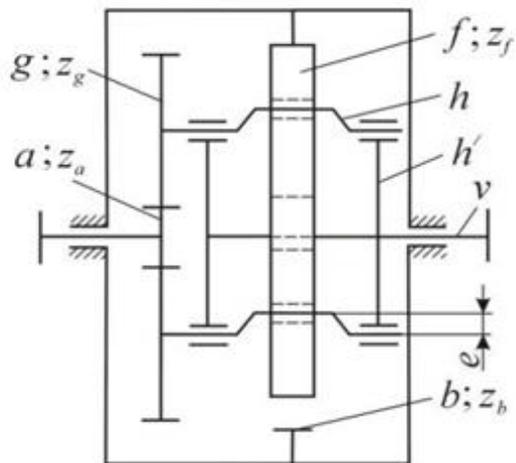


Рисунок 3 – Редуктор по схеме  $2k-v$  с зафиксированным цевочным колесом

Наиболее перспективной является разработка конструкций передачи с ПТКСО с расцепляемым валом на базе кинематической схемы  $2k-h$ , так как на конструкцию данной передачи применение расцепляемого выходного вала не исследовано.

Таким образом, в настоящее время разработка конструкций передачи с ПТК и свободной обоймой на базе кинематической схемы  $2k-h$  является актуальной.

### 1.1 Анализ передач с промежуточными телами качения

Передачи с ПТК проектируются на базе планетарных механизмов. Широкое применение планетарных передач в металлорежущих станках, в приборостроении характеризуется тем, что такие механизмы позволяют осуществлять сложные движения при разных мощностях.

Планетарные передачи. В этой передаче работают колеса с наружными и внешними зубьями, водило механизма ну и несколько сателлитов. Оси этих сателлитов перемещаются в пространстве и вокруг центрального колеса, делая движение подобно движению планет [18].

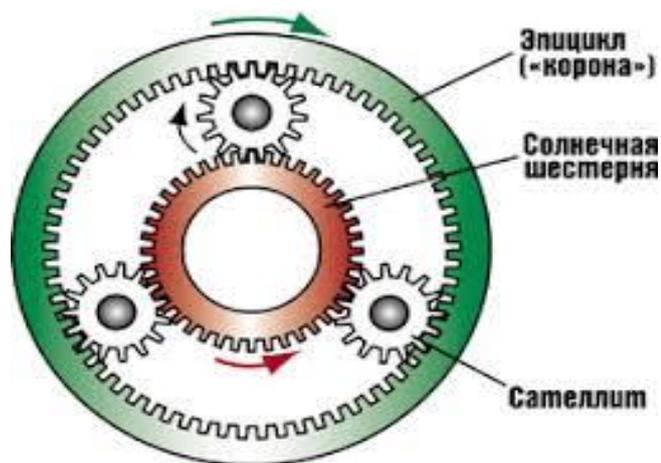


Рисунок 4 – Планетарные передачи

Преимущества планетарных передач:

- возможность в использовании колес меньших размеров и масс. Силы на зубья уменьшены, так как нагрузка передается не одним, а одновременно несколькими сателлитами;
- колеса с внутренними зацеплениями имеют большую нагрузочную способность. В планетарных передачах рационально использовать эти колеса;
- подшипники центральных колес и водила, являются разгруженными, так как за счет равномерного распределения сателлитов по окружности, что делает радиальные силы уравновешенными;
- с помощью планетарной передачи появляется возможность осуществить компактную конструкцию редуктора, в котором оси обеих валов совпадают. В поршневых и турбовинтовых авиационных двигателях это очень важно. Например, так называемого дифференциального планетарного редуктора оба соосных винта самолета вращаются от одного двигателя.

Точность изготовления и монтажа в планетарной передаче повышенная, что является недостатком.

С каждым годом происходит эволюция планетарных передач. И с каждым годом их технические характеристики улучшаются. Рассмотрим несколько основных видов передач с промежуточными телами качения, и проанализируем их достоинства и недостатки.

Передача по схеме  $2k-h$  состоит из эксцентрикового вала  $h$ , на котором установлен сателлит с двумя венцами  $g$  и  $f$ . Профиль образован эквидистантой к укороченной эпициклоиде, которые зацепляются с цевочными колесами  $a$  и  $b$ , одно из которых соединено с корпусом, а второе является выходным валом [3]. Редукторы с передачами  $2k-h$  изготавливаются фирмой Onvio (США). Внешний вид редуктора фирмы Onvio приведен на рисунке 11 (б).

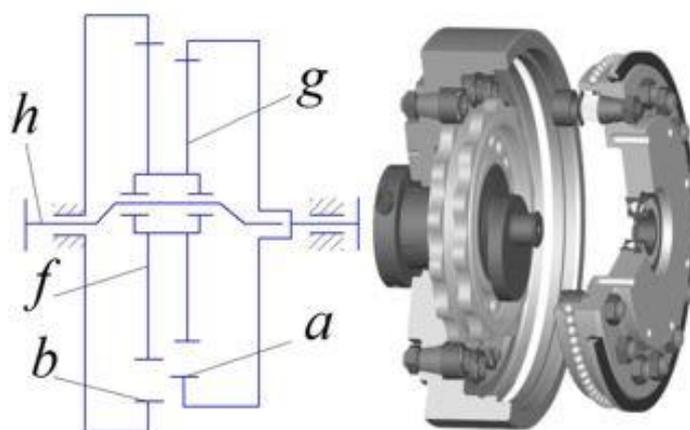


Рисунок 5 – Редуктор  $2k-h$ : а - кинематическая схема; б - конструкция редуктора DM фирмы Onvio

Волновая осевая цилиндрическая передача с ПТК приведена на рис. 6 [16]. Основными звеньями передачи являются соосные цилиндры 1 и 5. На поверхностях наружных и внутренних цилиндров выполнены замкнутые дорожки качения 6 и 9.

Продольные прорезы выполнены на поверхности промежуточного цилиндра 2, и в них находятся тела качения 7. В свою очередь, он является сепаратором.

В данном механизме в качестве входного, выходного или неподвижного звена может выступать любой из цилиндров. Например, внутренний цилиндр 5 в качестве входного звена и волнового генератора, а наружный цилиндр 1 в качестве выходного звена. Также, сепаратор 2, который соединен с корпусом 8, может выступать в качестве неподвижного звена. За счет того, что конструкция передачи обязана исключать взаимное смещение цилиндров 1, 2 и 5 вдоль оси, в качестве опор 9, следовательно, устанавливаются радиально-упорные подшипники [13].

Дорожка качения в данном механизме, при однопериодном волновом генераторе, выполняется подобно косой канавки, а при многопериодном генераторе на дорожке качения выполняется зигзагообразная косая канавка с числом периодов. Касательно, от числа периодов второго звена она различается.

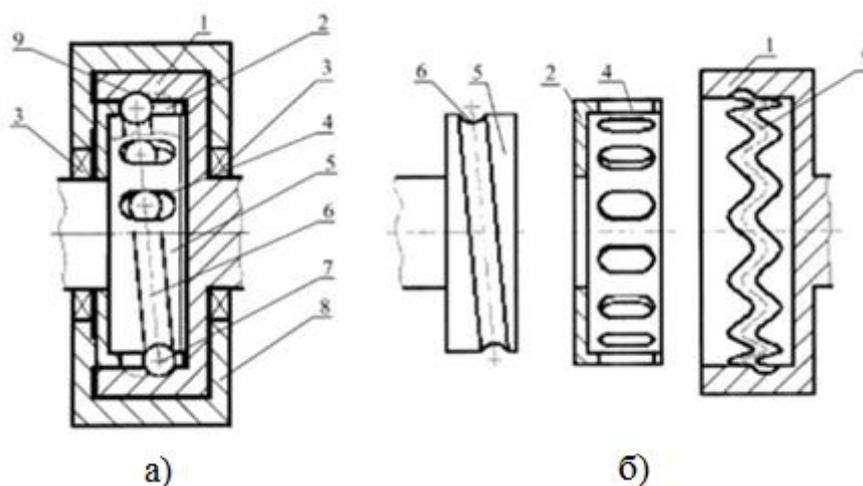


Рисунок 6 – Осевая передача с ПТК: а) в сборе, б) разобранная

На рис. 6 видно, что передача состоит из соосных дисков 1 и 2. Профили зубчатого венца и генератора выполняются на торцах дисков. Диск 4 с радиальными прорезями, в которых находятся шарики 3, установлен между дисками. Она выполняет функцию обоймы.

Самая простая передача с ПТК изображена на рис. 9. Следовательно, это передача, представляющая собой дифференциальный механизм, состоит

из зубчатых колес 1 и 2. Также, промежуточного тела качения и сепаратора 4 [4].

В дифференциальном механизме в роли ведущего звена могут выступать одно из зубчатых колес или сепаратор. В случае если один из свободных звеньев неподвижна, а движение снимается с двух других свободных звеньев, то данная передача может работать по принципу редуктора или мультипликатора.

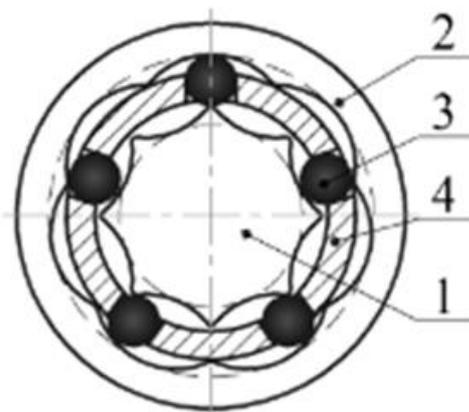


Рисунок 7 – Зубчатая передача с параллельными осями и ПТК: 1 – зубчатое колесо; 2 – зубчатое колесо; 3 – промежуточные тела качения; 4 – сепаратор

Одним из видов данного механизма ВППТК является торцевая волновая передача (рис. 8). В таких передачах, рабочие поверхности генератора выполняются на торцах дисков также как и у жесткого колеса [4].

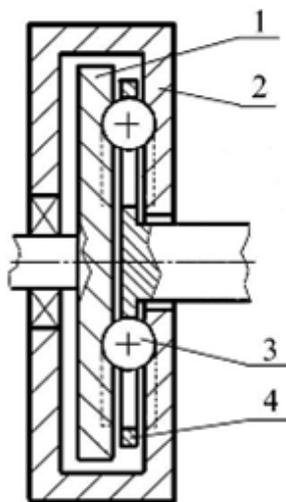


Рисунок 8 – Волновая торцевая передача с ПТК

Торцевые передачи впервые в СССР исследовались в Могилёвском машиностроительном институте [16]. На рис. 8 видно, что эксцентричный генератор 3 расположен внутри обоймы 2, в которой ПТК 4 размещены в радиальных пазах внутренней обоймы. Они контактируют с зубьями жесткого колеса 1.

Бельгиец Патрик Джорж Леесон в 1975 г. предложил конструкцию передачи с роликами в зацеплении и различными профилями впадин остановленного колеса [50]. Для снижения динамической нагрузки и увлечения нагрузочной способности, современные конструкции передач включают двоянный ведущий эксцентрик (рис. 9).

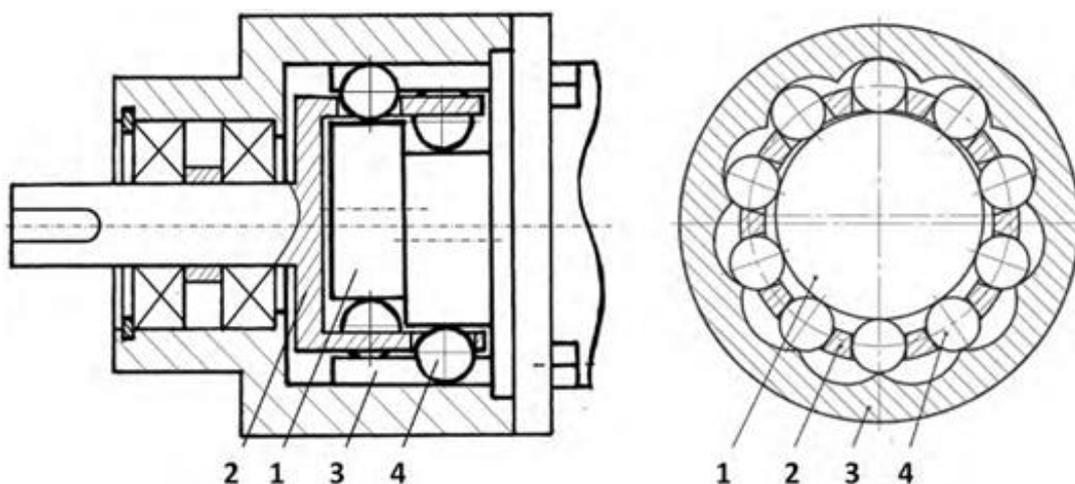


Рисунок 9 – Двухрядная эксцентриковая передача, реализуемая фирмой «Симако» (РФ): 1 – приводной вал с эксцентриком; 2 – сепаратор; 3 – венец кулачковых секторов; 4 – тела качения

Принцип работы механизма состоит в том, что радиальное перемещение тел качения 4 в пазах сепаратора 2, вызывает вращающийся эксцентриковый вал 1. Следовательно, контактируя с рабочими поверхностями венца кулачковых секторов, тела качения приводят к вращению. Отсюда следует, что венец поворачивается на один кулачковый сектор, за счет каждого полного оборота эксцентрикового вала [9]. В связи с этим, передаточное отношение определяют количеством кулачковых

векторов венца. Именно, для повышения динамической уравновешенности и нагрузочной способности эксцентрик выполняется сдвоенный.

Волновые передачи с ПТК отличаются от волновой передачи с гибким колесом тем, что в ВППТК гибкое колесо была заменена составным. Она состоит из обоймы с радиальными пазами, где размещены промежуточные тела качения. Но по кинематике они являются аналогами волновых передач с гибким колесом [16]. Их разделяют на две группы в зависимости от направления перемещений ПТК: радиальные и осевые. Также, существует два типа таких передач: цилиндрические и торцевые. На рис. 10 представлена схема радиальной цилиндрической передачи.

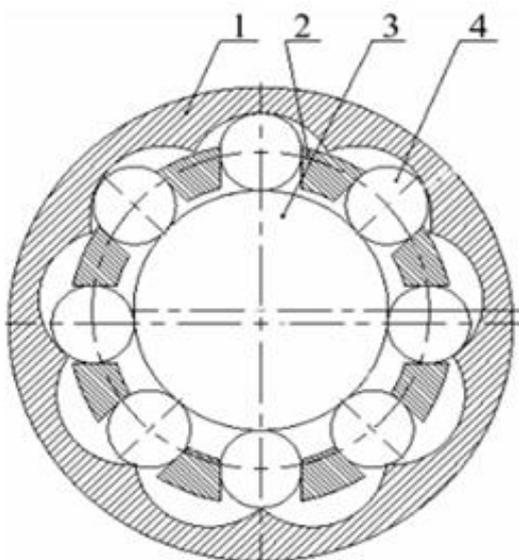


Рисунок 10 – Волновая радиальная цилиндрическая передача с ПТК

Рассмотрим передачи циклоидальными профилями. Основными достоинствами циклоидальных профилей и тел качения является то, что они обеспечивают непрерывность контакта звеньев передачи, также многопарность зацепления. За счет этого обеспечивается высокая нагрузочная способность передач с ПТК и свободной обоймой.

В работе [14] был рассмотрен синтез геометрии однополюсной передачи с ПТКСО. Результаты проектирования передач с ПТК и свободной обоймой с одним полюсом зацепления показывают, что при контакте тела качения с профилями кулачка и венца, контактные силы действуют только по

одной нормали. Есть вероятность что, в разработках передач с двумя полюсами зацепления, контактные силы будут, целесообразно, направлены друг другу под углом. Также, есть возможность увеличить виды вариантов выбора кинематики передачи, меняя относительное состояние полюсов зацепления. В связи с этим, исследование особенностей двухполюсной передачи с ПТК и свободной обоймой является актуальной.

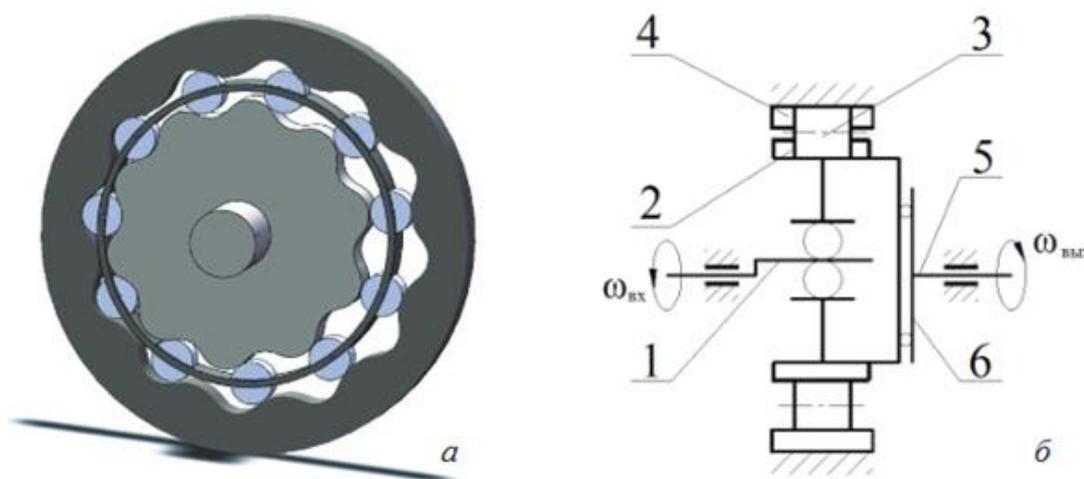


Рисунок 11 – Передача с ПТК и свободной обоймой: а) общий вид; б) кинематическая схема

В работе [17] довольно ясно описано поверхностные параметры кулачка и венца. На рис. 12 видно, что кулачок и венец имеют переходный профиль. То есть, они бывают во впадине – вогнутыми, а на выступе – выпуклыми. Работа механизма заключается в том, что тела качения, обкатываются по профилю из впадины на выступ, и выступают с вогнутых участков к выпуклым участкам. Так тела качения и передают движение от венца к кулачку или наоборот. Тела качения владеют выпуклым профилем с непрерывным радиусом кривизны. Они изготавливаются наподобие цилиндра или шара.

