МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования

«НАЦИОННАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт физики высоких технологий

Направление 15.04.01 Машиностроение

Магистерская программа Физика высоких технологий в машиностроении

Кафедра Физика высоких технологий в машиностроении

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Анализ силовых характеристик передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой

УДК 621.837.2

Студент

Группа	Ф.И.О.	Подпись	Дата
4АМ41	Амиров Асет Маратович		14.06.2016

Руководитель

Должность	Ф.И.О.	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Ефременков Е.А.	к.т.н.		14.06.16

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	Ф.И.О.	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподователь	Гаврикова Н.А.	Старший преподователь		7.06.16

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	Ф.И.О.	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
профессор	Федорчук Ю.М.	профессор		0906.16г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	Ф.И.О.	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ФВТМ	С.Г. Псахье	д.ф-м.н., профессор		19.06.2016

Томск – 2016

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт физики высоких технологий
Направление 15.04.01 Машиностроение
Магистерская программа Физика высоких технологий в машиностроении
Кафедра Физика высоких технологий в машиностроении

УТВЕРЖДАЮ:
Зав. кафедрой, д.ф-м.н., профессор
06.10.2014 С.Г. Псахье
(Подпись) (Дата) (Ф.И.О)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме

магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ41	Амиров Асет Маратович

Тема работы:

Анализ силовых характеристик передач с промежуточными телами качения	
Утверждена приказом ректора (дата, номер)	№ 3456/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:	14.06.2016г.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Исходные данные передачи с ПТК и свободной обоймой
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	–Анализ существующих методик по определению сил в зацеплении передач с ПТК. –Определение закона распределения усилий в зацеплении –Исследования изменения усилий при изменении исходных параметров
Перечень графического материала	Презентация в формате Microsoft Power Point, 22 слайда
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	**Консультант**

Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Гаврикова Н.А.
Социальная ответственность	Федорчук Ю.М.
Название разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках: Глава 1	
Материалы и методика эксперимента, результаты (исходные данные)	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	06.10.2014

Задание выдал руководитель:

Должность	Ф.И.О.	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Ефременков Е.А.	к.т.н.		06.10.2014

Задание принял к исполнению студент:

Группа	Ф.И.О.	Подпись	Дата
4АМ41	Амиров Асет Маратович		06.10.2014

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа состоит 114 страниц, 26 рисунка, 26 таблиц, 2 приложения, 20 источника литератур.

Ключевые слова: силовые характеристики, передачи с промежуточными телами качения, силы в зацеплении, коэффициент смещения, деформация.

Объектом исследования является изменение сил в зацеплении передач с ПТК и свободной обоймой.

Целью данной диссертационной работы является исследования силовых характеристик в зависимости изменения исходных параметров.

В результате магистерской диссертации был выполнен анализ существующих методик определения силовых характеристик передачах с ПТК. Одна из них была применена для определения усилий в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой. Так же определены изменения усилий и напряжении вдоль циклоидального профиля. Определены изменения усилий и напряжений в зависимости от изменения исходных параметров передачи с ПТК и свободной обоймой.

В качестве метода расчета сил, был выбран метод расчета сил от полуширины контакта.

В будущем планируется исследование изменение сил в зацеплении от изменения эксцентриситета.

Список сокращений и аббревиатур

В данной магистерской диссертации применены следующие сокращения с расшифровкой:

ПТК – промежуточные тела качения;

КПД – коэффициент полезного действия;

П – полюс;

НРБ – норма радиационной безопасности;

ОТ – охрана труда;

ПБ – пожарная безопасность.

Оглавление

Введение 7

Глава 1 9

1. Основные виды передач, преимущества и недостатки этих передач, определения сил в зацеплении. 9

1.1 Цилиндрическая передача. 9

1.2 Коническая передача. 11

1.3 Червячная передача (редуктор). 13

2. Новое поколение передач. Отличие от зубчатых аналогов. 14

3 Классификация передач с телами качения 15

3.1 Радиальные передачи. 17

4. Механическая передача с промежуточными телами качения нового вида 21

Глава 2 25

2. Определение сил в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой 25

2.1 Определение геометрических параметров 33

2.2 Определение радиуса кривизны профиля кулачка 35

2.3 Определение радиуса кривизны профиля венца 36

Глава 3 42

3. Поведения значения силовых характеристик при изменении исходных геометрических параметров 42

3.1 Закон распределения сил при изменении деформации элементов передачи с ПТК и свободной обоймой 42

3.2. При изменении одного исходного параметра 47

3.3. При одновременном изменении нескольких исходных параметров 50

4.Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 53

5. Социальная ответственность 70

Заключения 93

Список использованных источников 95

Приложение А 97

Введение

В последнее время все больше возрастает интерес к передачам с промежуточными телами качения (ПТК). Это происходит благодаря высоким техническим характеристикам этих передач, реализуемых в комплексе. Технические характеристики такие, как высокая нагрузочная способность, компактность конструкции, высокий КПД, большое передаточное число в одной ступени, малый момент инерции, большие перегрузочные резервы, высокая надежность [1] позволяют проектировать на базе таких передач современные компактные и ресурсоэффективные механизмы.

Наиболее перспективной является передача с ПТК и свободной обоймой, так как несущие детали этой передачи испытывают только напряжения сжатия, в отличии от других модификаций передач с ПТК. У передачи с ПТК и свободной обоймой повышен КПД за счет уменьшения трения в зацеплении [2]. Поэтому она имеет улучшенные технические характеристики [3]. Передача с ПТК и свободной обоймой описывалась в работах [2, 3, 4], но остаются не освещенными некоторые моменты. Вообще передачи с ПТК, и передача со свободной обоймой в частности еще не достаточно изучены. Особый интерес представляет исследование силовых резервов несущих деталей передач с ПТК, так как это позволит оптимально подбирать сечение несущих деталей и еще больше обеспечивать конкурентоспособность и ресурсоэффективность современных механизмов.

Знание изменения силовых характеристик в зависимости от изменения исходных параметров передач с ПТК и свободной обоймой позволит проектировать более качественные механизмы и устройства на базе этих передач.

Таким образом, анализ силовых характеристик циклоидального профиля колеса передачи с ПТК и свободной обоймой является актуальным.

Целью работы является исследования силовых характеристик в зависимости изменения исходных параметров.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Анализ существующих методик определения силовых характеристик передачи с ПТК.
2. Определение сил и деформации
3. Определение изменения усилий и напряжений в зависимости от изменения исходных параметров передачи с ПТК и свободной обоймой.

Глава 1

1. Основные виды передач, преимущества и недостатки этих передач, определения сил в зацеплении.

1.1 Цилиндрическая передача.

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес. Цилиндрические передачи образуются при помощи цилиндрических зубчатых колес с прямыми, косыми или шевронными зубьями между параллельными валами. [1]

Преимущества:

1. Они способны передавать большую мощность почти без потерь.

2. Относительно невысокий люфт выходного вала позволяет использовать их в приводах позиционирующих устройств. Кинематическая точность редукторов цилиндрического типа значительно выше, чем у червячного типа.

3. Вследствие высокого КПД, цилиндрический редуктор обладает невысоким нагревом корпуса. Практически вся энергия передается от источника потребителю, и не рассеивается.

4. При любом передаточном отношении они обладают высокой обратимостью (отсутствие самоторможения). У любого механизма цилиндрического типа выходной вал можно провернуть.

5. Цилиндрические редукторы демонстрируют уверенную работу даже при неравномерных нагрузках, а так же в условиях частых пусков – остановов. Таким образом, целесообразно использовать в приводах шредеров, измельчителей, дробилок и других машин, работающих с ударной нагрузкой.

6. Обладают высокой надёжностью. Ресурс, как правило, составляет не менее 25000 часов.

7. Большая степень вариативности зубчатых передач позволяет подобрать редуктор с оптимальным передаточным отношением.

Недостатки:

1. Очень низкое передаточное число одной ступени редуктора. Передаточное отношение одноступенчатого цилиндрического редуктора не может превышать 1:6,3. Следовательно, для получения более высокого передаточного отношения необходимо увеличивать количество ступеней, а это ведёт к увеличению габаритов. Даже одноступенчатый механизм с передаточным отношением 1:5 имеет внушительные размеры.

2. Высокий уровень шума. Механизмы цилиндрического типа имеют более высокие шумовые характеристики по сравнению с редукторами червячного типа.

3. Отсутствие самоторможения в некоторых случаях является недостатком, когда недопустим поворот выходного вала под воздействием внешней нагрузки. Вследствие чего необходима установка дополнительных устройств для устранения этого явления.

Значение сил в зацеплении

Значение сил в зацеплении необходимо для прочность зубьев колес, валов и их опор. Силы в зацеплении определяют в полюсе ***П*** в зоне однопарного зацепления, т.е. в зоне наибольшего нагружения зубьев.[1]

Распределенную вдоль линии контакта зубьев нагрузку заменим результирующим вектором F_n в нормальной плоскости к линии контакта. Данный вектор раскладывается по осям координат в прямозубой передаче в окружном F_t и в радиальном F_r направлениях (рис. 1). При заданном крутящем моменте T_1, и без учета силы трения в зацеплении, будем иметь:

$$F_{n1} = F_{n2} = F_n, F_{t1} = F_{t2} = F_t, F_{r1} = F_{r2} = F_r.$$

При этом окружная сила $F_t = \frac{2T_t}{d_{w1}}$; радиальная сила $F_r = F_t tg\alpha_w$

Нормальная сила F_n может быть выражена через окружную силу, т.е. $F_t = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$.

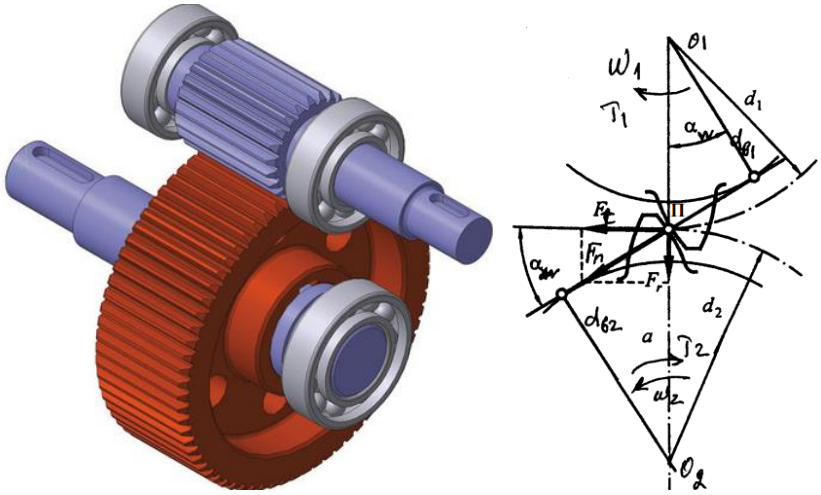


Рис. 1. Силы в зацеплении цилиндрической передачи

1.2 Коническая передача.

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под некоторым углом Σ. Наиболее распространены с углом Σ=90˚.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Для нарезания конических колес требуется специальные станки и специальный инструмент. Кроме допусков на размеры зубчатых венцов, здесь необходимо выдерживать допуски углы Σ, δ, а при монтаже обеспечивать совпадение вершин конусов. Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности значительно труднее, чем цилиндрическое.[1]

Преимущества:

1. Обеспечение возможности передачи и преобразования вращательного движения между звеньями с пересекающимися осями вращения;

2. Возможность передачи движения между звеньями с переменным межосевым углом при широком диапазоне его изменения;
3. Расширение компоновочных возможностей при разработке сложных зубчатых и комбинированных механизмов.

Недостатки:

1. Более сложная технология изготовления и сборки конических зубчатых колес;
2. Большие осевые и изгибные нагрузки на валы, особенно в связи с консольным расположением зубчатых колес.

Значение сил в зацеплении

В зацеплении конической передачи действуют силы окружная F_t, радиальная F_r и осевая F_a. Зависимости между этими силами можно установить с помощью рис. 2, где силы изображены приложенными к шестерне.

По нормали к зубу действует сила F_{n}, которую раскладывают на F_{t} и F_r^1 . В свою очередь, F_a и F_r . Тогда силы равны

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}},$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha}; F_r^1 = F_t tg\alpha,$$

$$F_r = F_r^1 \cos\delta_1 = F_t tg\alpha \cdot \cos\delta_1,$$

$$F_a = F_r^1 \sin\delta_1 = F_t tg\alpha \cdot \sin\delta_1.$$

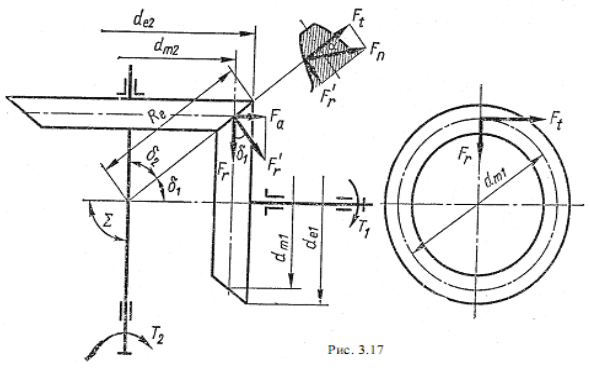


Рис. 3.17

Рис. 2. Силы в зацеплений конической передачи

1.3 Червячная передача (редуктор).

Червячная передача относится к передачам зацепления с перекрещивающимся осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90˚. Возможны и другие углы, отличные от 90˚, однако такие передачи встречаются редко.