Данную передачу можно рассматривать как две совмещенные передачи. В которой, одним из них является зацепление кулачка с промежуточными телами качения и свободной обоймой. Вторым, зацепление венца со свободной обоймой с промежуточными телами качения. Полюса и

нормали двух профилей будут совпадать, даже при совмещении. За счет этого, можно рассматривать каждое зацепление в отдельности, при определении радиусов кривизны профилей [17].

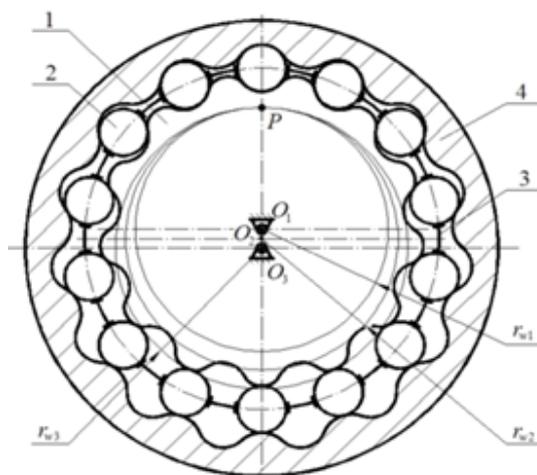


Рисунок 12 – Схема передачи с ПТК и СО: 1 – кулачок; 2 – тело качения; 3 – обойма-сепаратор; 4 – венец

На сегодняшний день, наиболее перспективным является проектирование передачи с ПТКСО (рис. 13), так как на базе такой передачи есть возможность улучшить технические характеристики данных механизмов.

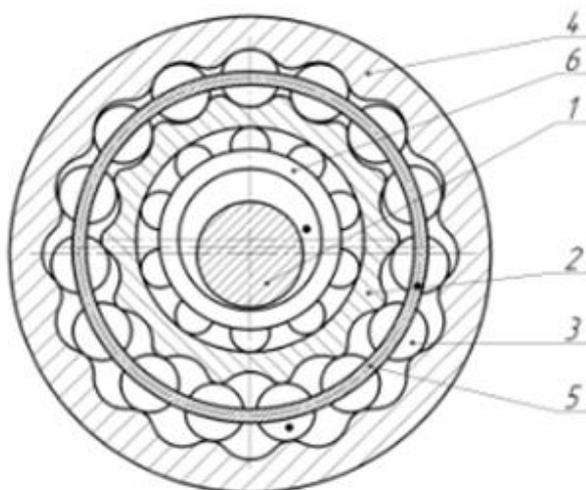


Рисунок 13 – Передача с ПТКСО: 1 – входной вал с эксцентриком; 2 – кулачок; 3 – промежуточные тела качения; 4 – венец; 5 – сепаратор; 6 – подшипник качения

Данная передача с ПТКСО (рис. 13) довольно полно обеспечивает требуемый комплекс технических характеристик [20]. Профильные колеса, как и тела качения, требуют изготовления с высокой точностью, по 6-7 качеству. Это способствует определению временных затрат на производство таких механизмов. Все детали такой передачи выполняются с термообработкой на высокую твердость материала, так как они являются тяжело нагруженными. Значительными деталями такой передачи являются колеса с циклоидальными профилями, а также цилиндрические тела качения.

Довольно сложной является то, что при изготовлении профильных колес очень трудно получить циклоидальный профиль с высокой точностью изготовления наряду с высокой твердостью детали. Отсюда и возникает вопрос о потребности выполнения анализа точностей для изготовления ответственных деталей таких передач, с условиями сохранения точности работы механизма и качества зацепления. Также, требуется определение характерных точностей для ответственных деталей механизма. Это позволило бы снизить себестоимость производственного процесса. Следовательно, полученные данные можно использовать для всего класса передач с ПТК [20].

Таким образом, по итогам литературного обзора можно сделать вывод, что передачи с ПТКСО на базе кинематической схемы 2k-h является наиболее перспективными для современных условий техники, где предъявляют жесткие требования к габаритному размеру и массе. Кроме этого, такие передачи обеспечивают высокий КПД при большом передаточном отношении.

Однако в настоящее время передачи с ПТКСО на базе кинематической схемы 2k-h мало изучены, в связи с недостатком методик, предназначенных для проектирования и расчетов. Несмотря на это, редукторы с такими передачами нашли широкое применение в подъемно-транспортных механизмах, в частности в приводах лебедки. Однако, существующие редукторы с передачей ПТКСО на базе кинематической

схемы 2k-h не в полной мере соответствуют требованиям предъявляемых к конструкциям лебедок.

Основным недостатком является отсутствие расцепляющего механизма выходного вала для обеспечения свободного вращения барабанного устройства, так как при не отсоединенном положении требуется большая нагрузочная сила.

Для устранения этого недостатка в настоящее время используется отдельные механизмы, которые не входят в конструкцию основного редуктора, что приводит к усложнению всего привода и увеличению габаритного размера и массы.

В связи с этим, актуальным направлением проектирования передачи с ПТКСО на базе кинематической схемы 2k-h является внедрение в конструкцию расцепляющего механизма.

## 2. Методы расчета геометрических параметров

### 2.1 Уравнения профилей кулачка и венца

Уравнения профиля I кулачка (рис. 14) в координатах  $X_1O_1Y_1$  через угол поворота обоймы с телами качения запишем, как:

$$\begin{aligned} X_1 &= X_{2A} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \sin \varphi_1, \\ Y_1 &= X_{2A} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \cos \varphi_1, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $X_{2A}$ ,  $Y_{2A}$  – координаты точки профиля в координатных осях с началом координат в центре производящего колеса.

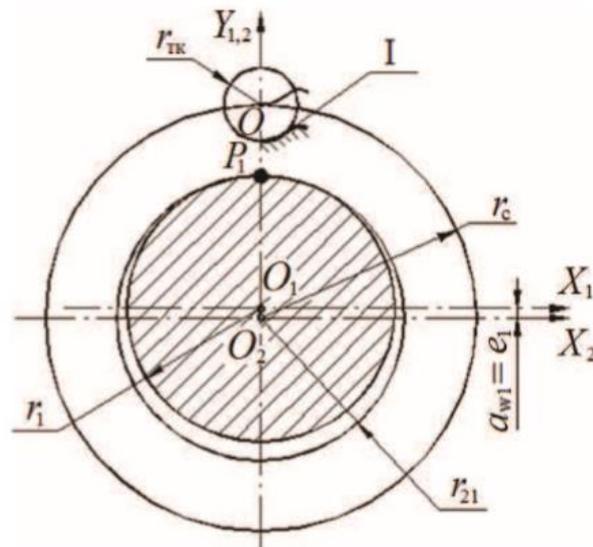


Рисунок 14 – Схема зацепления производящего колеса с кулачком

При проектировании передачи, смещаем центр венца  $O_3$  вниз по оси  $Y_2$  относительно центра производящего колеса  $O_2$  (рис. 14).

Уравнения профиля центрального колеса II в координатах  $X_3O_3Y_3$ , с началом координат в центре венца, запишутся в виде:

$$\begin{aligned} X_3 &= X_{2B} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2B} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) - e_3 \sin \varphi_3, \\ Y_3 &= X_{2B} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2B} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - e_3 \cos \varphi_3, \end{aligned} \quad (2)$$

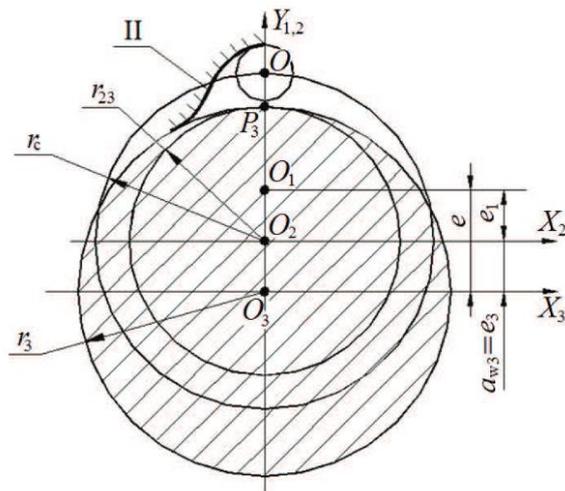


Рисунок 15 – Схема зацепления венца и производящего колеса

## 2.2 Распределение усилий в зацеплении передачи с ПТКСО

Рассмотрим распределение усилий в зацеплении передачи с ПТКСО (рис. 16). Расчет усилий в зацеплении данной передачи выполним аналогично расчету усилий в цевочном зацеплении [18]. Расчет основывается на положении о линейной зависимости между нагрузками в зацеплении и деформациями, вызванными этими нагрузками. При определении усилий пренебрегаем силами инерции, считая входное и выходное звенья уравновешенными, а массы роликов считаем несоизмеримо малыми в сравнении с рабочими массами.

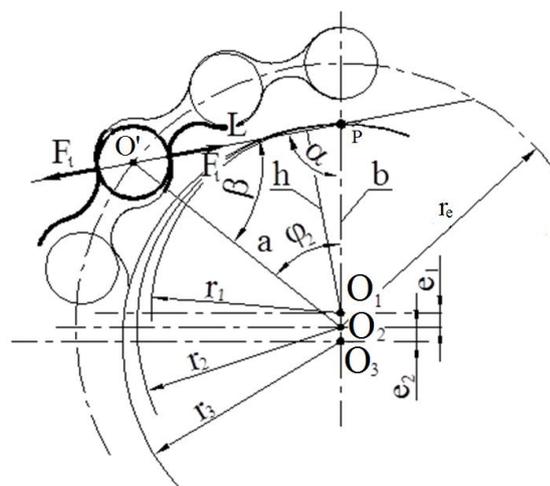


Рисунок 16 – Расчетная схема к определению усилий в зацеплении передачи с ПТК и свободной облоймой

На рис.16 обозначено:  $P$  – полюс зацепления;  $O_1, O_2, O_3$  – центры кулачка, радиуса центров тел качения и обоймы и венца соответственно;  $r_1, r_2, r_3$  – радиусы центроид кулачка, обоймы и венца соответственно;  $r_{\text{ц}}$  – радиус центров тел качения;  $\varphi_2$  – 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 зацепление венца/кулачка и  $i$ -ого тела качения;  $h$  – кратчайшее расстояние от центра венца/кулачка до линии действия  $i$ -ого усилия в зацепление.

Входной момент через усилия в зацепление выражается формулой:

$$T_{\text{ВХ}} = \sum F_i \cdot h_i. \quad (3)$$

Плечо  $h$  определим из геометрии (рис. 15) как:

$$h_i = b \cdot \sin \alpha_i, \quad (4)$$

где  $b$  это расстояние от центра профильного колеса (кулачек или венец) до полюса зацепления, которое приравнивается к  $r_1$  для кулачка, или  $r_3$  для венца.

Угол  $\alpha$  поворота профильной нормали относительно вертикальной оси передачи определим по теореме синусов из треугольника  $O'PO_2$  (рис. 15):

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

Здесь расстояние  $L_i$  определяется через угол  $\varphi_2$  поворота обоймы с телами качения из выражения

$$PO' = L_i = \sqrt{r_2^2 + r_{\text{ц}}^2 - 2r_2r_{\text{ц}}\cos\varphi_{2i}}.$$

Из формулы (4) нетрудно заметить, что максимальное усилие в зацепление будет при максимальном плече  $h$ , т.е. когда  $h_{\max}=b$ , а угол  $\alpha=90^\circ$ .

Полагая, что усилия в зацепление связаны линейной зависимостью с деформациями [18, 54] можно считать соответствие максимального усилия, максимальной деформации. Тогда отношения усилия к соответствующему плечу в зацеплении одной передачи равны. Мы знаем положение линии действия максимального усилия, т.к. знаем угол наклона нормали в этой точке контакта и плечо этой силы. Таким образом, определим усилие на каждом теле качения из пропорции:

$$\frac{F_i}{h_i} = \frac{F_{\max}}{b},$$

Тогда усилие на  $i$ -м теле качения равно

$$F_i = \frac{F_{\max} \cdot h_i}{b}. \quad (5)$$

Подставим полученное выражение в формулу (3) и после преобразования получим выражение для определения максимального усилия в зацепление передачи с ПТК и свободной обоймой через входной крутящий момент:

$$F_{\max} = \frac{T_{\text{вх}} \cdot b}{\sum h_i^2}.$$

Затем по формуле (5) определяем усилие на каждом теле качения, передающем нагрузку. Суммарные усилия на генератор по горизонтали и по вертикали определяются по следующим формулам:

$$R_{\text{гор.}} = \sum F_i \cdot \sin \alpha_i,$$

$$R_{\text{верт.}} = \sum F_i \cdot \cos \alpha_i.$$

Отсюда полная реакция на генератор определится, как результирующая суммарных горизонтальных и вертикальных сил

$$R_{\text{рез.}} = \sqrt{R_{\text{гор.}}^2 + R_{\text{верт.}}^2}.$$

Найденная сила действует на опору качения, установленную на генераторе, и на опоры самого генератора.

Таким образом, по предложенным зависимостям можно определить усилия на каждом теле качения в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой, а также результирующую реакцию на опоры генератора, что позволяет производить подбор подшипников при конструировании механизмов с использованием данной передачи.

### 2.3 Определение радиусов кривизны циклоидального профиля кулачка.

Для определения радиусов кривизны циклоидального профиля кулачка нужно двигаться от впадины к выступу. Относительно передачи с ПТК и свободной обоймой выполняется построение Бобилье [18] (рис. 17). В первую очередь, соединим центры центроид обоймы и тела качения прямой  $O_1O_2$  и прямой  $O_1P$  соединим центр тела качения с полюсом зацепления (рис. 18). Эта прямая является нормалью  $n-n$  к профилю кулачка. Далее, надо восстановить перпендикуляр к нормали  $n-n$  из полюса зацепления  $P$  до пересечения с прямой  $O_1O_2$  в точке  $C$ . Где мгновенным центром скоростей для данного положения тела качения является точка  $C$ . Проводив прямую через точку  $C$  и центр центроиды кулачка  $O_1$  на пересечение с нормалью  $n-n$  получаем точку  $M$ . Она будет являться центром радиуса кривизны профиля



обозначим модули векторов  $O_2O_r$ ,  $O_rP$ ,  $PC$ ,  $O_2C$ ,  $O_2P$  через  $r_{\psi}$ ,  $l_{O_rP}$ ,  $l_{O_2C}$ ,  $l_{PC}$ , и  $r_{w2}$ . (рис. 12):

$$\begin{aligned} -r_{\psi}(\sin \varphi \bar{i} - \cos \varphi \bar{j}) + l_{O_rP}(\sin \alpha \bar{i} + \cos \alpha \bar{j}) + l_{PC}(\sin \alpha \bar{i} + \cos \alpha \bar{j}) = \\ = l_{O_2C}(\sin \varphi \bar{i} + \cos \varphi \bar{j}), \end{aligned} \quad (8)$$

$$-r_{\psi}(\sin \varphi \bar{i} - \cos \varphi \bar{j}) + l_{O_rP}(\sin \alpha \bar{i} + \cos \alpha \bar{j}) = r_{w2} \quad (9)$$

Решая совместно уравнения (8) и (9), находим:

$$\left\{ \begin{aligned} l_{O_rP} &= r_{w2} \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi}; \\ \sin \alpha &= \frac{\chi r_{w2} \sin \varphi}{l_{O_rP}}; \\ \cos \alpha &= \frac{(1 - \chi \cos \varphi) r_{w2}}{l_{O_rP}}; \\ \operatorname{tg} \alpha &= \frac{\chi \sin \varphi}{(1 - \chi \cos \varphi)}; \\ l_{O_2C} &= \frac{r_{w2}}{\sin \varphi \operatorname{tg} \alpha - \cos \varphi}; \end{aligned} \right.$$

## 2.4 Расчет радиуса кривизны профиля кулачка

Для определения центра радиуса кривизны  $M$  циклоидального профиля и выводу уравнения самого радиуса кривизны, необходимо составить два векторных уравнения:

$$O_2C + CO_1 = O_1O_2$$

$$O_1M + MP = O_1P$$

Раскладывая по единичным векторам  $(\bar{i}, \bar{j})$  в неподвижной системе координат  $S$ , обозначим модули векторов  $CO_1$ ,  $O_2O_1$ ,  $O_1M$ ,  $MP$ ,  $O_1P$  через  $l_{CO_1}$ ,  $l_{O_2O_1}$ ,  $l_{O_1M}$ ,  $l_{MP}$ ,  $r_{w1}$ , и получим два уравнения:

$$l_{O_2C}(\sin \varphi \bar{i} - \cos \varphi \bar{j}) - l_{CO_1}(\sin \beta \bar{I} + \cos \beta \bar{J}) = e\bar{j} \quad (10)$$

$$-l_{O_1M}(\sin \beta \bar{i} - \cos \beta \bar{j}) + l_{CO_1}(\sin \alpha \bar{I} - \cos \alpha \bar{J}) = r_{w1}\bar{j} \quad (11)$$

Записывая выражения через исходные параметры передачи и решая совместно уравнения (10) и (11), получим:

$$tg\beta = \frac{l_{O_2C} \sin \varphi}{l_{O_2C} \cos \varphi + \frac{r_{w2}}{z_2}} \quad (12)$$

$$l_{MP} = \frac{r_{w2} \left(1 - \frac{1}{z_2}\right)}{\frac{\sin \alpha}{tg\beta} + \cos \alpha} \quad (13)$$

Следовательно, радиус кривизны циклоидального профиля кулачка определяем из следующей зависимости:

$$\rho = l_{O_rP} - r_p - l_{MP} \quad (14)$$

## 2.5 Расчет радиуса кривизны профиля венца

Для определения радиуса кривизны циклоидального профиля венца необходимо выполнить построение (рис. 18), аналогичное предыдущему случаю. С учетом того, что это только для зацепления обоймы и венца. Тут будем рассматривать контакт тела качения с внутренним циклоидальным профилем в точке  $K'$ . При этом не изменяя радиус производящей окружности  $r_{w2}$ , как и радиус окружности центров  $r_u$ . Векторные уравнения (6), (7) справедливы и для определения радиуса кривизны профиля венца. С учетом того, что геометрические параметры  $l_{O_2C}$ ,  $\sin \alpha$ ,  $\cos \alpha$ ,  $tg\alpha$  остаются неизменными.

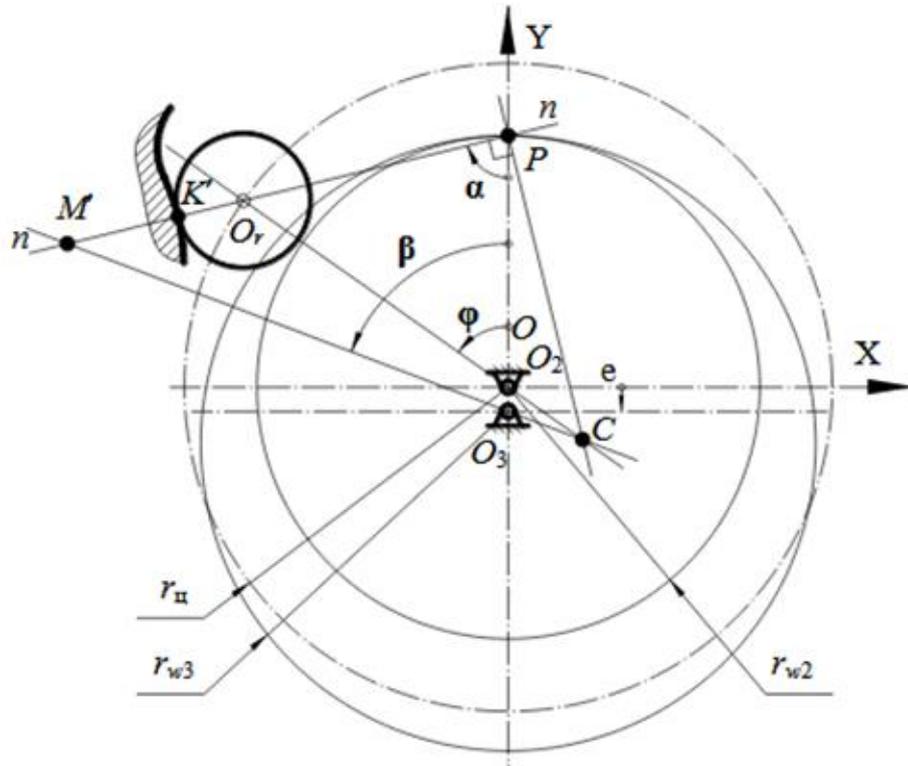


Рисунок 18 – К определению радиуса кривизны циклоидального профиля венца

Так, для определения расстояния от центра радиуса кривизны  $M'$  профиля венца до полюса зацепления  $P$ , составим два векторных уравнения:

$$O_2C + CO_3 = O_2O_3$$

$$O_3M' + M'P = O_3P$$

Аналогично предыдущему расчету, раскладывая по единичным векторам  $(\bar{i}, \bar{j})$  в неподвижной системе координат  $S$ , обозначим модули векторов,  $O_3M'$ ,  $M'P$ ,  $O_3P$  через,  $e$ ,  $l_{O_3M'}$ ,  $l_{M'P}$ ,  $r_{w3}$  и получим:

$$l_{O_2C}(\sin \varphi \bar{i} - \cos \varphi \bar{j}) - l_{CO_3}(\sin \beta \bar{I} + \cos \beta \bar{J}) = -e\bar{j}$$

$$-l_{O_3M'}(\sin \beta \bar{i} - \cos \beta \bar{j}) + l_{M'P}(\sin \alpha \bar{I} - \cos \alpha \bar{J}) = r_{w3}\bar{j}$$

Решая совместно уравнение, определяем:

$$tg\beta = \frac{l_{O_2C} \sin \varphi}{l_{O_2C} \cos \varphi - \frac{r_{w2}}{z_2}} \quad (15)$$

$$l_{M'P} = \frac{r_{w2} \left(1 + \frac{1}{z_2}\right)}{\frac{\sin \alpha}{tg\beta} + \cos \alpha} \quad (16)$$

Таким образом, радиус кривизны циклоидального профиля венца определяется по следующей формуле:

$$\rho = l_{M'P} - r_p - l_{O_rP} \quad (17)$$

В итоге, радиус кривизны циклоидального профиля рассчитывается по формулам (9), (12), (13), (14), (15), (16) и (17). Они используются в следующей последовательности:

$$\left\{ \begin{array}{l} l_{O_rP} = r_{w2} \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi}; \\ \sin \alpha = \frac{\chi r_{w2} \sin \varphi}{l_{O_rP}}; \\ \cos \alpha = \frac{(1 - \chi \cos \varphi) r_{w2}}{l_{O_rP}}; \\ tg\alpha = \frac{\chi \sin \varphi}{(1 - \chi \cos \varphi)}; \\ l_{O_2C} = \frac{r_{w2}}{\sin \varphi tg\alpha - \cos \varphi}; \\ tg\beta = \frac{l_{O_2C} \sin \varphi}{l_{O_2C} \cos \varphi - \frac{r_{w2}}{z_2}}; \\ l_{MP} = \frac{r_{w2} \left(1 + \frac{1}{z_2}\right)}{\frac{\sin \alpha}{tg\beta} + \cos \alpha}; \\ \rho = l_{M'P} - r_p - l_{O_rP} \end{array} \right. \quad (18)$$

Необходимо построить профиль передачи с ПТК и свободной обоймой, для того чтобы воспользоваться данным методом расчета усилий в зацеплении. Чтобы построить профиль передачи с ПТК и свободной обоймой, будем использовать специальную программу, в которой задаются исходные данные (рис. 19). Программа автоматически рассчитывает и выдает геометрические размеры передач с ПТК и свободной обоймой (рис. 18).

### 3. Проектировочные расчеты конструкции редуктора с ПТКСО по кинематической схеме 2k-h

#### 3.1 Исходные данные

- Крутящий момент на выходном валу редуктора –  $T = 300$  Н·м.
- Перегрузка –  $T = 600$  Н·м.
- Передаточное отношение редуктора –  $i = 50$ .

Для передачи с ПТКСО, выполненной по схеме 2k-h, передаточное отношение определяется по следующей формуле:

$$i_{75}^K = \frac{1}{1 - \frac{Z_3 Z_4}{Z_1 Z_5}}$$

Задав исходные данные в специальную программу для расчета геометрических параметров передачи с ПТКСО, получили передаточное отношение редуктора:

z1=18	u=50
z2=19	u*=51
z3=20	D <input type="text" value="-3"/>
z4=15	d <input type="text" value="-1"/>
z2s=16	
z5=17	

из условий:  
d>D , d-D=2  
Рекомендуемые :  
d -1 0 1 3  
D -3 -2 -1 1

Рисунок 19 – Число зубьев и число тел качения

- $Z_1 = 18$  – число зубьев кулачка
- $Z_2 = 19$  – число тел качения
- $Z_3 = 20$  – число зубьев венца

### 3.2 Построение передачи с ПТКСО по кинематической схеме 2-k-h

Для выполнения расчетов будем использовать специальную программу, в которой задаются исходные данные, и после этого программа выдает геометрические размеры передач с ПТК и свободной обоймой.

Введите радиус производящей окружности  $r_2$ :  мм

Здесь радиус производящей окружности второго модуля  $r_2$ :  мм

Введите коэффициент смещения  $1,3 < X < 1,7$ :  мм  
 большее для первой ступени

Введите коэффициент смещения  $1,3 < X_s < 1,7$ :  мм  
 меньшее для второй ступени

Yes

Введите радиус тела качения первого модуля из диапазона 5,0000 - 10,1637 :  мм

Введите радиус тела качения второго модуля из диапазона 5,0000 - 11,7054 :  мм

Рисунок 20 – Ввод исходных параметров передачи с ПТК и свободной обоймой в программу

Произведем расчет по данным исходным параметрам, и получим следующие значения и координатные точки (Рис. 16).

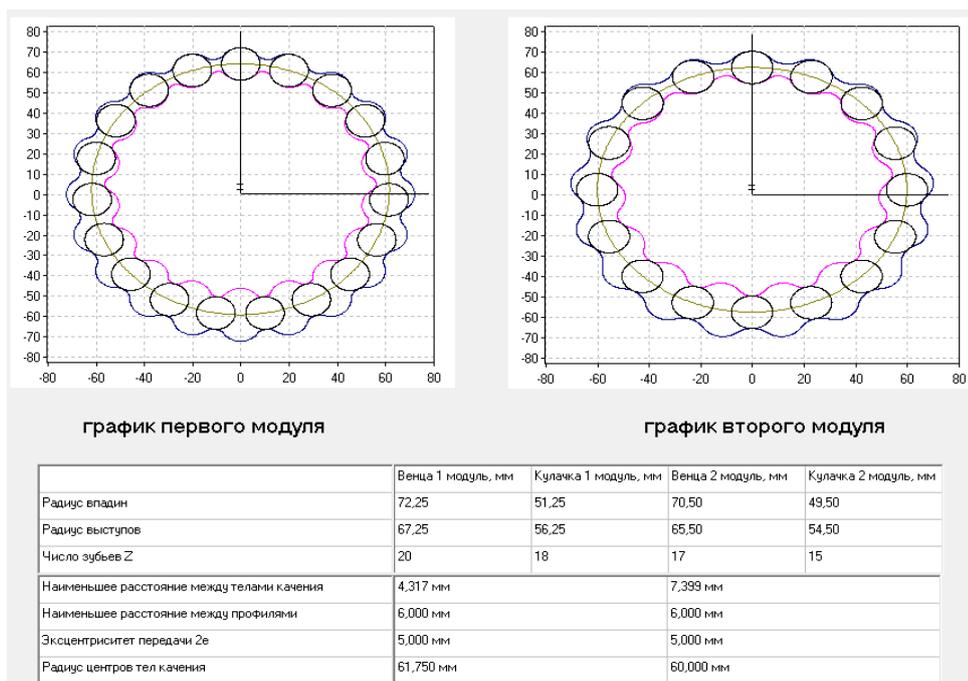


Рисунок 21 – Рассчитанные данные профиля передачи с ПТК и СО на базе кинематической схемы 2k-h

Также формируется файл с точками профиля, по которому мы можем с помощью программы «КОМПАС» построить профили.

### 3.3 Подбор электродвигателя

- Скорость подъема груза  $v = 6$  м/мин ( $0.1$  м/с).
- Диаметр барабана лебедки  $D_b = 150$  мм.
- Ресурс редуктора  $5000$  ч.
- Приведенная сила, действующая на опоры кулачка на генераторе:  
 $F_t = 7070$  Н (прим моменте  $300$  Н·м).

Окружная сила на барабане:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{D_b} = \frac{600}{150} = 4000 \text{ Н } (\sim 400 \text{ кг}).$$

Потребляемая мощность привода (мощность на выходе):

$$P_B = F_t \cdot v = 4000 \cdot 0.1 = 0.4 \text{ кВт}$$

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{э.тр}} = \frac{P_B}{\eta_{\text{общ}}};$$

Принимаем, КПД всего механизма  $\eta_{\text{общ}} = 0.8$ , тогда

$$P_{\text{э.тр}} = 0.5 \text{ кВт}$$

Частота вращения выходного вала:

$$n_B = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot v}{\pi \cdot D_b} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 0.1}{(3.14 \cdot 150)} = 12.74 \text{ мин}^{-1}$$

Требуемая частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{э.тр.}} = n_{\text{в}} \cdot I = 637 \text{ мин}^{-1}$$

По каталогу выбираем электродвигатель АИР80В8Е фланцевого исполнения с электромагнитным тормозом:  $P = 0.55 \text{ кВт}$ ,  $n = 680 \text{ мин}^{-1}$ .

### 3.4 Расчет подшипников под кулачком

Определяем требуемую эквивалентную динамическую нагрузку подшипника:

$$P_r = V \cdot F_r \cdot k_{\sigma} \cdot k_T$$

где  $V = 1.2$ ;

$k_{\sigma} = 1.3$ ;

$k_T = 1$ .

$$P_r = 1.2 \cdot 7.07 \cdot 1.3 \cdot 1 = 11 \text{ кН}$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность роликового подшипника под кулачком с учетом требуемого ресурса работы ( $L_{10h} = 5000 \text{ ч}$ ).

$$C = K_E P_r \cdot \left( \frac{60 n L_h}{10^6 a_1 a_{23}} \right)^{0.3},$$

где  $K_E = 0.8$ ;

$a_1 = 1$ ;

$a_{23} = 0.55$ .

$$C = 0.8 \cdot 11 \cdot \left( \frac{60 \cdot 680 \cdot 5000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0.55} \right)^{0.3} = 51.9 \text{ кН}.$$

По каталогу фирмы SKF, с учетом стесненных габаритов выбираем роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами без наружного кольца RN209, с динамической грузоподъемностью –  $C = 69.5 \text{ кН}$ , с посадочным диаметром на вал 45 мм.

Определим расчетный ресурс:

$$L_n = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^{3.33} \cdot \frac{10^6}{60n} = 1 \cdot 0,55 \left( \frac{69,5}{11} \right)^{3.33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 680} = 6247 \text{ ч.}$$

### 3.5 Расчет подшипников входного вала

Эквивалентная схема для определения реакций в подшипниках  $R_C$ ,  $R_D$  показана на рис. 22.

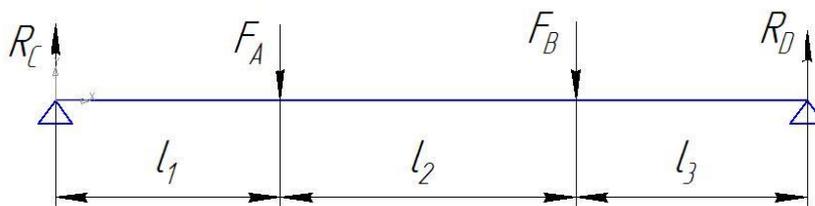


Рисунок 22 – схема для определения реакций в подшипниках

где  $F_A = F_B = 7.07$  кН;

$$l_1 = l_3 = 50 \text{ мм};$$

$$l_2 = 63 \text{ мм.}$$

Составим уравнения равновесия:

$$\sum M_C = 0 \quad -F_A \cdot l_1 - F_B \cdot (l_1 + l_2) + R_D \cdot (2l_1 + l_2) = 0;$$

$$\sum M_D = 0 \quad -R_C \cdot (2l_1 + l_2) + F_A \cdot (l_2 + l_1) + F_B \cdot l_1 = 0.$$

Откуда находим:

$$R_D = \frac{F_A \cdot (2l_1 + l_2)}{2l_1 + l_2} = 7,07 \text{ кН.}$$

В разрабатываемой конструкции вал электродвигателя соединяется с валом редуктора напрямую без муфты. Согласно рекомендациям, в этом

случае при расчете требуемой грузоподъемности ближайшего к электродвигателю подшипника, его реакцию нужно увеличить в два раза, т.к. он испытывает большую нагрузку при работе.

$$R_c = 2R_D = 14.14 \text{ кН}$$

Определяем требуемую эквивалентную динамическую нагрузку подшипника:

$$P_r = V \cdot R_c \cdot k_\delta \cdot k_T$$

где  $V = 1.2$ ;

$k_\delta = 1.3$ ;

$k_T = 1$ .

$$P_r = 1.2 \cdot 14.14 \cdot 1.3 \cdot 1 = 22.05 \text{ кН}$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C = K_E P_r \cdot \left( \frac{60nL_h}{10^6 a_1 a_{23}} \right)^{0.3},$$

где  $K_E = 0.8$ ;

$a_1 = 1$ ;

$a_{23} = 0.55$ .

$$C = 0.8 \cdot 22.05 \cdot \left( \frac{60 \cdot 680 \cdot 5000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0.55} \right)^{0.3} = 103,8 \text{ кН}.$$

По каталогу фирмы SKF, выбираем роликовый сферический подшипник 21308, с динамической грузоподъемностью  $C = 104 \text{ кН}$ , с посадочным диаметром на вал  $40 \text{ мм}$ .

Определим расчетный ресурс:

$$L_h = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^{3.33} \cdot \frac{10^6}{60n} = 1 \cdot 0,55 \left( \frac{104}{22} \right)^{3.33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 680} = 5054 \text{ ч.}$$

Нагрузка на второй подшипник входного эксцентрикового вала, соответственно в 2 раза меньше, требуемая динамическая грузоподъемность  $C=51.9$  кН.

По каталогу фирмы SKF, выбираем роликовый сферический подшипник 22206, с динамической грузоподъемностью  $C=64$  кН, с посадочным диаметром на вал 30 мм.

Расчетный ресурс:

$$L_h = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^{3.33} \cdot \frac{10^6}{60n} = 1 \cdot 0,55 \left( \frac{64}{11} \right)^{3.33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 680} = 5721 \text{ ч.}$$

### 3.6 Расчет подшипников на выходном валу

В конструкции применена схема, при которой подшипники выходного вала расположены над подшипниками входного вала (эксцентрикового генератора), поэтому нагрузка со стороны генератора будет  $R_C$  и  $R_D$ .