Движение в червячных передачах осуществляется по принципу винтовой пары. Винтом является червяк, а колесо подобно сектору, вырезанному из длинной гайки и изогнутому по окружности. [1]

Достоинства:

1. Плавность работы
2. Бесшумность
3. Большое передаточное отношение в одной паре, благодаря чему червячные редукторы с большим передаточным числом значительно более компактны и менее массивны, чем эквивалентные зубчатые
4. Самоторможение
5. Повышенная кинематическая точность

Недостатки:

1. Сравнительно низкий КПД (целесообразно применять при мощностях менее 100 кВт)
2. Большие потери на трение (тепловыделение)
3. Повышенный износ и склонность к заеданию
4. Повышенные требования к точности сборки, необходимость регулировки
5. Необходимость специальных мер по интенсификации теплоотвода
6. Передача вращения возможна только в одном направлении (от винта к колесу)

Значение сил в зацеплении

Червячные передачи служат для преобразования вращательного движения звеньев при скрещивающихся осях их вращения. Обычно угол скрещивания равен 90^0. Равнодействующая нормальных сил зацеплении червячной передачи приводится к полюсу зацепления, расположенному в средней плоскости, и раскладываются на составляющие: окружную F_t, осевую F_a и радиальную F_r. Из условия равновесия при установившемся движении можно записать: $F_{t2} = F_{a1}$, $F_{r1} = F_{a2}$, $F_{r1} = F_{r2}$ (см. рис. 3) [1].

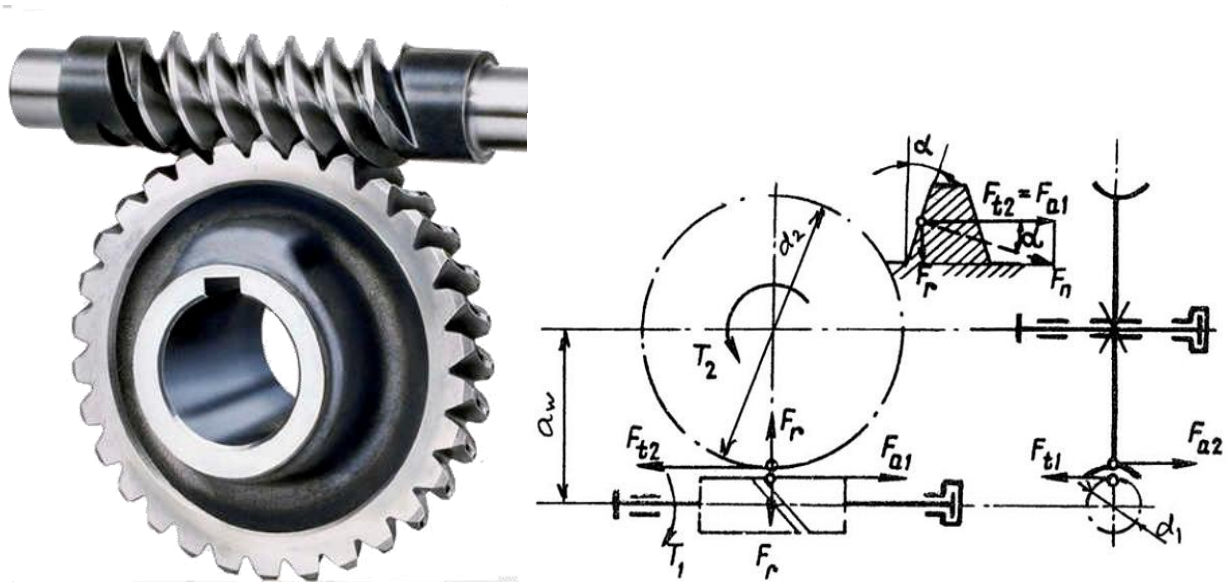


Рис. 3 Силы в зацеплении червячной передачи

При заданном крутящем моменте на червячном колесе получим (для передачи без смещения):

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2};$$

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d1};$$

$$F_r = F_{t2} tg\alpha.$$

2. Новое поколение передач. Отличие от зубчатых аналогов.

В последнее время все большее внимание уделяется исследованию и развитию механизмов преобразования движения, в которых вместо зубчатого зацепления используется новый тип зацепления – с помощью промежуточных тел качения: шариков или роликов [2,3]. Первые механизмы такого вида появились в патентном виде в начале прошлого века, однако практического применение в технике тех лет не получили. Это было связано с отсутствием технологий изготовления профильных дорожек для тел качения. С появлением новых технологией обработки практический интерес к этим передачам возрос.

Первоначально передачи с промежуточными телами качения строились по схемам традиционных зубчатых, червячных или винтовых передач, в которых для уменьшения трения один или оба находящихся в зацеплении зубчатых профиля образованы телами качения (шариками или роликами) [4].

В последние 20 лет в патентной информации ряда стран появилось огромное количество механизмов, в которых ролики или шарики не просто заменяют зубья зубчатого колеса, а, имея несколько степеней свободы, образуют механизмы принципиально новой конструкции, обладающие новыми функциями и параметрами. Основным отличием от традиционного зацепления – является многопарность зацепления. То есть, теоретически все тела находятся в постоянном контакте с поверхностями. Эти передачи нельзя классифицировать и рассматривать как обычные зубчатые передачи. Вместо этого у этих передач тела качения и дорожки для шариков или роликов. Для этих передач нету установившейся терминологий.

3 Классификация передач с телами качения

В работе [4] рассматривают эти передачи как волновые передачи с промежуточными телами качения, в которых роль гибкого колеса играет

цепочка тел качения(промежуточных звеньев), и каждое из тел качения совершает волнообразное перемещение относительно жесткого колеса.

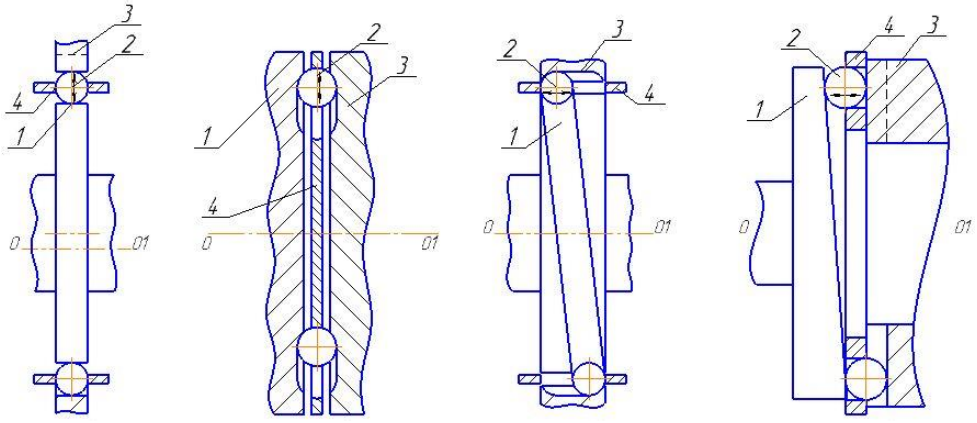
Традиционные волновые зубчатые передачи [5], являющиеся разновидностью планетарных передач, обладают высокими передаточными отношениями и высокой несущей способностью при малых габаритах и массе, т.к. в зацеплении находятся до 50% всех пар зубьев.

Волновой подход к рассмотрению шариковых и роликовых передач со свободными телами качения имеет место у ряда других авторов. Термин «волновые передачи с промежуточными звеньями» в России введен в Томском НИИ Технологии машиностроения [6], а разработанный в Великобритании передаточный механизм [4] был назван его автором «осевой волновой передачей».

Анализ передач со свободными телами качения с помощью понятий и терминов из области классических волновых передач позволяет сгруппировать механизмы по определенным признакам.

В зависимости от направления волнового перемещения тел качения

Относительно оси, передачи, как и обычные волновые можно разделить на две большие группы: радиальные, и осевые (рис. 4).



а) б)

Рис. 4 а) Радиальные передачи. б) Осевые передачи

1 – генератор волн, 2 – тела качения, 3 – зубчатый профиль, 4 – водило-сепаратор.

Стрелками на рисунках показано направление перемещения тела качения относительно оси передачи 001. Цифрами 1, 2. и 3 обозначены волновой генератор, тела качения и зубчатый профиль жесткого колеса соответственно. Цифрой 4 обозначено водило-сепаратор, в прорезях которого расположены тела качения 2, образуя цепочку тел качения.

По виду сопрягаемых поверхностей – на которых расположены периодические дорожки качения – все передачи подразделяются на цилиндрические и торцевые. В осевых передачах рабочей поверхностью дорожек качения может быть часть сферы.

3.1 Радиальные передачи.

Радиальные цилиндрические передачи (рис. 5). Эти изобретения появились в Германии в тридцатых годах прошлого века, именно тогда было задано направление развития передач с промежуточными телами качения[7,8,9,10,11]. Передача состоит из трех охватывающих друг друга звеньев. Наружное 1 и внутреннее 2 звенья имеют на обращенных друг к другу цилиндрических поверхностях кулачковые периодические поверхности 3 и 4 с радиальным направлением кулачка (зуба). Между ними расположено водило-сепаратор 5 с телами качения 6 в прорезях. Телами качения служат ролики или шарики [8] и [9]. В работе [10,11] - для увеличения площади контакта тел качения с прорезями в последних расположены сухари, в которых установлены цапфы роликов. На рис. 5 показана разделенная схема, в которой для уменьшения трения эксцентрик взаимодействует с телами качения 6 через плавающую шайбу 8. В передаче для компенсации входного и выходного валов, возникающей в процессе эксплуатации преобразователя, сопрягаемые поверхности с периодическими дорожками выполнены по сфере [4].

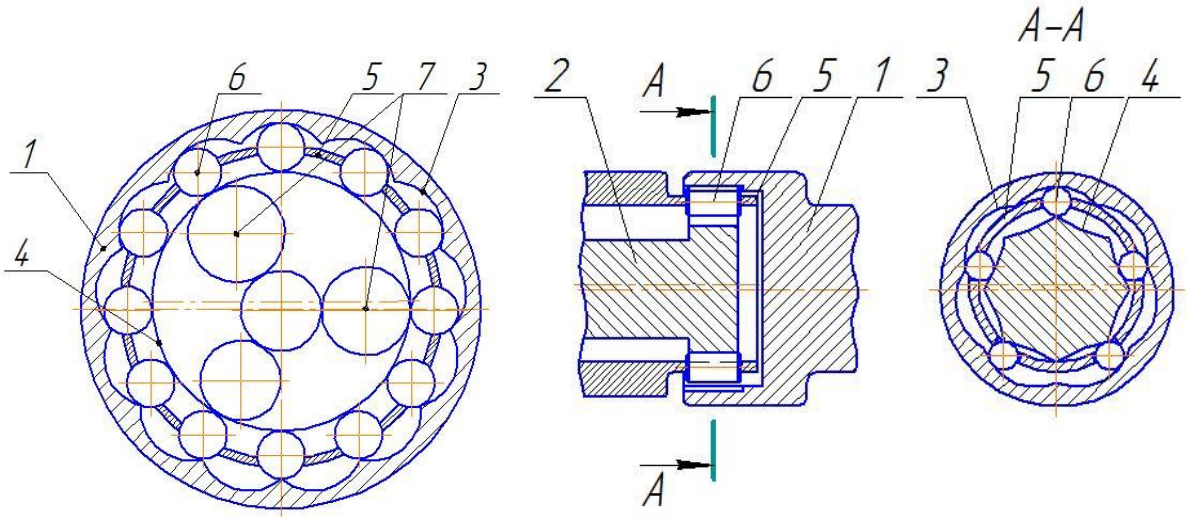


Рис 5. Радиальные передачи с ПТК.

1 – профильный венец, 2 – профильный кулачек, 3,4 – профили, 5 – сепаратор, 6 – тела качения, 7 – сателлиты с разными размерами

Радиальные цилиндрические передачи с одноперидным генератором - эксцентриком получили своё дальнейшее развитие в восьмидесятых годах. В СССР это работа была разработана в Томском Политехническом Университете, и разработана в томской организации «Технотрон» [12], МВТУ им. Баумана. Аналогичные изобретения появились в США, Германии, Японии. Передачи «Технотрона», в основном, усовершенствуют простую трехзвенную схему (рис. 6). Передаточное число определяется числом зубьев колеса 4, которые на единицу отличается от числа тел качения 3. Передача, построенная по такой схеме, обладает всеми преимуществами традиционной волновой зубчатой передачи. Однако у неё имеется и существенный недостаток, особенно проявляющий себя в высоко моментных передачах с телами качения и эксцентриками больших размеров, а именно – неуравновешенность масс, и связанные с этим шум, биения и повышенный износ.

.

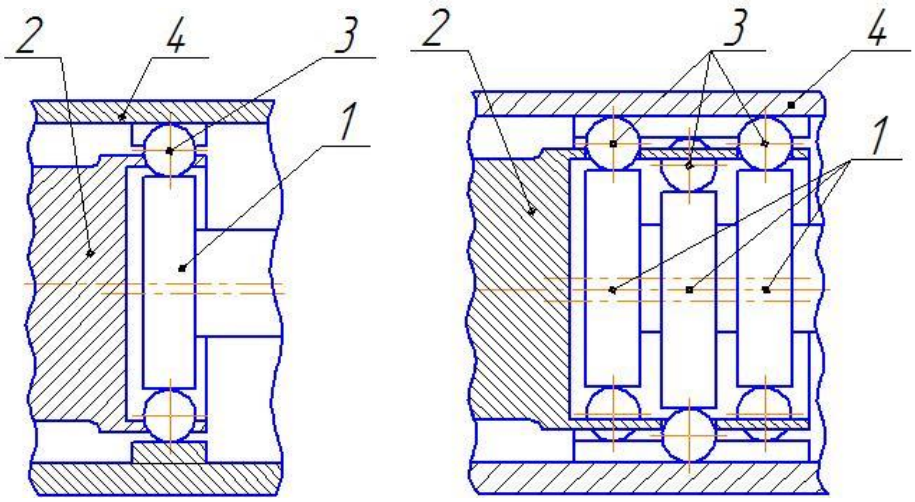


Рис 6. Передачи с промежуточными телами качения с нагруженным сепаратором

1 – генератор волн, 2 – сепаратор(выходное звено), 3 – тела качения, 4 – профильный венец.