Определяем требуемую эквивалентную динамическую нагрузку подшипника:

$$P_r = V \cdot R_C \cdot k_b \cdot k_T$$

где  $V = 1.2$ ;

$k_b = 1.3$ ;

$k_T = 1$ .

$$P_r = 1.2 \cdot 7.07 \cdot 1.3 \cdot 1 = 11 \text{ кН}$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность шарикового подшипника:

$$C = K_E P_r \cdot \left( \frac{60nL_h}{10^6 a_1 a_{23}} \right)^{0.33},$$

где  $K_E=0.8$ ;  
 $a_1=1$ ;  
 $a_{23}=0.55$ .

$$C = 0.8 \cdot 11 \cdot \left( \frac{60 \cdot 12.7 \cdot 5000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0.55} \right)^{0.33} = 16,67 \text{ кН}.$$

По каталогу фирмы SKF, выбираем радиальный шарикоподшипник с уплотнительными кольцами 61832, с динамической грузоподъемностью  $C=49.4$  кН, с посадочным диаметром на вал 160 мм.

Расчетный ресурс:

$$L_h = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60n} = 1 \cdot 0,55 \left( \frac{49.4}{16.67} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 12.7} = 18784 \text{ ч}.$$

### 3.7 Проверка штифта для центрирования венца на срез

Расчет штифта на срез производится по формуле:

$$\tau_{cp} = \frac{Q}{F_{cp}} \leq [\tau_{cp}]$$

Допустимое напряжение среза для стали 20:

$$[\tau_{cp}] = 70 \text{ МПа}.$$

Количество плоскостей среза  $n = 3$ .

$$Q = \frac{T_{\text{вых}}}{3R} = \frac{300}{3 \cdot 0,09} = 1111 \text{ Н}.$$

Определим площадь поперечного сечения штифта:

$$F_{cp} = \frac{Q}{[\tau_{cp}]} = \frac{1111}{70 \cdot 10^6} = 1.6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Диаметр штифта:

$$d = \sqrt{\frac{4F_{cp}}{\pi}} = 0,0045\text{ м} = 4.5\text{ мм.}$$

Выбираем штифт цилиндрический диаметром 8 мм.

Определим напряжение среза в штифте  $\varnothing 8$  мм.

Площадь среза:

$$F_{cp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 5.02 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

тогда, напряжение среза:

$$\tau_{cp} = \frac{Q}{F_{cp}} = 22.2 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса получается  $K = [\tau_{cp}] / \tau_{cp} = 3.15$ .

### 3.8 Расчет винтового соединения корпусов

Винты установлены в корпуса и венцы с зазором.

Количество винтов  $z=8$ .

Сила затяжки болта, обеспечивающая неподвижность венцов относительно корпусов, под действием крутящего момента:

$$F_3 = \frac{2000 \cdot k \cdot T}{z \cdot f \cdot D_6} = \frac{2000 \cdot 1.5 \cdot 300}{8 \cdot 0.12 \cdot 180} = 5208 \text{ Н.}$$

Коэффициент трения на стыке  $f=0.12$ ;

Коэффициент запаса сцепления  $k=1.5$ .

Расчетный внутренний диаметр резьбы болтов:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_3 \cdot C}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5208 \cdot 1.3}{\pi \cdot 288}} = 5.47 \text{ мм.}$$

Здесь  $C=1.3$  – коэффициент, учитывающий напряжения кручения;

$[\sigma]_p = 0.6$ ,  $\sigma_T = 0.6 \cdot 480 = 288$  МПа – допускаемое напряжение для затянутых болтов из углеродистой стали.

Выбираем винты М8 – 6g x 80.68 ГОСТ 11738-84.

### 3.9 Подбор балансиров

Для статической балансировки вала должно выполняться условие:

$$m_1 \cdot e_1 = m_2 \cdot e_2$$

где  $m_1$  - масса детали (-ей), для которой делается балансировка;

$e_1$  - величина смещения оси вращения этой детали от центра масс;

$m_2$  - масса балансира (-ов);

$e_2$  - смещение центра масс балансира от оси его вращения.

В нашем случае необходимо балансировать кулачок, его подшипники и эксцентриковый участок вала под кулачком.

Масса кулачка:  $m_1=2,04$ кг

Масса участка вала:  $m_2=0,94$ кг

Масса одного подшипника:  $m_3=0,26$ кг.

Эксцентриситет:  $e_1=5$ мм

В разрабатываемой конструкции расположим 2 балансира с двух сторон относительно кулачка с одинаковым значением  $m \cdot e$ .

Определим требуемые параметры балансиров:

$$m_1 \cdot e_1 = (m_1 + m_2 + 2m_3) \cdot e_1 = 17.5$$

Подбираем балансиры, учитывая возможности их размещения:

$$m_{61} = 0.37 \text{ кг}, e_{61} = 23.8$$

$$m_{62} = 0.38 \text{ кг}, e_{62} = 23$$

Проверяем:

$$m_{61} \cdot e_{61} + m_{62} \cdot e_{62} = 17.54$$

На рис. 23 показана форма подобранного балансира.

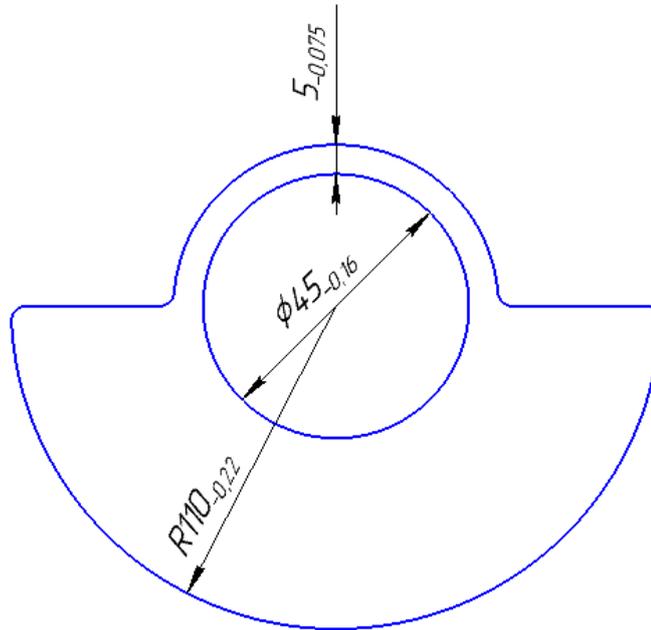


Рисунок 23 – Форма балансира

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

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ61	Кайырову Маргулану Еркинулы

Инженерная школа	Новых производственных технологий	Отделение	Материаловедения
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	15.04.01 Машиностроение

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

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

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

1. <i>Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i>	Определение потенциального потребителя результатов исследования, SWOT-анализ, определение возможных альтернатив проведения научных исследований
2. <i>Планирование и формирование бюджета научных исследований</i>	Планирование этапов работы, определение календарного графика и трудоемкости работы, расчет бюджета
3. <i>Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования</i>	Оценка сравнительной эффективности проекта.

**Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):**

1. <i>Оценка конкурентоспособности технических решений</i>
2. <i>Матрица SWOT</i>
3. <i>Альтернативы проведения НИ</i>
4. <i>График проведения и бюджет НИ</i>
5. <i>Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НИ</i>

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Старикова Е.В.			

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Кайыров Маргулан Еркинулы		

## **4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение**

### 4.1 Предпроектный анализ. Потенциальные потребители результатов исследования

В производстве редукторы с малыми габаритами и с высокими техническими характеристиками находят широкое применение. Так как, за счет их технических преимуществ, можно разработать конкурентоспособные и ресурсоэффективные механизмы.

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

В данном разделе выпускной квалификационной работы представлены результаты расчетов бюджета научного исследования, оценочная карта сравнения конкурентных технических решений, оценка сравнительной эффективности исследования и т. д.

Для достижения цели, важную роль играет решение следующих задач:

- разработка общей экономической идеи проекта, формирование концепции проекта;
- организация работ по научно-исследовательскому проекту;
- определение возможных альтернатив проведения научных исследований;
- планирование научно-исследовательских работ;
- оценки коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурс эффективности и ресурсосбережения;
- определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования.

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

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

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 [25].

Сегментирование – это разделение покупателей на однородные группы, для каждой из которых может потребоваться определенный товар (услуга) [25].

Таблица 4.1 – Карта сегментирования рынка

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

Использовать редуктор с ПТКСО и с расцеплением выходного вала спроектированный на базе кинематической схемы 2k-h, можно во многих

отраслях, а именно в машиностроении, авиастроении и в космическом машиностроении.

Из карты сегментирования видно, что основным сегментом данного рынка является машиностроение, где требуется высокая компактность и малые потери. Однако помимо машиностроения характеристиками проектируемого редуктора могут пользоваться и другие машиностроительные отрасли.

#### 4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурс эффективности и ресурсосбережения позволяет провести оценку сравнительной эффективности научной разработки и определить направления для ее будущего повышения [29].

Таблица 4.2 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы		Конкурентоспособность	
		Б <sub>1</sub>	Б <sub>2</sub>	К <sub>1</sub>	К <sub>2</sub>
Технические критерии оценки ресурсоэффективности					
1. Простота изготовления	0,2	3	4	0,3	0,4
2. Энергоэкономичность	0,05	3	4	0,3	0,4
3. Надежность	0,2	4	3	0,4	0,3
4. Материалоемкость	0,05	3	3	0,3	0,3
5. Широта области применения	0,15	3	4	0,3	0,4
Экономические критерии оценки эффективности					
1. Послепродажное обслуживание	0,2	3	4	0,3	0,3
2. Цена	0,05	3	4	0,3	0,4
3. Предполагаемый срок эксплуатации	0,1	4	4	0,4	0,4
Итого:	1			2,6	2,9

Примечание

$K_1$  – Передача с ПТК и свободной обоймой с расцеплением выходного вала

$K_2$  – Передача с ПТК и СО

Результаты показывают, что данная научно-исследовательская разработка является конкурентоспособной и имеет преимущества по таким показателям, как удобство в эксплуатации, надежность, цена, безопасность.

По нашему мнению, наиболее целесообразным по технологическим и экономическим соображениям является применение передачи с ПТК и свободной обоймой с расцеплением выходного вала. Целесообразность применения данной передачи обуславливается тем, что в данной передаче имеется преимущество расцепляемого выходного вала. Так как, это способствует свободной размотке барабана лебедки, как при включенном и при выключенном двигателе.

#### 4.3 SWOT – анализ

Как и у других передач такого вида, и в передаче ПТК и свободной обоймой с расцеплением выходного вала имеется свои сильные и слабые стороны. К сильным сторонам передачи ПТК и свободной обоймой с расцеплением выходного вала, относится то, что 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, также тем, что и при включенном, и при выключенном двигателе можно разматывать барабан без усилий, и т.п.

Слабые стороны передач с ПТК и свободной обоймой. Как и у всех механизмов в ряду с достоинствами, присутствуют и недостатки в этих передачах. Много вариационных параметров, влияющих на увеличения значений сил в зацеплении. Сложный процесс изготовления и сборки в сравнение с обычными зубчатыми редукторами. Мы можем

конкретизировать зависимость вариации входных параметров на изменение сил в зацеплении. И таким образом выдвинуть теорию полезную для конструкторов при конструировании данной передачи.

Таблица 4.3 Матрица SWOT

	<p><b>Сильные стороны:</b></p> <p>С1. Возможность при определенных входных параметрах, выбрать оптимальную модель передачи с ПТК и свободной обоймой.</p> <p>С2. Долгая служба механизма.</p> <p>С3. Уменьшение деформации в зацеплении.</p> <p>С4. Снижения затрат в эксплуатационный период.</p> <p>С5. Повышения нагрузочной способности конструкции.</p>	<p><b>Слабые стороны:</b></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 определенных оптимальных условий.</p>
<p><b>Возможности:</b></p> <p>В1. Использование гидроабразивной и электроэрозионной установки для получения профиля</p> <p>В2. В связи с последними политическими событиями наблюдается тенденция на импортозамещение в данной отрасли.</p> <p>В3. Возможность внедрения технологии в производство</p> <p>В4. Участие в грантах</p> <p>В5. Так как группа имеет знания и опыт в данном</p>	<p>С1В2 – вероятность расширения потенциальных потребителей.</p> <p>С1В3 - упрощение внедрения технологии в производство за счет оптимальных значений сил в зацеплении.</p> <p>С2В2 – позволяют при наличии спроса быстро нарастить объемы производства.</p> <p>С3В2, С4В2 - качество изделия будет являться конкурентным преимуществом на российском рынке.</p>	<p>В1Сл1 – новейшее оборудование, позволит на ранних стадиях исследования, выявить и предотвратить появление брака.</p>

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

На данном этапе старт продукции на рынке сложно предугадать. Ещё не до конца неизвестно, на сколько дороже или дешевле обойдется 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 завоеует свой рынок особенно в сферах в который необходимы высокие точности и малые потери.

### 4.3.1 Оценка готовности проекта к коммерциализации

Таблица 3.4 Бланк оценки степени готовности научного проекта к коммерциализации

<b>№ п/ п</b>	<b>Наименование</b>	<b>Степень проработанности научного проекта</b>	<b>Уровень имеющихся знаний у разработчика</b>
1.	Определен имеющийся научно-технический раздел	4	3
2.	Определены перспективные направления коммерциализации научно-технического задела	4	3
3.	Определены отрасли и технологии (товары, услуги) для предложения на рынке	3	3
4.	Определена товарная форма научно-технического задела для представления на рынок	3	2
5.	Определены авторы и осуществлена охрана их прав	2	2
6.	Проведена оценка стоимости интеллектуальной собственности	4	4
7.	Проведены маркетинговые исследования рынков сбыта	2	2
8.	Разработан бизнес-план коммерциализации научной разработки	2	1
9.	Определены пути продвижения научной разработки на рынок	3	2
10.	Разработана стратегия (форма) реализации научной разработки	3	2
11.	Проработаны вопросы международного сотрудничества и выхода на зарубежный рынок	2	2
12.	Проработаны вопросы использования услуг инфраструктуры поддержки, получения льгот	3	2
13.	Проработаны вопросы финансирования	3	3

.	коммерциализации научной разработки		
14	Имеется команда для коммерциализации научной разработки	4	4
15	Проработан механизм реализации научного проекта	4	4
	<b>ИТОГО БАЛЛОВ</b>	46	39

Исходя, из результатов которое показывает, таблице 5.4 можно сделать вывод о том что, перспективность представленного проекта оценивается как выше среднего, так как выявилось, что оценочные баллы готовности научного проекта к коммерциализации и уровень имеющихся знаний у разработчика средний.

#### 4.4 Методы коммерциализации результатов научно-технического исследования

Из всех методов коммерциализации, инжиниринг и торговля патентными лицензиями поможет успешному продвижению разрабатываемого проекта.

##### 4.4.1 Инициация проекта

В этом разделе представлена информация о заинтересованных сторонах проекта и их ожиданий от реализации проекта. Заинтересованными сторонами проекта является высшее руководство организации, отдел по управлению качеством и рабочий персонал.

В получении результата заинтересованы следующие стороны, представленные в таблице 4.5

Таблица 4.5 Заинтересованные стороны проекта

<b>Заинтересованные стороны проекта</b>	<b>Ожидания заинтересованных сторон</b>
Университет	Наличие НИОКР.
Студент	Защита магистерского диплома. Получение высшего образования.
Предприятия, занимающиеся изготовлением подшипников	Сокращение времени производственного цикла. Возможность выбора самых оптимальных значений габаритов и сил в зацеплении Снижение себестоимости.
Потребители	Низкая стоимость изделий по сравнению, с изделиями полученными стандартными методами. Увеличение срока эксплуатации. Качество продукции.
Государство	Развитие импортозамещения.

В таблице 4.6 представлена информация о иерархии целей проекта и критериях достижения целей.

Таблица 4.6 Цели и результат проекта

<b>Цели проекта:</b>	Спроектировать редуктор с промежуточными телами качения и свободной обоймой по схеме 2k-h
<b>Ожидаемые результаты проекта:</b>	Результатом проекта будет являться сборочный чертёж редуктора и его спецификация.
<b>Критерии приемки результата проекта:</b>	Законченная научно-исследовательская работа, авторы которой имеют список публикаций и участие на международных конференциях.
<b>Требования к</b>	<b>Требование:</b>

<b>результату проекта:</b>	<p>Выполнены проектировочные и проверочные расчёты наиболее слабых узлов механизма.</p> <p>Найти оптимальное решение обеспечения свободного хода выходного вала.</p>
----------------------------	--

#### 4.4.2 Организационная структура проекта

Таблица 4.7 Рабочая группа проекта

<b>ФИО, основное место работы, должность</b>	<b>Роль в проекте</b>	<b>Функции</b>	<b>Трудо-затраты, час.</b>
Ефременков Егор Алексеевич	<i>Руководитель проекта</i>	отвечает за реализацию проекта в пределах заданных ограничений по ресурсам, координирует деятельность участников проекта	1050
Кайыров Маргулан Еркинулы	<i>Исполнитель по проекту</i>	выполняет отдельные работы по проекту	1760

Таблица 4.8 Ограничения и допущения проекта

<b>Фактор</b>	<b>Ограничения/ допущения</b>
3.1. Бюджет проекта	<b>420000 рублей</b>
3.1.1. Источник финансирования	<b>ИФПМ СО РАН</b>
3.2. Сроки проекта:	
3.2.1. Дата утверждения плана управления проектом	20.09.2016
3.2.2. Дата завершения проекта	08.06.2018

## 4.5 Планирование управления научно-техническим проектом

### 4.5.1 Иерархическая структура работ проекта

В этом разделе определены ключевые вехи проекта, а также их результаты, которые должны быть достигнуты.