Для повышения передаваемого момента передачу выполняют многорядной [13], при этом для улучшения балансировки эксцентрики в рядах сдвигают по фазе (рис 6), для увеличения передаточного отношения - двухступенчатой.

Второй недостаток простых передач с промежуточными телами качения – это наличие трения скольжения между телами качения и поверхностями взаимодействующих с ними трех звеньев. Особенно важно уменьшить трение о стенки сепаратора, т.к. он является наиболее слабым по прочности звеном. Известно несколько приемов такого уменьшения.

В одних из них изменяют конструкцию сепаратора, а в других видоизменяют тела качения. В передаче [14] водило-сепаратор представляет собой два кольца 5, между которыми на шарнирах 6 смонтированы роликовые тела качения 1 (рис 7). Здесь же описана конструкция, в которой на одном шарнире расположено два ролика. Один из них взаимодействует с эксцентриком волнового генератора, а другой – с периодической дорожкой качения, за счет чего уменьшается трение тел качения с каждым из трех взаимодействующих звеньев.

Сепаратор с шарнирным соединением описан также на статье [4], только шарниры прикреплены не к кольцам, а к вершинам двух звездочек. В передаче для уменьшения, трения тел качения о сепаратор они выполнены в виде роликов 1, показанных на рис. 7. На роликах через тела качения 2 посажены кольца 3. Крайние кольца взаимодействуют с пазами 4 двух дисков 5, образующих водило – сепаратор, а среднее кольцо 3 – с зубчатым венцом неподвижного центрального колеса (на рисунке не показано).

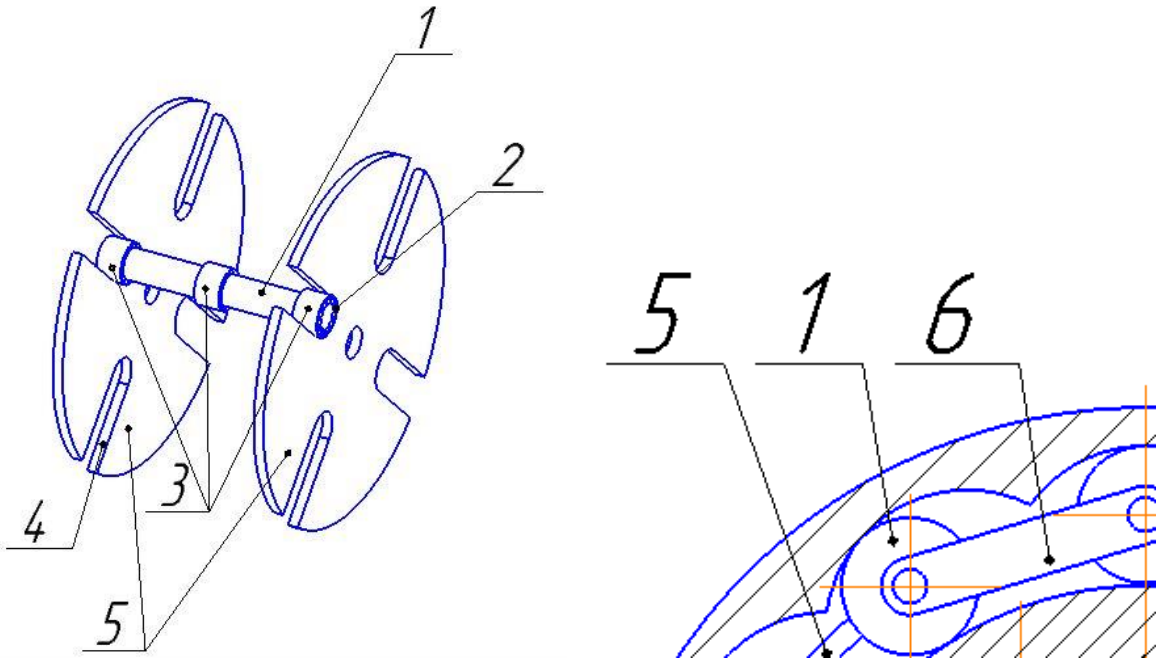


Рис 7. Сепаратор с шарнирным соединением

1 – ролики качения, 2 – тела качения, 3 – кольца, 4 – паз, 5 – диски, 6 – шарнир

Сейчас механизмы на базе (Рис 8.) широко применяются в машиностроении. Их используют в приводах запорной арматуры нефтепроводов, в приводах различных перемешевателей нефтяной и строительной промышленностях, в кондитерской и горнодобывающей промышленностях.

Данная передача была внедрена в производство Э.Н. Панкрашвым в, организации «Технотрон» и имеет хорошие технические характеристики: большое перадаточное отнашение в одной ступени (до 60); возможность передавать мощность до 85кВт; коэффициент полезного действия (КПД) до 0,9 – по данным практически применения данной передачи (расчетные значение 0,94[3]); высокий выходной крутящий момент; компактность конструкции; плавность работы и непрерывность кинематического замыкания. Однако вместе с достоинствами передача имеет и ряд недостатков: при длительной работе тяжелонагруженных передач происходит значительный (до 100 - 120˚С) нагрев корпусных деталей механизма; в зацеплении под нагрузкой возникает трение скольжения, что снижает КПД передачи и приводит к чрезмерному нагреву; в силовой передаче движения участвует тонкостенная деталь, что снижает надежность как передачи, так и всего механизма в целом.

4. Механическая передача с промежуточными телами качения нового вида

В последнее время в сотрудничестве с профессором А.Е. Беляевым Ан И-Кан, на основе передач с ПТК, создал роторную гидромашину с некруглыми зубчатыми колесами и расположенными между ними сателлитами[15].