Рисунок 24 – Иерархическая структура проекта

#### 4.5.2 Контрольные события проекта

Таблица 4.9 Контрольные события проекта

<b>Контрольное событие</b>	<b>Дата</b>	<b>Результат (подтверждающий документ)</b>
Обсуждение плана проект	20.09.16	Утверждение участников исследования
Обзор литературы (сбор необходимой информации)	16.12.16	Отчет по изученной литературе.
Изучение схемы зацепления; Анализ существующих конструкций редукторов по данной схеме.	22.3.17	Отчёт вошедший в выступление при участие в Машиноведение и Инновации. XXIX Конференция Молодых Учёных и Студентов (МИКМУС-2017),
Задались входными параметрами	02.04.17	Встреча с руководителем
Построение валов; Выбор подшипников	02.05.17	Отчет
Уточнительный расчёт подшипников; Корректировка валов и подшипников	11.09.17	Отчет
Построение корпуса редуктора	22.10.17	Отчет
Участие в XXIX Конференция Молодых Учёных и Студентов (МИКМУС-2017)	6.11.17	Сертификат участника

Составление чертежей. Оформление ВКР	4.04.18	Чертежи, приложение, отчёт.
Защита диплома	11.06.18	ДИПЛОМ

#### 4.5.3 План проекта

Таблица 4.10 Календарный план проекта

<b>Название</b>	<b>Длительность, раб. дни</b>	<b>Дата начала-окончания работ</b>	<b>Состав участников (ФИО ответственных исполнителей)</b>
Обсуждения плана исследования	22	1.09.16 1.10.16	Ефременков Е.А. Кайыров М. Е.
Литературный обзор данной передачи	31	15.11.16 15.12.16	Кайыров М. Е. Ефременков Е.А.
Обсуждения всей имеющейся литературы	2	15.12.16 17.12.16	Кайыров М. Е. Ефременков Е.А.
Изучение схемы зацепления;	14	01.03.17 15.03.17	Кайыров М. Е. Ефременков Е.А.
Анализ существующих конструкций редукторов по данной схеме.	5	15.03.17 20.03.17	Кайыров М. Е. Ефременков Е.А.
Задались входными параметрами; Построение валов; Выбор подшипников	30	01.04.17 01.05.17	Кайыров М. Е. Ефременков Е.А.

Уточнительный расчёт подшипников; Корректировка валов и подшипников	5	05.09.17 10.09.17	Кайыров М. Е. Ефременков Е.А
Построение редуктора	76	01.10.17 15.12.17	Кайыров М. Е. Ефременков Е.А.
Написание дипломного проекта	47	3.04.18 20.05.18	Кайыров М. Е. Ефременков Е.А
<b>Итого:</b>	232		

#### 4.6 Бюджет научного исследования

##### Расчет заработной платы

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

Таблица 4.11 Расчёт заработной платы

Исполнители	Кол-во	Зарплата, руб./мес.	Количество отработанных дней	Всего з.п, руб	Дополнительная з.п	Отчисления на социальные нужды
<i>Руководитель</i>	1	24000	118	94400	11328	28320
<i>Исполнитель</i>	1	8100	185	49950	5994	14985
<i>Итого</i>				144350	17322	43305

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

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}}, \quad (4.3)$$

Отчисления на социальные нужды

Статья включает в себя отчисления во внебюджетные фонды.

$$C_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}), \quad (4.4)$$

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%.

#### 4.6.1 Накладные расходы

Накладные расходы составляют 80-100 % от суммы основной и дополнительной заработной платы, работников, непосредственно участвующих в выполнении темы [23].

Расчет накладных расходов ведется по следующей формуле:

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

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

Таблица 4.12 Накладные расходы

<b>Исполнитель</b>	<b>Всего з.п.,руб.</b>	<b>Дополнительная З.п., руб.</b>	<b>Накладные расходы, руб.</b>
Руководитель	94400	11328	80528
Исполнитель	49950	5994	40354
<b>Итого</b>			<b>120882</b>

Таблица 4.13 Полная смета затрат

Статьи	Затраты, руб
Основная заработная плата	144350
Дополнительная заработная плата	17322
Отчисления на социальные нужды	43305
Затраты на электроэнергию	1385
Прочие накладные расходы	120882
Итого	327244

#### 4.6.2 Оценка сравнительной эффективности исследования

Аналог 1 – редуктор с ПТК и СО

Аналог 2 – редуктор с ПТК, но без СО

Таблица 4.14 Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

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

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

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

$$\text{Аналог 2} = 0,2*3+0,1*3 +0,1*5+0,2*3+0,2*5+0,2*2=3,4$$

Вывод к пятому разделу

В данной главе был проведен анализ и расчет экономической эффективности научных исследований.

Были проанализированы целевой рынок и произведено сегментирование потенциальных покупателей разрабатываемых технологий или готового продукта. Также, проведен SWOT-анализ и составлена итоговая матрица SWOT-анализа. Приведен план проекта и рассчитан бюджет научного исследования.

Исходя из проведенной работы, можно сделать вывод о том, что представленная научно-исследовательская работа является, экономический эффективным, энергоэффективным, также имеет экологичность.

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ61	Кайырову Маргулану Еркинулы

Школа	Новых производственных технологий	Отделение	Материаловедения
Уровень образования	магистратура	Направление/специальность	15.04.01 Машиностроение

### Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения</p>	<p><i>Объектом исследования является редуктор, который преобразует крутящий момент. Механизм может применяться в робототехнике и транспортных устройствах.</i></p> <p><i>Рабочим местом при выполнении работы является аудитория учебного корпуса.</i></p>
---	--

### Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<p><b>1. Производственная безопасность</b></p> <p>1.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой;</li> <li>– действие фактора на организм человека;</li> <li>– приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ);</li> <li>– предлагаемые средства защиты;</li> </ul> <p>1.2. Анализ выявленных опасных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– механические опасности (источники, средства защиты);</li> <li>– термические опасности (источники, средства защиты);</li> <li>– электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты);</li> <li>– пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения).</li> </ul>	<p><i>Вредными проявлениями факторов производственной среды, которые могут возникнуть на рабочем месте, являются: 1. Высокая степень шума на рабочем месте.</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>Степень шума не превышает нормы.</i></li> </ul> <p><i>2. Недостаточная освещенность рабочей зоны и недостаток естественного освещения.</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>Для обеспечения требуемой освещенности устанавливаются лампы искусственного освещения.</i></li> </ul> <p><i>3. Пониженная влажность воздуха.</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>Требуется производить проветривание для обеспечения требуемого уровня влажности воздуха.</i></li> </ul> <p><i>Психофизиологическими факторами являются: Офисная, сидячая работа представляет собой использование ЭВМ, с помощью которой будет производится сбор информации, ее обработка, проведение расчетов. Во время работы автору требуется значительные затраты умственной, эмоциональной и физической энергии. Это требует комплексного решения проблем эргономики, гигиены и организации труда, регламентации режимов труда и отдыха. Большое значение имеет рациональная конструкция и расположение элементов рабочего места.</i></p> <p><i>Опасными проявлениями факторов производственной среды, которые могут возникнуть на рабочем месте, являются: электрический ток.</i></p> <p><i>Требуется обеспечить заземление.</i></p>
---	---

<p><b>2. Экологическая безопасность:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– защита селитебной зоны</li> <li>– анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на литосферу (отходы);</li> <li>– разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.</li> </ul>	<p><i>Устройство на этапе проектирования не оказывает влияния на экологию. К отходам можно отнести пустые картриджи, люминесцентные лампы, которые утилизируются на специальном предприятии, по специальной технологии.</i></p>
<p><b>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– перечень возможных ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения;</li> <li>– выбор наиболее типичной ЧС;</li> <li>– разработка превентивных мер по предупреждению ЧС;</li> <li>– разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий.</li> </ul>	<p><i>Типичная ЧС – возникновение пожара, так как используется электрическое оборудование. При работе с оборудованием необходимо придерживаться ТБ основанной на Тои Р-45-068-97. Кабинет оснащен средствами электрической пожарной сигнализации и пожаротушения.</i></p>
<p><b>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</li> <li>– организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.</li> </ul>	<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>

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

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

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Кайыров Маргулан Еркинулы		

## **5. Социальная ответственность**

В данном разделе магистерской диссертации проанализированы основные аспекты социальной ответственности, необходимые в ходе исследования (экологические возможные негативные последствия и ущерб здоровью человека и окружающей среде, чрезвычайные ситуация, правовые нормы и др.).

### **5.1 Описание рабочего места**

Выполнение работы производилось в закрытом помещении (кабинет, аудитория) на персональном компьютере, с помощью которого обрабатывается вся информация.

Рабочее место оборудовано персональным компьютером и жидкокристаллическим монитором.

При проектировании рабочих мест должны быть учтены освещенность, температура, влажность, давление, шум, наличие вредных веществ, электромагнитных полей и другие санитарно-гигиенические требования к организации рабочих мест.

При проектировании лаборатории необходимо уделить внимание и охране окружающей среды, а в частности, организации безотходного производства.

Также, могут быть следующие вредные факторы: наличие - а) не комфортных метеоусловий; б) производственного шума; в) недостаточной освещенности; г) факторов электрической природы; д) факторов пожарной и взрывной природы.

### **5.2 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды**

К числу факторов, ухудшающих состояние здоровья пользователей

компьютерной техники, относятся электромагнитное и электростатическое поля, акустический шум, изменение ионного состава воздуха и параметров микроклимата в помещении. Немаловажную роль играют эргономические параметры расположения экрана монитора (дисплея), состояние освещенности на рабочем месте, параметры мебели и характеристики помещения, где расположена компьютерная техника.

К физическим вредным и опасным факторам относятся: повышенные уровни электромагнитного, рентгеновского, ультрафиолетового и инфракрасного излучения; повышенный уровень статического электричества и запыленности воздуха рабочей зоны; повышенное содержание положительных аэронов и пониженное содержание отрицательных аэроионов в воздухе рабочей зоны; повышенный уровень блескости; неравномерность распределения яркости в поле зрения; повышенная яркость светового изображения; повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека.

### 5.2.1 Метеоусловия

Микроклимат в производственных условиях определяется следующими параметрами:

- 1) Температура воздуха;
- 2) Относительная влажность воздуха;
- 3) Скорость движения воздуха.

При высокой температуре воздуха в помещении кровеносные сосуды кожи расширяются, происходит повышенный приток крови к поверхности тела, и выделение тепла в окружающую среду значительно увеличивается. При низкой температуре окружающего воздуха реакция человеческого организма иная: кровеносные сосуды кожи сужаются, приток крови к поверхности тела замедляется, и теплоотдача конвекцией и излучением уменьшается. Таким образом, для теплового самочувствия человека важно

определенное сочетание температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне.

Повышенная влажность воздуха ( $\phi > 85\%$ ) затрудняет терморегуляцию организма, т.к. происходит снижения испарения пота, а пониженная влажность ( $\phi < 20\%$ ) вызывает пересыхание слизистых оболочек дыхательных путей.

Оптимальные и допустимые показатели температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 5.1 [ГОСТ 12.1.005-88].

Для обеспечения оптимальных и допустимых показателей микроклимата в холодный период года следует применять средства защиты рабочих мест от остекленных поверхностей оконных проемов, чтобы не было охлаждения. В теплый период года необходимо предусмотреть защиту от попадания прямых солнечных лучей.

Работы делятся на три категории тяжести на основе общих энергозатрат организма. Работа, относящаяся к инженерам – разработчикам, относится к категории легких работ. Допустимые значения микроклимата для этого случая даны в таблице.

Таблица 5.1 Требования к микроклимату

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

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

### 5.2.2 Расчет вентиляции

От вентиляции на рабочем месте зависит состояние здоровья человека и его работоспособность. Не имея возможности эффективно влиять на протекающие в атмосфере климатообразующие процессы, люди располагают качественными системами управления факторами воздушной среды внутри производственных помещений.

Микроклимат производственных помещений — это климат внутренней среды данных помещений, который определяется совместно действующими на организм человека температурой, относительной влажностью и скоростью движения воздуха, а также температурой окружающих поверхностей [36].

Факторы, влияющие на микроклимат, можно разделить на две группы: нерегулируемые (комплекс климатообразующих факторов данной местности) и регулируемые (особенности и качество строительства зданий и сооружений, интенсивность теплового излучения от нагревательных приборов, кратность воздухообмена, количество людей и животных в помещении и др.)

Вентиляция производственных помещений предназначена для уменьшения запыленности, задымленности и очистки воздуха от вредных выделений производства, а также для сохранности оборудования. Она служит одним из главных средств оздоровления условий труда, повышения производительности и предотвращения опасности профессиональных заболеваний. Система вентиляции обеспечивает снижение содержания в воздухе помещения пыли, газов до концентрации, не превышающей ПДК. Проветривание помещения проводят, открывая форточки. Проветривание помещений в холодный период года допускается не более однократного в час, при этом нужно следить, чтобы не было снижения температуры внутри помещения ниже допустимой. Воздухообмен в помещении можно значительно сократить, если улавливать вредные вещества в местах их выделения, не допуская их распространения по помещению. Для этого

используют приточно-вытяжную вентиляцию. Кратность воздухообмена не ниже 3.

При обеспечении допустимых показателей микроклимата температура внутренних поверхностей конструкции, ограждающих рабочую зону (стен, потолка, пола) не должна превышать предел допустимых величин температуры воздуха.

В холодный период года следует применять средства защиты рабочего места от радиационного охлаждения от остекленных поверхностей оконных проемов, в теплый период от попадания прямых солнечных лучей.

Температура в рабочей зоне поддерживается отоплением в холодный период и вентиляцией в теплый период.

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

Определим необходимый объём воздуха  $L$ , удаляемый от местных отсосов по формуле [34]:

$$L=3600 \cdot F \cdot V, \quad (5.1)$$

где  $F$  – суммарная площадь рабочих проёмов и не плотностей, м<sup>2</sup>;

$V$  – скорость всасывания воздуха на рабочем участке,  $V = 0,5$  м/с;

$$L = 3600 \cdot 0,36 \cdot 0,5 = 648 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Из расчета видно, что объём воздуха удаляемый от местных отсосов составляет  $L = 648$  м<sup>3</sup>/с.

### 5.2.3 Производственный шум

Предельно допустимый уровень (ПДУ) шума – это уровень фактора, который при ежедневной (кроме выходных дней) работе, но не более 40 часов

в неделю в течение всего рабочего стажа, не должен вызывать заболеваний или отклонений в состоянии здоровья, обнаруживаемых современными методами исследований в процессе работы или в отдаленные сроки жизни настоящего и последующих поколений. Соблюдение ПДУ шума не исключает нарушения здоровья у сверхчувствительных лиц.

Допустимый уровень шума ограничен ГОСТ 12.1.003-83 и СанПиН 2.2.4/2.1.8.10-32-2002. Максимальный уровень звука постоянного шума на рабочих местах не должно превышать 80 дБА. В нашем случае этот параметр соответствовал значению 75 дБА.

При значениях выше допустимого уровня необходимо предусмотреть СКЗ и СИЗ.

### **СКЗ**

- устранение причин шума или существенное его ослабление в источнике образования;
- изоляция источников шума от окружающей среды средствами звуко- и виброизоляции, звуко- и вибропоглощения;
- Применение средств, снижающих шум и вибрацию на пути их распространения

### **СИЗ**

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

#### **5.2.4 Освещенность**

Согласно СНиП 23-05-95 в лаборатории, где происходит периодическое наблюдение за ходом производственного процесса при постоянном нахождении людей в помещении освещенность при системе общего освещения не должна быть ниже 150 Лк, а максимальный коэффициент пульсации не выше 15%.

Правильно спроектированное и выполненное освещение обеспечивает

высокий уровень работоспособности, оказывает положительное психологическое действие на человека и способствует повышению производительности труда.

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

Для защиты от слепящей яркости видимого излучения (факел плазмы в камере с катализатором) применяют защитные очки, щитки, шлемы. Очки на должны ограничивать поле зрения, должны быть легкими, не раздражать кожу, хорошо прилегать к лицу и не покрываться влагой.

Расчёт общего равномерного искусственного освещения горизонтальной рабочей поверхности выполняется методом коэффициента светового потока, учитывающим световой поток, отражённый от потолка и стен. Длина помещения  $A = 6$  м, ширина  $B = 5$  м, высота = 3,5 м. Высота рабочей поверхности над полом  $h_p = 1,0$  м. Согласно СНиП 23-05-95 необходимо создать освещенность не ниже 200 лк, в соответствии с разрядом зрительной работы.

Площадь помещения:

$$S = A \times B,$$

где  $A$  – длина, м;

$B$  – ширина, м;

$$S = 6 \times 5 = 35 \text{ м}^2$$

Коэффициент отражения свежепобеленных стен с окнами, без штор  $\rho_C=50\%$ , свежепобеленного потолка  $\rho_{II}=70\%$ . Коэффициент запаса, учитывающий загрязнение светильника, для помещений с малым выделением пыли равен  $K_z = 1,5$ . Коэффициент неравномерности для люминесцентных ламп  $Z= 1,1$ .

Выбираем лампу белой цветности ЛБ-40, световой поток которой

равен:

$$\Phi_{\text{ЛД}} = 2800 \text{ Лм.}$$

Выбираем светильники с люминесцентными лампами типа ОДОР-2-40. Этот светильник имеет две лампы мощностью 40 Вт каждая, длина светильника равна 1227 мм, ширина – 265 мм.

Интегральным критерием оптимальности расположения светильников является величина  $\lambda$ , которая для люминесцентных светильников с защитной решёткой лежит в диапазоне 1,1–1,3. Принимаем  $\lambda=1,1$ , расстояние светильников от перекрытия (свес)  $h_c = 0,4$  м.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = h_n - h_p,$$

где  $h_n$  – высота светильника над полом, высота подвеса,

$h_p$  – высота рабочей поверхности над полом.