Тесное сотрудничество с Ан И-Каном позволило нам использовать принцип передачи с ПТК нового вида, исключающей выявленные в передачах с ПТК недостатки (рис 10)

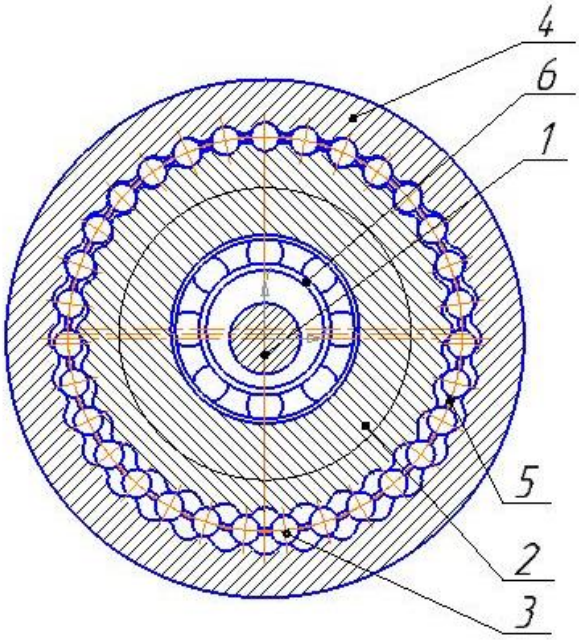


Рис 8. Передача с ПТК и с свободной обоймой.

1 – генератор волн, 2 – кулачок, 3 – тела качения, 4 – венец, 5 – сепаратор, 6 – подшипник качения

Принцип передачи нового вида, названной авторами «передачи с разгруженным сепаратором», т.к. сепаратор не участвует в передаче крутящего момента и, таким образом, является разгруженным, основан на том, что промежуточные тела качения находятся между профилями-зубьями (в данном случае гладкими циклоидальными профилями) двух колес: одного с внутренним профилем (венец); другого с наружным (кулачок). Таким образом, в зацеплении присутствуют только обкатные движения и снижаются скользящие. Исключить скользящие движения полностью, в настоящее время, практический невозможно, поскольку время работы промежуточные тела проскальзывают по профилю одного из колес, например кулачка.

Выходным звеном в передаче данного вида может быть, как в передаче с ПТК, и кулачок, и венец.

Входными (исходными для расчета) параметрами являются передачи являются: Z_2 – радиус производящей окружности; χ – коэффициент смещения или коэффициент отличия радиуса окружности центров тел качения от

радиуса производящей окружности; $r_{ТК}$ – радиус тела качения. Передаточное отношение определяется из выражения:

$$i = \frac{Z}{2}, \tag{1}$$

где Z – число профилей выходного звена.

Межосевое расстояние (эксцентриситет) обоймы с телами качения и кулачка (или венца) можно подобрать из широкого диапазона значений (от десятых долей до нескольких миллиметров) благодаря его прямой зависимости от исходных параметров передачи:

$$a_W = e = \frac{r_2}{Z_2}. \tag{2}$$

Общий эксцентриситет передачи определяется умножением полученного *e* на 2, хотя возможны случаи неравенства межцентровых расстояний сепаратор-кулачок и сепаратор-венец, тогда общий эксцентриситет находится сложением найденных эксцентриситетов, определенных по представленной формуле.

Один из недостатков этой передачи в том, что движения выходного звена движется планетарным движением при одноступенчатой компоновке. Возникает потребность включения в конструкцию муфты, которая увеличивает габарит конструкции. На данной статье показан еще один метод для погашение планетарного движения, это дифференциальная схема передачи.

$$i_{Г5}^{K} = \frac{1}{1 - \frac{Z_3 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_5}} \tag{3}$$

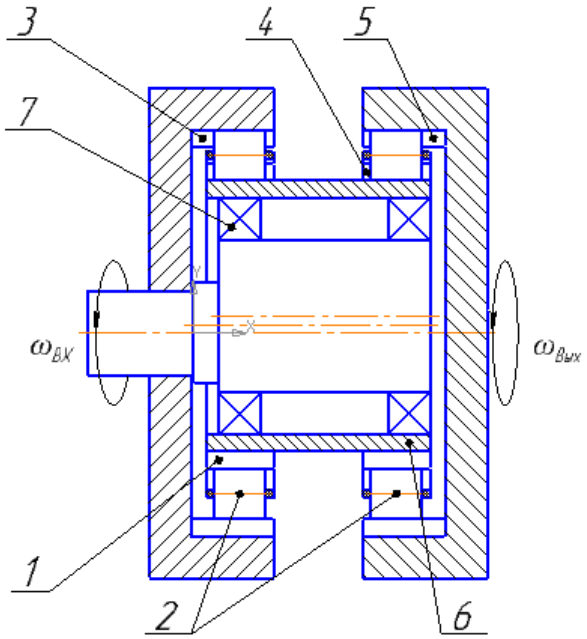


Рис. 9. Схема дифференциальной передачи с разгруженным сепаратором.

1 – профиль кулачка первого модуля; 2 – промежуточные тела качения; 3 – венец первого модуля; 4 – профиль кулачка второго модуля; 5 – венец второго модуля; 6 – кулачок; Г – генератор.

Глава 2

2. Определение сил в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой

В настоящее время возрастает актуальность исследования изменение усилии в зацеплении передач с промежуточными телами качения (ПТК). До сих пор не существует четкой методики определение усилии передач с ПТК. Это объясняется наличием большого числа модификации этих передач. Чтобы определить какой из существующих методов определения усилий передач с ПТК является наиболее подходящим для расчета передач с ПТК и свободной обоймой рассмотрим, как определяется усилия в нескольких модификациях передач с ПТК.

Сначала рассмотрим передач с ПТК, широко выпускаемую предприятиями г. Томска (рис 10.). согласно источнику [16] эта передача работает следующим образом:

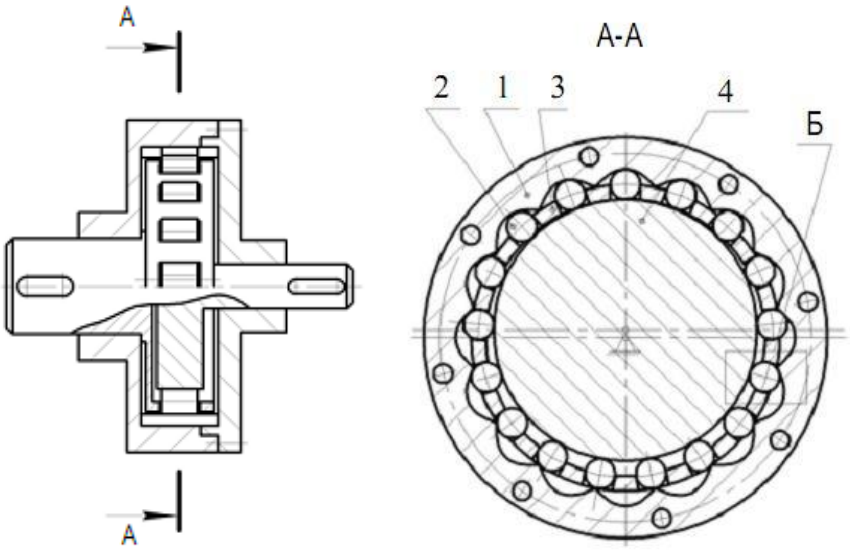


Рис. 10. Передача с ПТК

1 – профильный венец, 2 – тела качения, 3 – сепаратор, 4 – кулачок

В этой статье в качестве примера приведено один из вариантов передач с ПТК, который представлен на рис 10. Конструкция состоит из центрального

колеса 1, промежуточного тела 2 и сепаратора 3; выполненного заодно целое с выходным валом и кулачка 4, неразрывно связанным с валом входным.

При сообщении движения кулачку 4, промежуточные тела 2, например, ролики, перекатываясь по профилям зубьев неподвижного центрального колеса 1, передают движения сепаратору 3, связанному с выходным валом.

Если проанализировать работу этой передачи, то теоретически, работают только те промежуточные тела, которые в результате поворота кулачка отдаляются от центра вращения передачи. Таким образом, работает примерно половина всех промежуточных тел. В дальнейшем будем рассматривать только узлы, которые находятся в работе.

Приложим к ведущему валу крутящий момент, зафиксировав центральное колесо и сепаратор. От приложенного момента кулачек повернется на какой-то угол, и промежуточное тело окажется зажатым между сопрягаемыми деталями. Рассмотрим картину сил, действующих на промежуточное тело. Для этого выделим на сечении А-А (рис. 10) выносной элемент Б (рис. 11). Со стороны центрального колеса на промежуточное тело действует сила F, сепаратора N и кулачка P. Зная форму впадины центрального колеса, можем на каждом участке этой кривой найти радиус кривизны и положение его центра.

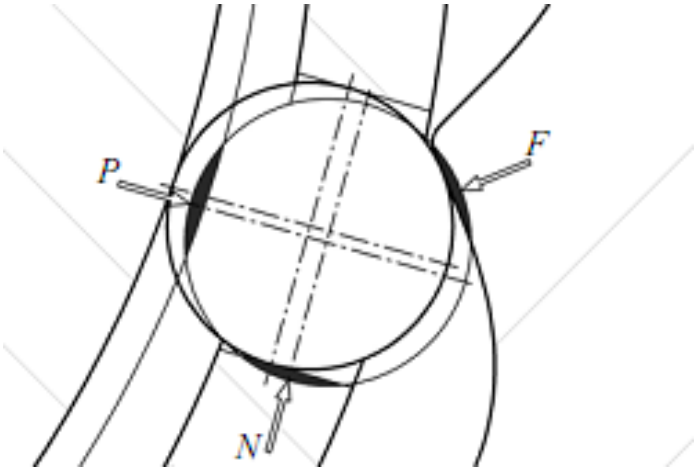


Рис. 11 Выносной элемент Б

Таким образом, определим линию действия силы F. Допустим, известна численная величина F, тогда через геометрию передачи можем найти величины остальных сил N и P.

Имеется три схемы касания контактирующих поверхностей (рис. 12,13,14):

Цилиндр и плоскость (промежуточное тело – сепаратор) рис. 12.

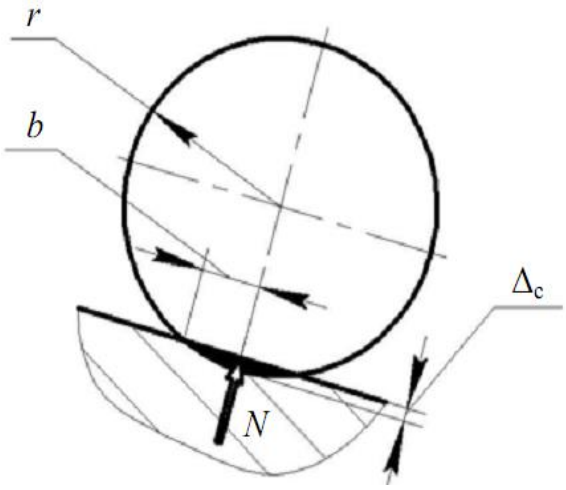


Рис. 12. Схема касания промежуточного тела с сепаратором

Полуширина полоски контакта

$$b = 1,526\sqrt{\frac{r \cdot N}{l \cdot E}} \tag{4}$$

где l – длина ролика, r – радиус промежуточного тела, E – модуль упругости (пусть модули упругости материала промежуточного тела и контактирующих деталей равны).

Уменьшение размера диаметра промежуточного тела

$$\Delta_c = 1,159\frac{N}{lE}\left(0,41 + \ln\frac{4r}{b}\right) \tag{5}$$

Цилиндр и цилиндрическая впадина с параллельными осями, хотя и форма впадины центрального колеса выполнена в виде циклоиды, в качестве допущения в силу малости деформаций, считаем, что радиус кривизны заменяемой нами циклоиды равен радиусу цилиндра в месте контакта (промежуточное тело – центральное колесо) рис. 13.

$$b = 1,3976 n_b \sqrt[3]{\frac{F}{E\sum k}} \quad (6)$$

где: n_b – коэффициент, принимается согласно (табл. 61 [17]); $\sum k$ - сумма главных кривизн поверхностей соприкасающихся тел в месте первоначального контакта.

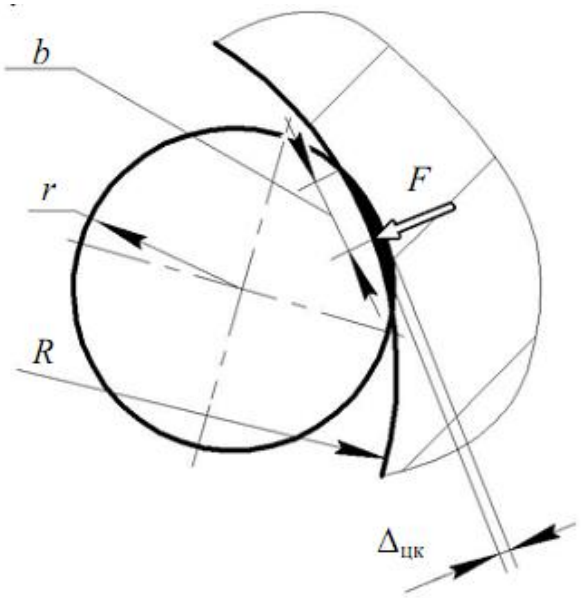


Рис. 13. Схема касания промежуточного тела с центральным колесом

Сближение соприкасающихся тел

$$\Delta_{цк} = 0,9767 n_\Delta \sqrt[3]{\frac{F^2}{E^2}\sum k} \quad (7)$$

где n_Δ – коэффициент, принимается согласно (табл. 61 [17]).

Цилиндры с параллельными осями (промежуточное тело - кулачок) рис. 14.