Наименьшая допустимая высота подвеса над полом для двухламповых светильников ОДОР:

$$h_n = 3,5 \text{ м.}$$

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = H - h_p - h_c = 3,5 - 1 - 0,6 = 1,9 \text{ м}$$

Расстояние между соседними светильниками или рядами определяется по формуле:

$$L = \lambda \cdot h = 1,1 \cdot 1,9 = 2,09 \text{ м}$$

Число рядов светильников в помещении:

$$Nb = \frac{B}{L} = \frac{5}{2,09} = 2,39 \approx 2$$

Число светильников в ряду:

$$Na = \frac{A}{L} = \frac{6}{2.09} \approx 3$$

Общее число светильников:

$$N = Na \cdot Nb = 2 \cdot 3 = 6$$

Расстояние от крайних светильников или рядов до стены определяется по формуле:

$$l = \frac{L}{3} = \frac{2.09}{3} = 0.7 \text{ м}$$

Размещаем светильники в два ряда. На рис. 25 изображен план помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами.

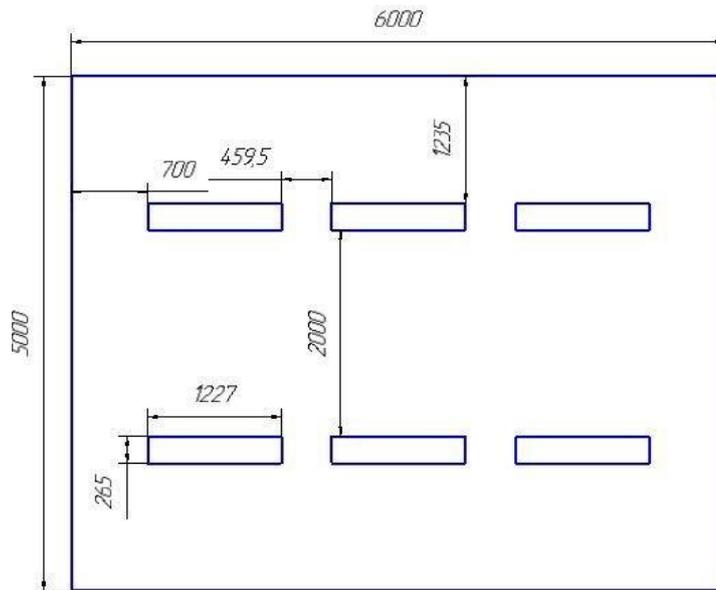


Рисунок 25 – План помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами

Индекс помещения определяется по формуле:

$$i = \frac{A \cdot B}{h \cdot (A + B)} = \frac{6 \cdot 5}{1.9 \cdot (6 + 5)} = \frac{30}{20.9} = 1.4$$

Коэффициент использования светового потока, показывающий какая часть светового потока ламп попадает на рабочую поверхность, для светильников типа ОДОР с люминесцентными лампами при  $\rho_{\Pi} = 70 \%$ ,  $\rho_{С} = 50\%$  и индексе помещения  $i = 1,4$  равен  $\eta = 0,47$ .

Потребный световой поток группы люминесцентных ламп

светильника определяется по формуле:

$$\Phi_{\text{п}} = \frac{E \cdot A \cdot B \cdot K_3 \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 6 \cdot 5 \cdot 1.5 \cdot 1.1}{12 \cdot 0.47} = 2632.98 \text{ лм}$$

Делаем проверку выполнения условия:

$$-100\% \leq \frac{\Phi_{\text{лд}} - \Phi_{\text{п}}}{\Phi_{\text{лд}}} \cdot 100\% \leq 20\%$$

$$\frac{\Phi_{\text{лд}} - \Phi_{\text{п}}}{\Phi_{\text{лд}}} \cdot 100\% = \frac{2800 - 2632.98}{2800} \cdot 100\% = 5.97\%$$

Таким образом:  $-10\% \leq 5.97\% \leq 20\%$ , необходимый световой поток светильника не выходит за пределы требуемого диапазона.

### 5.3 Факторы электрической природы

Электробезопасность представляет собой систему организационных и технических мероприятий, и средств, обеспечивающих защиту людей от вредного и опасного воздействия электрического тока, электрической дуги, электромагнитного поля и статистического электричества.

#### 5.3.1 Классификация

В нашем случае, рабочий кабинет не имеет токопроводящий пол и т.п. опасные среды повышенной опасности. Поэтому помещения относятся к I классу опасности поражения электрическим током.

При подключении локального заземления к нейтрали трансформатора / генератора в системе TN суммарное сопротивление заземления (локального + всех повторных + заземления трансформатора / генератора) должно быть не более **4 Ом** (ПУЭ 1.7.101). Напряжение составляет менее **36 В**. Сила тока должна быть менее **0,1 ампера**.

#### **СКЗ**

- защита временем;
- защита расстоянием;

- снижение интенсивности излучения непосредственно в самом источнике излучения;
- экранирование источника;
- защита рабочего места от излучения;

#### 5.4 Факторы пожарной и взрывной природы

По взрывопожарной и пожарной опасности помещения подразделяются на категории А, Б, В1 - В4, Г и Д, а здания - на категории А, Б, В, Г и Д. По пожарной опасности наружные установки подразделяются на категории  $A_n$ ,  $B_n$ ,  $B_{1n}$ ,  $G_n$  и  $D_n$ . Согласно НПБ 105-03 лаборатория относится к категории Г - негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени; горючие газы, жидкости и твердые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива

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

Причины возникновения пожара неэлектрического характера:

- а) халатное неосторожное обращение с огнем (оставленные без присмотра нагревательные приборы, использование открытого огня);
- б) утечка метана (при концентрации в воздухе от 4,4 % до 17 % метан взрывоопасен).

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

Для устранения причин возникновения и локализации пожаров в

помещении лаборатории должны проводиться следующие мероприятия:

- а) использование только исправного оборудования;
- б) проведение периодических инструктажей по пожарной безопасности;
- в) отключение электрооборудования, освещения и электропитания при предполагаемом отсутствии обслуживающего персонала или по окончании работ;
- г) курение в строго отведенном месте;
- д) содержание путей и проходов для эвакуации людей в свободном состоянии.

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

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

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

В общественных зданиях и сооружениях на каждом этаже должно размещаться не менее двух переносных огнетушителей. Огнетушители следует располагать на видных местах вблизи от выходов из помещений на высоте не более 1,35 м. Размещение первичных средств пожаротушения в коридорах, переходах не должно препятствовать безопасной эвакуации людей. Здание должно соответствовать требованиям пожарной безопасности, а именно, наличие охранно-пожарной сигнализации, плана эвакуации, порошковых или углекислотных огнетушителей с поверенным клеймом, табличек с указанием направления к запасному (эвакуационному) выходу (рис. 26).

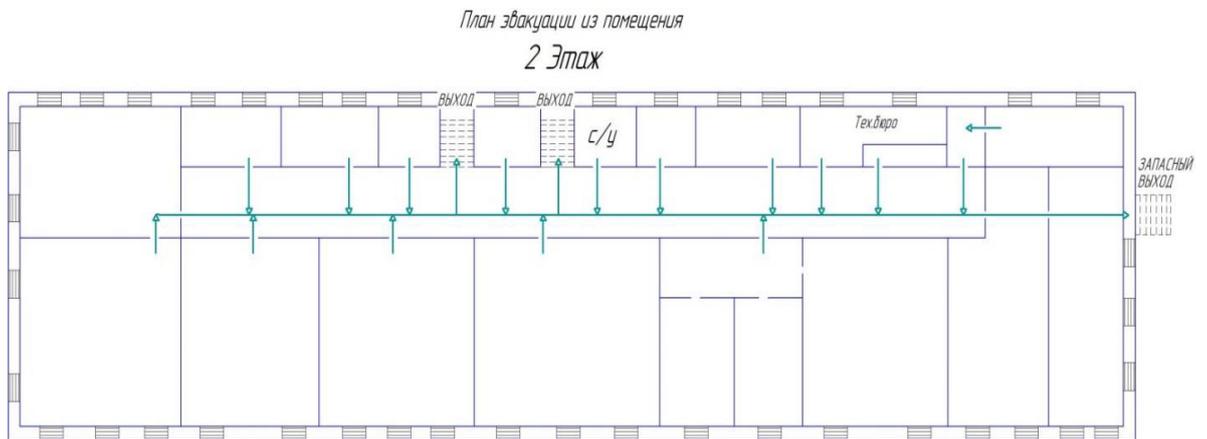


Рисунок 26 – Пути эвакуации

## 5.5 Охрана окружающей среды

### 5.5.1 Утилизация картриджей

Различными большими компаниями-производителями предлагается утилизация картриджей бесплатно. Оптовым покупателям предоставляется специальная тара для хранения отработанных изделий. При ее полном заполнении производится сбор и дальнейшая утилизация.

Отработанное оборудование также может сдаваться в специализированные сервисные центры, где выдается, при необходимости, соответствующая документация об утилизации. Еще сбором вышедших из употребления картриджей могут заниматься организации-поставщики оргтехники и специализированные компании, производящие уничтожение опасных отходов.

Сейчас утилизация б/у картриджей проводится несколькими способами. Наиболее распространенный – переработка с последующим использованием для новых изделий. Многие компании-производители собранные отработанные изделия передают дочерним перерабатывающим организациям. Они проводят чистку, необходимый ремонт, замену изношенных деталей, заправку. Готовые для вторичного использования картриджи предлагаются покупателям под другим брендом.

Другой способ – разложение. Он делится на механическую и термическую составляющую. Отработанное изделие разбирается в производственных условиях на комплектующие, которые далее сортируются и утилизируются частями. Инновационные технологии позволяют делать это с высокой эффективностью и минимальным вредом для окружающей среды.

Так, остатки тонера подвергаются термическому воздействию (при  $1000^{\circ}\text{C}$ ). Такая высокая температура обеспечивает полное разложение исходных вредных веществ с образованием новых нетоксичных. Пластиковые части гранулируются (механически дробятся), а далее переплавляются, и используется далее в качестве вторсырья.

Утилизация отработанных картриджей – это значительный вклад в экологическую чистоту окружающей среды.

#### 5.5.2 Утилизация люминесцентных ламп

Перегоревшие люминесцентные лампы можно отнести в свой районный ДЕЗ или РЭУ, где установлены специальные контейнеры. Там их должны бесплатно принять. Основанием для того, чтобы в ДЕЗе приняли у вас лампы, является распоряжение правительства Москвы «Об организации работ по централизованному сбору, транспортировке и переработке отработанных ртутьсодержащих люминесцентных и компактных люминесцентных ламп» от 19 мая 2010 года № 949-РП.

#### 5.5.3 Утилизация макулатуры

Сегодня бумага составляет примерно 40 % от общего числа твердых отходов. Однако попадая в один контейнер вместе с прочим утилем, она неизбежно становится мусором, не пригодным для вторичного использования.

Не перемешивать бумагу с остальным мусором. Собирать в отдельный урну или контейнер, и сдать в пункт переработки макулатуры.

Важно понимать, что не все бумажные отходы подлежат переработке. Из 12 марок макулатуры, служащей сырьем, учитываются вид, цвет, состав каждой. Изделия с глянцевым или ламинированным покрытием, содержащие элементы металла или пластика, отсыревшие или обгоревшие, а также изготовленные из вторсырья (например, лотки для яиц) не относятся к категории вторичных ресурсов. Такие отходы, а также уничтожение документов нуждаются в особом виде утилизации. К макулатуре относятся гофра-тара, газеты, книги и тетради, писчая и чертежная бумага и прочие изделия полиграфической продукции, которые впоследствии становятся сырьем для производства картона, оберточной бумаги и упаковки (изготовление крафт-пакетов), теплоизоляционных и кровельных материалов. По самым скромным подсчетам 70 видов бумаги и картона, производимых в России, изготавливаются на основе макулатуры.

## 5.6 Защита в ЧС

Производство находится в городе Томске с континентально-циклоническим климатом. Природные явления (землетрясения, наводнения, засухи, ураганы и т. д.), в данном городе отсутствуют.

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

Для Сибири в зимнее время года характерны морозы. Достижение критически низких температур приведет к авариям систем теплоснабжения и жизнеобеспечения, приостановке работы, обморожениям и даже жертвам среди населения. В случае переморозки труб должны быть предусмотрены запасные обогреватели. Их количества и мощности должно хватать для того, чтобы работа на производстве не прекратилась.

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

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

Чрезвычайными ситуациями в аудитории учебного корпуса могут быть пожары. Основы пожарной безопасности определены по ГОСТ 12.1.004-91 [40].

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.

## 5.7 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Согласно трудовому кодексу РФ [44] и СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03[33]: 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 СанПиНом 2.2.2/2.4.1340-03 [37].

Производственный контроль над 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.

#### 5.8 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны

Большое значение имеет рациональная конструкция и расположение элементов рабочего места, что важно для поддержания оптимальной рабочей позы человека – оператора.

В процессе работы, все используемые предметы находятся в зоне досягаемости. Оптимальное размещение предметов труда и документации в зонах досягаемости приведено на рис. 27.

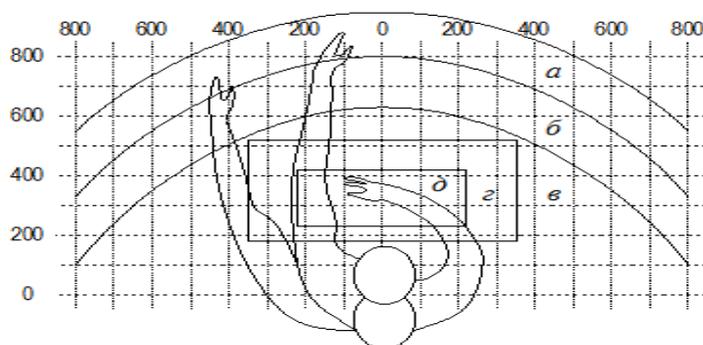


Рисунок 27 - Оптимальное размещение предметов труда и документации в зонах досягаемости

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 [49].

## **6. Заключение**

В результате магистерской диссертации был выполнен анализ кинематических схем планетарных передач с промежуточными телами качения. Проанализировав кинематические схемы планетарных передач, пришли к выводу, что наиболее перспективной является разработка конструкций передачи с ПТКСО с расцепляемым валом на базе кинематической схемы 2k-h, так как на конструкцию данной передачи обеспечение расцепляемого выходного вала не исследовано.

По данной схеме провели проектировочные расчеты и разработали конструкцию редуктора с ПТКСО с расцепляемым валом на базе кинематической схемы 2k-h.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения» был произведен сравнительный расчет ресурсоэффективности передач с ПТК и свободной обоймой с расцеплением выходного вала передач с ПТКСО. Произведен SWOT анализ, составлен план проекта, контрольные события, и рассчитан общий бюджет научного исследования.

В разделе «Социальная ответственность» был произведен анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды, вредных веществ, производственного шума, освещенность помещения, пожарной безопасности, защита в ЧС.

## Список выступлений и публикаций

*Выступления:*

*«Проектирование эпициклического механизма с промежуточными телами качения и свободной обоймой на базе кинематической схемы 2k-h»* – XI Международный научно-практическая конференция «Современные проблемы машиностроения 2017» – Томск, 4-6 декабря 2017 г.

## Список используемых источников

1. П.В. Гордин, Е.М. Росляков, В.И. Эвелеков. Детали машин и основы конструирования: Учебное пособие. СПб.: СЗТУ, 2006. – 186с
2. А. Е. Беляев. Механические передачи с шариковыми промежуточными телами. Томск: ТПУ, 1992. -231с.
3. Кинематический анализ планетарно-цевочных механизмов. /Иванов А.С. [и др.] //Вестник машиностроения. – 2012 г.– №8. – С.23 – 25.
4. Янгулов В. С. Прецизионные передачи с промежуточными телами качения для использования в приводах наведения оптических систем / В. С. Янгулов, А. Н. Грицута // Вестник науки Сибири. — 2011. — № 1 (1). — [С. 196-202].
5. Каталог «Редуктор серии DRIVE 6000», 2007, 268 с. // URL:[http://www.sumitomo-drive.ru/pdf/K-CycloDrive6000\(RUS\).pdf](http://www.sumitomo-drive.ru/pdf/K-CycloDrive6000(RUS).pdf) (дата обращения 01.03.2012).
6. Э.Н. Панкратов, В.В. Шумский, С.В. Лушников. Волновые редукторы с промежуточными звеньями. Бурения и нефть. 2003. No2. С.28-30
7. Каталог RVSeriesGearheads //URL:[http://www.nabtesco.de/fileadmin/nabtesco/downloads/kataloge/ca\\_rd\\_e.pdf](http://www.nabtesco.de/fileadmin/nabtesco/downloads/kataloge/ca_rd_e.pdf) (дата обращения 01.03.2012).
8. Каталог TwinSpin. Издание 1/2009. //URL:[http://www.spinea.sk/download/99\\_catalogue\\_uk.pdf](http://www.spinea.sk/download/99_catalogue_uk.pdf) (дата обращения 01.03.2012).
9. Лустенков М.Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус. -Рос. ун-т, 2010. – 274 с.: ил.
10. US 1,449,352 Gearless planetary transmission. Seeck F. 1923.
11. Lai T.S. Design and machining of the epicycloid planetary gear of cycloid drives // Intern. J. Adv. Manufact. Tech. – 2006. – №28. – P. 665–670.
12. SU 1716227 МКИ F16Н1/00 Передача с промежуточными звеньями. С.И. Бакалов и др., 1992.

13. Пашкевич М.Ф. Торцовые шариковые редукторы и их кинематика // Вестник машиностроения. – 1985. – № 7. – С.23–26.
14. Ефременков Е. А. Особенности проектирования двухполусной передачи с промежуточными телами качения / Е. А. Ефременков, С. Н. Сорокова, Е. Е. Кобза // Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ]. — 2013. — Т. 323, № 2: Математика и механика. Физика. — [С. 59-62].
15. Э. Н. Панкратов. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства: Практикум лидера проектировщика. –Томск: ТГУ, 1998,-295 с.
16. Янгулов В.С. Зубчатые передачи повышенной точности и долговечности // под ред. В.С. Дмитриева. – Томск: Изд-во ТПУ, 2008. – 136 с.
17. Кобза Е. Е. Анализ распределения усилий в зацеплении циклоидальной передачи с учетом погрешностей изготовления звеньев / Е. Е. Кобза, Е. А. Ефременков, В. Н. Демидов // Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ]. — 2012. — Т. 321, № 2: Математика и механика. Физика. — [С. 22-26].
18. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 307 с.
19. Ефременков Е.А., Ан. И-Кан. – Определение радиусов кривизны циклоидальных профилей с использованием метода Эйлера-Савари //Вестник машиностроения. - 2010. - № 10. - С. 47-50.
20. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.
21. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1976. – 391 с.
22. ГОСТ 18855-94 Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и расчетный ресурс.

23. Подшипники качения: Справочник-каталог/ под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
24. Баловнев Н.П. Расчет резьбовых соединений и винтовых механизмов. – Москва, 1999. – 39 с.
25. Кузьмина Е.А, Кузьмин А.М. Методы поиска новых идей и решений "Методы менеджмента качества" №1 2003 г.
26. Кузьмина Е.А, Кузьмин А.М. Функционально-стоимостный анализ. Экскурс в историю. "Методы менеджмента качества" №7 2002 г.
27. Основы функционально-стоимостного анализа: Учебное пособие / Под ред. М.Г. Карпунина и Б.И. Майданчика. - М.: Энергия, 1980. - 175 с.
28. Сущность методики FAST в области ФСА [Электронный ресурс] <http://humeur.ru/page/sushhnost-metodiki-fast-v-oblasti-fsa>
29. Руководство к своду знаний по управлению проектами (Руководство РМВОК), 4-е издание, 2008 г.
30. Мазур И.И., Шапиро В.Д., Ольдерогге Н.Г. Управление проектами: Учебное пособие. – М.: Омега-Л, 2004. – 664 с.
31. Попова С.Н. Управление проектами. Часть I: учебное пособие / С.Н. Попова; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 121 с.
32. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов (вторая редакция), утверждено Министерством экономики РФ, Министерством финансов РФ № ВК 477 от 21.06.1999 г. [Электронный ресурс]. - Режим доступа. - <http://www.cfin.ru/>
33. ГОСТ 54 30013-83 Электромагнитные излучения СВЧ. Предельно допустимые уровни облучения. Требования безопасности
34. ГОСТ 12.4.154-85 “ССБТ. Устройства, экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты”
35. ГН 2.2.5.1313-03 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны

36. СанПиН 2.2.4/2.1.8.055-96 "Электромагнитные излучения радиочастотного диапазона (ЭМИ РЧ)".
37. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
38. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий.
39. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
40. ГОСТ 12.4.123-83. Средства коллективной защиты от инфракрасных излучений. Общие технические требования.
41. ГОСТ Р 12.1.019-2009. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.
42. ГОСТ 12.1.030-81. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление.
43. ГОСТ 12.1.004-91. Пожарная безопасность. Общие требования. ГОСТ 12.2.037-78. Техника пожарная. Требования безопасности
44. СанПиН 2.1.6.1032-01. Гигиенические требования к качеству атмосферного воздуха
45. ГОСТ 30775-2001 Ресурсосбережение. Обращение с отходами. Классификация, идентификация и кодирование отходов.
46. СНиП 21-01-97. Противопожарные нормы.
47. ГОСТ 12.4.154. Система стандартов безопасности труда. Устройства, экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты. Общие технические требования, основные параметры и размеры
48. СНиП 23-05-95 "Естественное и искусственное освещение"
49. СанПиН 2.2.2/2.4.1340 – 03. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы.

50. Mecanisme de changement de vitesse: pat. 748250 Belgium, F 16 H / P. G. Leeson. – Apl. No748250; fil. 31.03.70; pat. 31.08.70. – 20 p.

51. Ершов Ю.В. Анализ и синтез планетарных передач К-Н-V с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Новочеркасск, 2007. – 242 с.

52. Шибинский К.Г., Ефременков Е.А., Ан И-Кан. Расчет геометрии и кинематический анализ плоской радиальной передачи с промежуточными телами качения // Теория и практика зубчатых передач: Труды научно-техн. конф. с международным участием. – Ижевск 2008. – С. 188–192.

53. Пат. 2319051 РФ. МПК8 F16H 1/00, 25/06. Передача с промежуточными звеньями / Е.А. Ефременков, Ан И-Кан, Э.Н. Панкратов. Заявлено 27.07.2006; Опубл. 10.03.08, Бюл. № 7. – 6 с.: ил.

54. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. – М.: Высшая школа, 1995. – 560 с.

## Приложение А

### Раздел (1) Обзор литературы

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ61	Кайыров Маргулан Еркинулы		

Консультант отделения школы (НОЦ) материаловедения ИШНПТ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Коростелева Е.Н.	к.т.н		

Консультант – лингвист отделения школы (НОЦ) материаловедения ИШНПТ:

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

## **Introduction**

There is a growing interest in the transfer with intermediate bodies (IRB) and free holder (FR) now. This is due to their high technical characteristics, realized in the complex.

In this connection, transfers of this kind are an actual subject for research. Many researchers are working to improve features of technical of transfer with intermediate bodies (IRB) and free holders (FR). Inasmuch as, based on such transmissions are possible to design modern compact and resource-efficient mechanisms.

The mechanisms in this transfer are widely used in industries, such as mechanical engineering, oil, aerospace, lifting and transport, mining, heat and power, construction industry, in the confectionery equipment.

The aim of the paper is to investigate the feasibility of implementing a transmission design with a IRB and FR based on the kinematic 2k-h scheme and providing a disengage able output shaft.

To achieve the assigned goal, it is necessary to consider the following tasks:

1. Analysis of kinematic schemes of planetary gears with intermediate rolling elements.
2. Development of design of a reducer with intermediate rolling elements and a free clip according to the kinematic scheme 2k-h.
3. Perform the necessary design calculations.
4. Development of design documentation for a 2k-h gearbox based on transmission with IRB and FR.

## 1 Analysis of kinematic schemes of planetary gears with intermediate rolling elements

Transmissions with IRB and FR are designing based on planetary mechanisms. The planetary mechanism is mechanism in which located the gear wheels and the axis of at least one of them is mobile. In addition, planetary transmissions are assigned their main links designation introduced by V.N. Kudryavtsev. Introduced notations:  $k$  - the central wheel;  $h$  - carrier (driver);  $v$  - output shaft [18].

There are various variants of kinematic schemes of planetary transferences, which are often using in the design of such transmissions. Let us consider three types of kinematic schemes:

- $2k-h$ ;
- $k-h-v$ ;
- $2k-v$ ;

The  $2k-h$  transmission consists of an eccentric shaft ( $h$ ), where located are two-bent cycloidal satellite. The eccentric shaft transfers the planetary motion to the two-bent satellite, one of the rims ( $f$ ) rolls over the fixed cage with the ferrules ( $b$ ), and another rim ( $g$ ) informs the rotation of the movable cage with the chains ( $a$ ) [3].

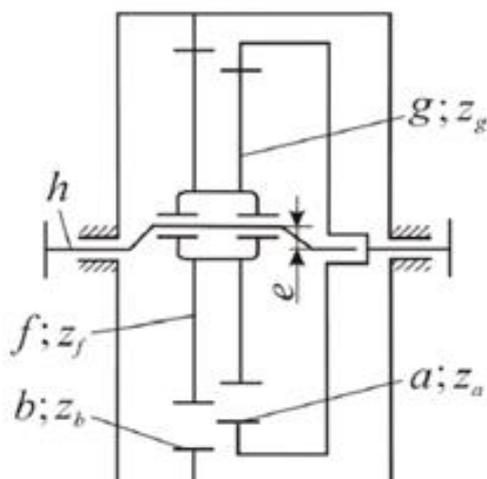


Figure 1 – Reducer according to the scheme of  $2k-h$  with fixed forging wheel.

The integral part of the k-h-v gears is a mechanism (abbreviated as W), which performs a gear ratio of one between parallel shafts. For mechanism W, is not used serrated gears. Their application leads to an increase in overall dimensions, weight and friction losses.

Let's consider transmissions designed on the basis of the kinematic scheme k-h-v. In the transmission of the form k-h-v enters (Fig.2, a) the eccentric input shaft (h), which transmits the planetary motion by the satellites present on it. At that time, the satellites roll over the cage with the ferrules (b). When rolling around, the satellites rotate around its own axis, this rotation is transferring by means of an additional mechanism to the output shaft (v). This mechanism can be an Oldheim clutch. They are used in Spinea gearboxes (Figure 3, b)) [8].

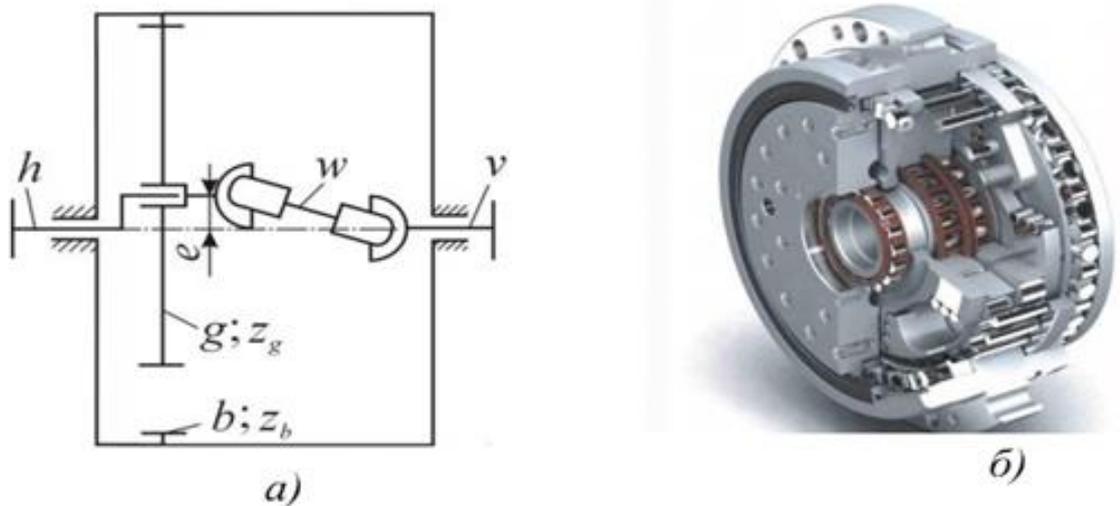


Figure 2 – Reducer in k-h-v scheme with fixed body (a) and Spinea reducer (b).

Transmission 2k-v consists of (Fig. 3) of two stages: planetary involute and planetary-forging. On the input shaft is placed the sun of the planetary involute stage (a), it facilitates the rotation of the satellite, which are located on the eccentric shafts. Rotating, the eccentric shaft informs the planetary movement on the satellites of the forging stage, which run along the casing with the shoe (b). The rotation of the satellites is transmitting to the output shaft (v) [7].

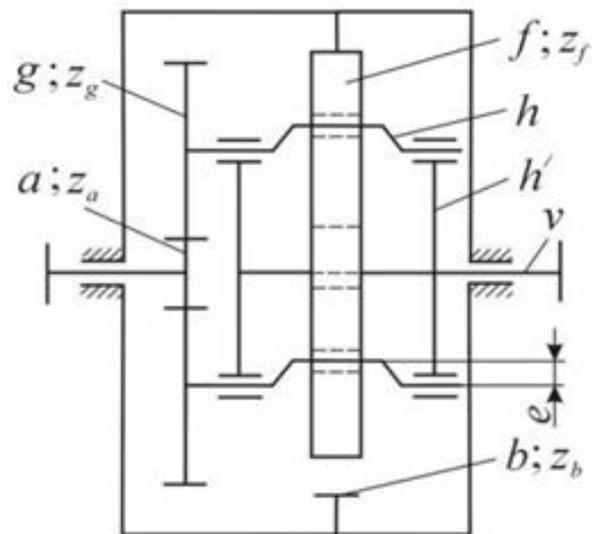


Figure 3 – Reducer according to the scheme 2k-v with fixed forging wheel.

The most promising is the development of transmission structures with IRB and FR based on the 2k-h kinematic scheme, with the use of a free download on it.

Thus, the development of transmission structures with IRB and FR based on the k-h-v kinematic scheme is relevant.

### 1.1. Analysis of gears with intermediate rolling elements

Transfers from the IRB are designing based on planetary mechanisms. The mechanism in which the gear wheels are located, and the axis of at least one of them is mobile, is calling a planetary mechanism. The wide use of planetary gears in machine tools and in instrumentation is characterizing by the fact that such mechanisms allow for complex movements at different capacities.

Planetary gear. In this gear, wheels with external and external teeth, a gear mechanism and a few satellites work. The axes of these satellites move in space and around the central wheel, making the motion similar to the motion of the planets [18].

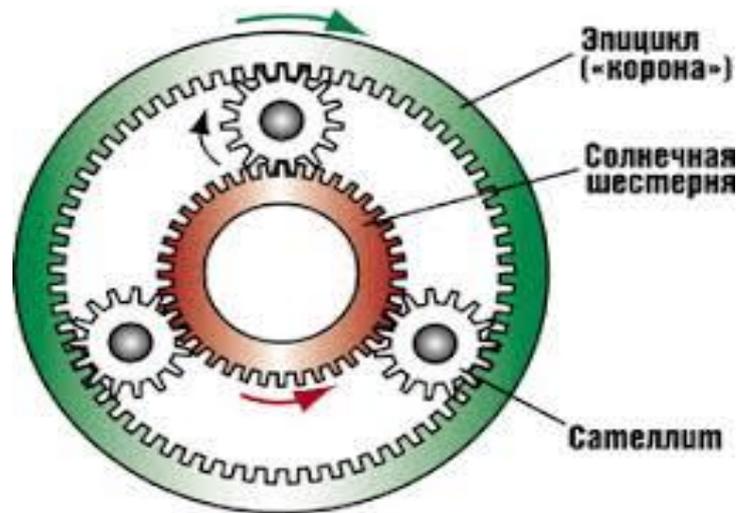


Figure 4 - Planetary gears

Advantages of planetary gears:

- the possibility of using smaller wheels and weights. The forces on the teeth are reducing, since the load is transmitting not by one but at the same time by several satellites;

- wheels with internal gearings have a higher load capacity. In planetary gears, it is rational to use these wheels;

- the bearings of the central wheels and the carrier are unloaded, because due to the uniform distribution of the satellites along the circumference, which makes the radial forces, balanced;

- with the help of planetary gearing, it becomes possible to implement a compact design of the gearbox, in which the axes of both shafts coincide. This is very important in piston and turboprop aircraft engines. For example, the so-called differential planetary gearbox, both coaxial propeller screws rotate from one engine.

Precision to manufacture and installation in planetary gear is increasing, which is a disadvantage.

Every year there is an evolution of planetary transmissions. In addition, with each year their technical characteristics improve. Let us consider some basic

types of gears with intermediate rolling elements, and analyze their advantages and disadvantages.

Transmission scheme 2k-h consists of an eccentric shaft h, on which a satellite with two rims g and f is installed. The profile is formed by equidistant to the shortened epicycloid, which engage with the forging wheels a and b, one of which is connected to the body, and the second is the output shaft [3]. Gearboxes with gears 2k-h are manufactured by Onvio (USA). The appearance of the Onvio gearbox is shown in Figure 11(b).

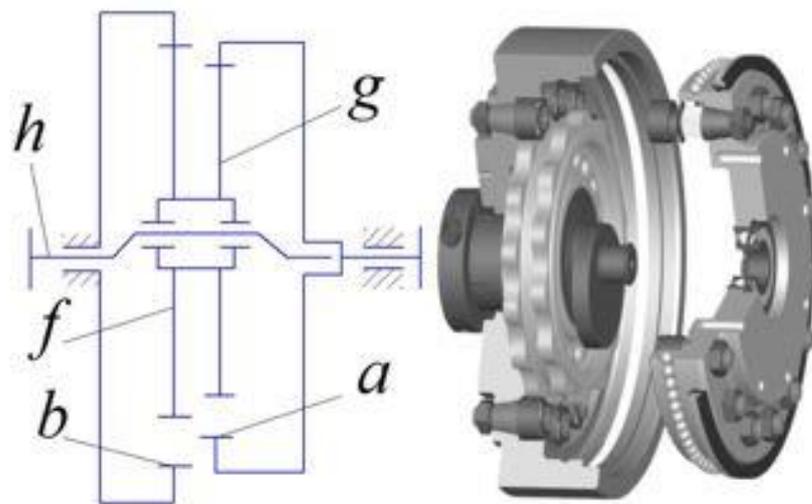


Figure 5 - Reducer 2k-h: a - kinematic diagram; б - the design of the reducer DM by Onvio

The wave axial cylindrical gear with IRB is showing in Fig. 6 [16]. The main transmission links are coaxial cylinders 1 and 5. On the surfaces of the outer and inner cylinders, closed raceways 6 and 9 are making.

The longitudinal slots are forming on the surface of the intermediate cylinder 2, and the rolling bodies 7 are in them. In turn, it is a separator.

In this mechanism, any of the cylinders can act as an input, output or fixed link. For example, the inner cylinder 5 as an input and a wave generator, and the outer cylinder 1 as an output link. In addition, the separator 2, which is connected to the housing 8, can act as a stationary link. Due to the fact that the transmission

structure is obliged to exclude mutual displacement of the cylinders 1, 2 and 5 along the axis, therefore, radial-thrust bearings are installed as supports 9 [13].

The raceway in this mechanism, with a single-period wave generator, is performing like an oblique groove, and in the case of a multi-period generator, a zigzag oblique groove with a number of periods is performing on the raceway. Concerning the number of periods of the second link, it is different.

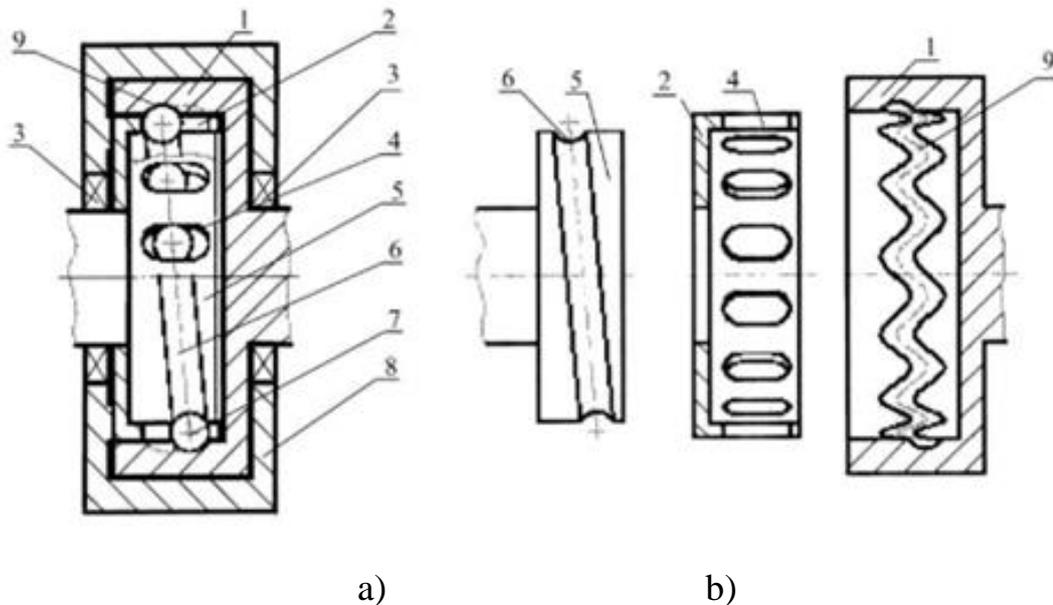


Figure 6 - Axial transmission with IRB: a) assembly, b) disassembled

In Fig. 6 that the transmission consists of coaxial disks 1 and 2. The profiles of the ring gear and the generator are executing on the ends of the disks. A disc 4 with radial slots in which the balls 3 are located is installed between the discs. It serves as a cage.

The simplest transmission with IRB is shown in Fig. 9. Therefore, this transmission, which is a differential mechanism, consists of gears 1 and 2. Also, the intermediate rolling element and the separator 4 [4].

In the differential mechanism, one of the gear wheels or the separator can act as a leading link. In the event that one of the free links is stationary, and the motion is removing from the other two free links, then this transmission can operate on the principle of a reducer or a multiplier.

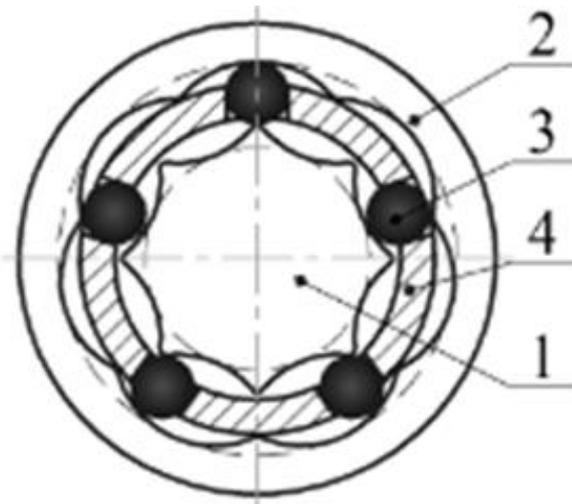


Figure 7 - Gear with parallel axes and IRB: 1 - cogwheel; 2 - cogwheel; 3 - intermediate rolling elements; 4 – separator

One of the types of this mechanism is a face-to-face wave transmission (Fig. 8). In such transmissions, the working surfaces of the generator are performing at the ends of the disks, as well as at the hard wheel [4].

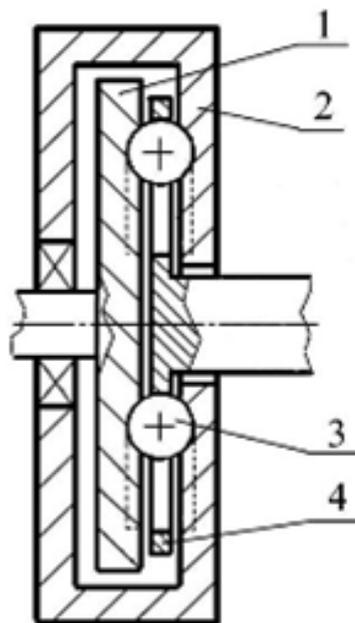


Figure 8 - Wave end gear with IRB

The end gears were first studying in the USSR in the Mogilev Machine Building Institute [16]. In Fig. 8 that the eccentric generator 3 is located inside the

cage 2, in which the IRB 4 is located in the radial grooves of the inner cage. They contact the teeth of the hard wheel 1.

In 1975, Belgian Patrick George Leeson proposed the design of the transmission with rollers in mesh and various profiles of the depressions of the stopped wheel [50]. To reduce the dynamic load and drag of the load capacity, modern gear designs include a twin-leading eccentric (Figure 9).

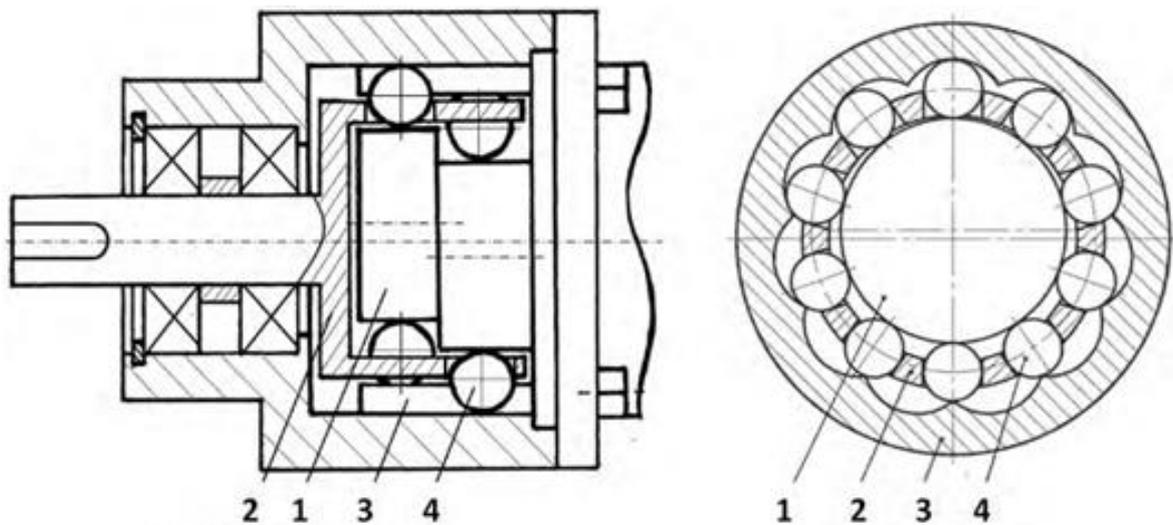


Figure 9 - Two-row eccentric transmission, sold by the company "Simako" (RF): 1 - drive shaft with an eccentric; 2 - separator; 3 - the crown of the cam sectors; 4 - rolling elements

The operation of the mechanism is that the radial movement of the rolling bodies 4 in the grooves of the separator 2 causes a rotating eccentric shaft 1. Therefore, the rolling elements cause rotation by contacting the working surfaces of the crown of the cam sectors. It follows that the crown rotates on one cam sector, due to each complete rotation of the eccentric shaft [9]. In this connection, the number of cam ring vectors of the crown determines the gear ratio. Namely, to increase the dynamic balance and the load capacity of the eccentric the double is performing.

Wave transmissions with the IRB differ from the wave transmission with a flexible wheel in that, the flexible wheel was replacing by a composite wheel at the

WTIRB. It consists of a holder with radial grooves, where intermediate rolling bodies are placing. However, in kinematics, they are analogous to wave transmissions with a flexible wheel [16]. They are dividing into two groups, depending on the direction of movement of the IRB: radial and axial. In addition, there are two types of such transmissions: cylindrical and end gears. In Fig. 10 is a schematic diagram of a radial cylindrical transmission.

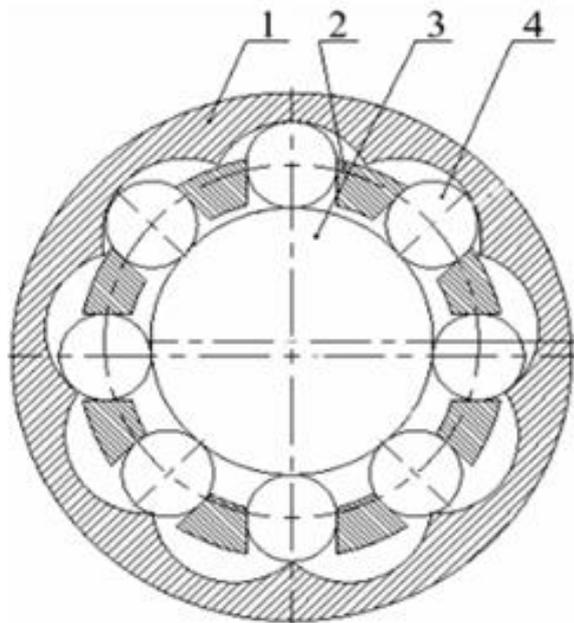


Figure 10 - Wave radial cylindrical gear with IRB

Consider transfers by cycloidal profiles. The main advantages of cycloidal profiles and rolling elements is that they provide continuity of contact between the transmission links, as well as the multi-coupler engagement. Due to this, a high load capacity of the gears with IRB and free clamp is ensuring.

The synthesis of single-pole transmission geometry with IRB and FR was considering in [14]. The results of designing transmissions with an IRB and a free clip with one pole of engagement show that when the rolling element contacts the cam and crown profiles, the contact forces act only on one normal. There is a possibility that, in the development of gears with two poles of engagement, the contact forces will, if appropriate, be directing at each other at an angle. In addition, it is possible to increase the types of options for the selection of the transmission kinematics, changing the relative state of the poles of the gear. In this regard, a

study of the features of a two-pole transmission with an IRB and a free clip is relevant.

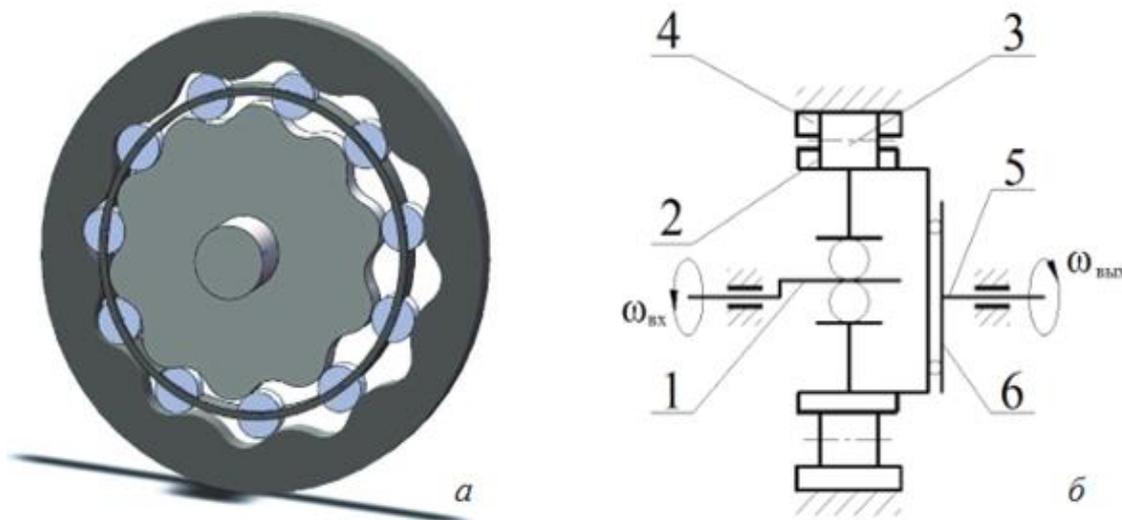


Figure 11 - Transmission with IRB and free clip: a) general view; b) the kinematic scheme

In [17], the surface parameters of the cam and crown are describing quite clearly. In Fig. 12 that the cam and the crown have a transitional profile. That is, they are in the cavity - concave, and on the ledge - convex. The work of the mechanism is that the rolling elements run along the profile from the cavity to the ledge, and protrude from the concave sections to the convex sections. Therefore, the rolling bodies convey the motion from the crown to the cam or vice versa. The rolling bodies have a convex profile with a continuous radius of curvature. They are making like a cylinder or a ball.

This transmission can be considering as two combined transmissions. In which, one of them is the engagement of the cam with intermediate rolling elements and a free clip. The second, the engagement of the crown with a free clip with intermediate rolling elements. The poles and normal of the two profiles will coincide, even when aligned. Due to this, it is possible to consider each link separately, when determining the curvature radii of the profiles [17].

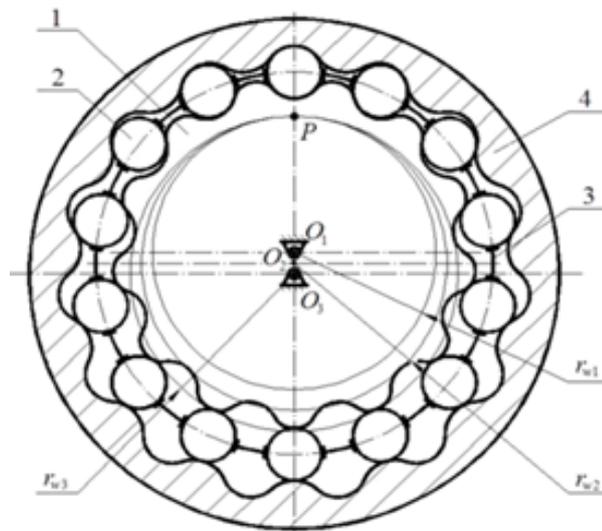


Figure 12 - Transmission scheme with IRB and FR: 1 - cam; 2 - rolling body; 3 - holder-separator; 4 – crown

To date, the most promising is the design of the transmission with IRB and FR (Figure 13), because based on this transfer there is the opportunity to improve the technical characteristics of these mechanisms.

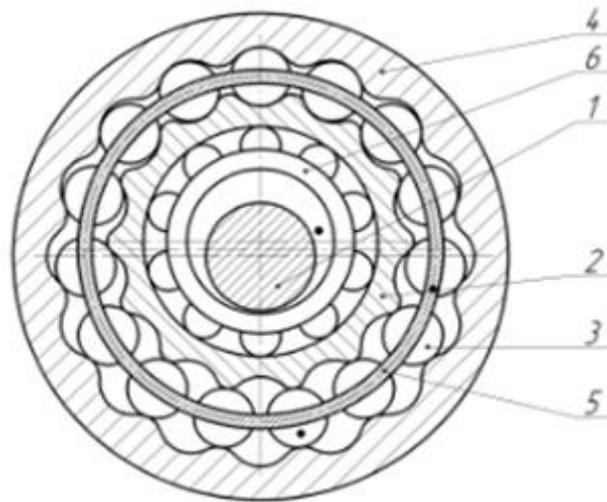


Figure 13 - Transmission with IRB and FR: 1 - input shaft with eccentric; 2 - the cam; 3 - intermediate rolling elements; 4 - the crown; 5 - separator; 6 - the bearing of rolling

This transfer with IRB and FR quite fully provides the required set of technical characteristics [20]. Profile wheels, as well as rolling elements, require

manufacturing with high accuracy, according to 6-7 qualities. This facilitates the determination of the time required to produce such mechanisms. All details of this transfer are making with heat treatment for high hardness of the material, since they are heavily loaded. Significant details of this transfer are wheels with cycloidal profiles, as well as cylindrical rolling bodies.

Quite complex is that when manufacturing profile wheels it is very difficult to obtain a cycloid profile with high manufacturing accuracy along with high hardness of the part. This raises the question of the need to perform precision analysis for the manufacture of critical parts of such transmissions, with the conditions for preserving the accuracy of the mechanism and the quality of engagement. In addition, it is required to determine the characteristic accuracy for the critical parts of the mechanism. This would reduce the cost of production. Consequently, the obtained data can be using for the whole class of transmissions with IRB [20].

Thus, according to the results of the literature review, it can be concluding that transfers with IRB and FR based on the kinematic scheme 2k-h are the most promising for modern conditions of technology, where strict requirements are imposing on the overall size and mass. In addition, such transmissions provide high efficiency at a high gear ratio.

However, now, transmissions from IRB and FR based on the 2k-h kinematic scheme have been little studying, due to the lack of techniques for design and calculations. Despite this, gearboxes with such gears have found wide application in hoisting transport mechanisms, in particular in winch drives. However, the existing gearboxes with IRB and FR transmission based on the 2k-h kinematic scheme do not fully meet the requirements of the winches.

The main disadvantage is the absence of the output shaft disengaging mechanism to ensure free rotation of the drum unit, since with a non-disconnected position a greater load force is required.

To eliminate this drawback, at present individual mechanisms are used which are not part of the basic gearbox design, which leads to complication of the entire drive and an increase in the overall size and weight.

In this connection, the actual design direction of the transmission with IRB and FR based on the kinematic scheme 2k-h is the introduction of the release mechanism into the design.