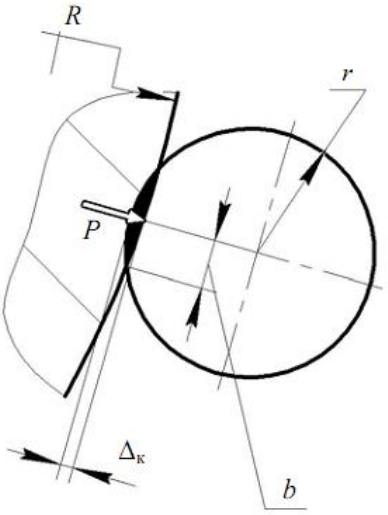


Рис. 14. Схема касания промежуточного тела с кулачком

Полуширина полоски контакта

$$b = 1,522\sqrt{\frac{P}{lE}\frac{R \cdot r}{R + r}} \tag{8}$$

Сближение соприкасающихся тел

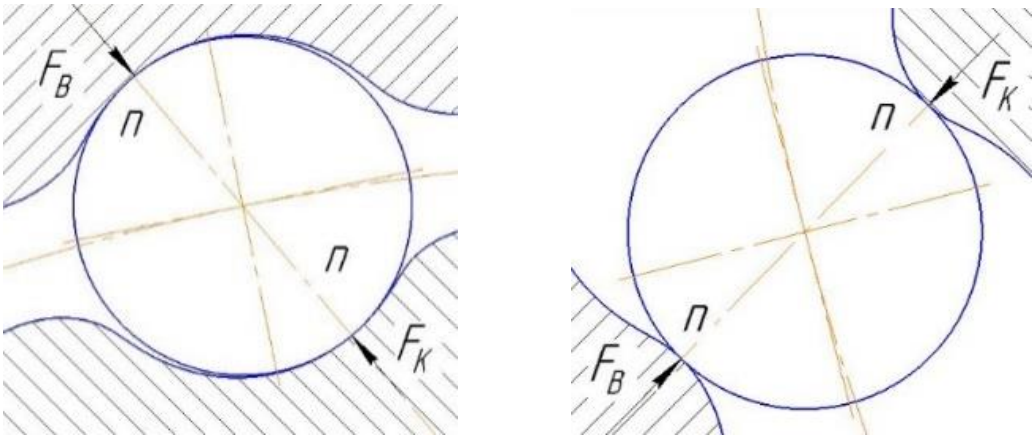
$$\Delta_K = 0,5796 \cdot \frac{P}{lE}\left(\ln\frac{4Rr}{b^2} + 0,814\right) \tag{9}$$

Приведенные выше зависимости для случая, когда коэффициенты Пуассона всех материалов контактирующих деталей равны между собой и равны 0,3.

Основываясь на приведенных выше зависимостях можно определить прошедшие деформации, а поскольку все узлы кинематически связаны между собой, решив обратную задачу можно определить все силы.

Рассматривая зацепление передачи с ПТК и свободной обоймой можно с уверенностью сказать, что в зацеплении присутствуют два вида контакта: выпукло-вогнутый, цилиндр-цилиндрическая впадина (рис. 15а), если принять цилиндрические тела качения; выпукло-выпуклый, цилиндр и выступ профиля (рис. 15б). В обоих случаях оси контактирующих поверхностей параллельны. Анализ нагружения циклоидальных профилей рассматривался в работах [16, 18], однако закономерности распределения деформаций по циклоидальному профилю представлено не было. Выполним анализ деформаций

циклоидальных профилей колес, участвующих в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой. Для этого зафиксировав вращение кулачка, приложим к генератору момент. В этом случае под воздействием момента генератор передает кулачку поступательное движение. Центр кулачка повернется на угол φ, а профиль кулачка линейно переместится за эксцентриситетом гернератора. При этом тела качения окажутся зажаты между профилей венца и кулачка, в результате чего произойдет деформация тел качения и циклоидальных профилей колес.



а) б)

Рис 15. Основные виды контакта.

Из рисунка 15 видно, что два вида контакта характерны для обоих контактов зацепления: профеля венца и тела качения; профиля кулачка и тела качения. При этом на определенных участках они одинаковы, т.е. если профиль кулачка с телом качения контактирует по впадинам, то и профиль венца так же контактирует с телом качения во впадине. Таким образом, картина деформаций профиля кулачка и венца будет сходной.

При повороте генератора на некоторый незначительный угол, как описывалось выше, картина деформаций профилей может быть сгенерирована, как показано на рисунке 16.

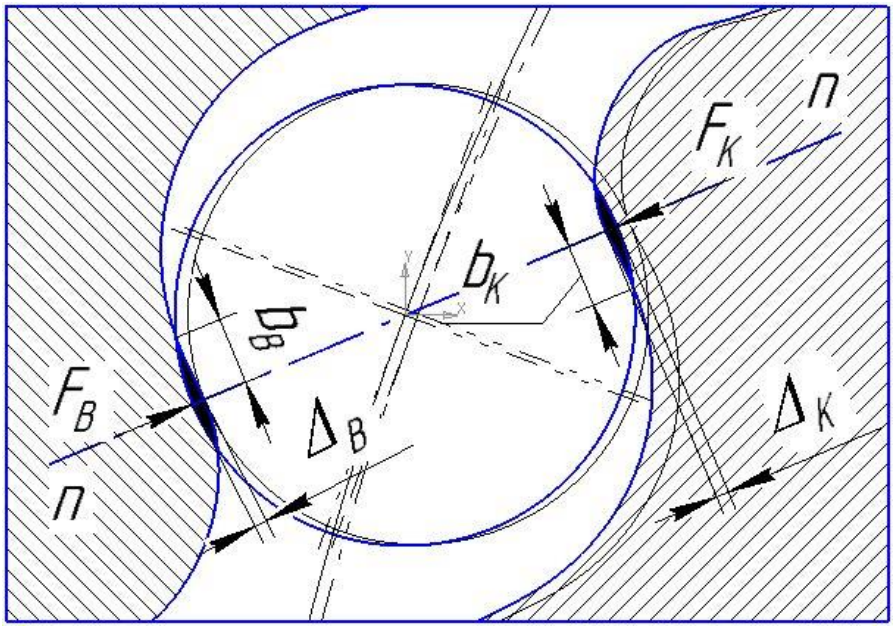


Рис. 16. Деформация циклоидальных профилей при повороте генератора

Так рассматривая контакт тела качения с впадиной циклоидального профиля (рис. 15а), имеем выпукло-вогнутый контакт с параллельными осями контактирующих поверхностей. Для данного контакта в соответствии с литературой [17] имеем следующую зависимость полуширины площадки контакта от силы при условии одинакового материала взамимодействующих тел/поверхностей $E_1=E_2=E$ и $\mu_1=\mu_2=0{,}3$:

$$b = 1{,}522\sqrt{\frac{F}{lE}\cdot\frac{R_1R_2}{R_1+R_2}}\,, \qquad (10)$$

где, F – сила, l –длина тела качения, R_1 – радиус кривизны профиля, R_2– радиус тела качения, E – модуль Юнга.

Зависимость (10) справедлива для циклоидальных профилей обоих колес, кулачка и венца. Радиусы кривизны профиля R_1 определяем по методике, описанной в работе [19].

В работе [19] расмотрено поперечное сечение передачи с ПТК и свободной обоймой (рис. 17). Как можно заметить тела качения находятся между двух циклоидальных профилей: кулачка и венца. На рис. 2 обозначено: P – полюс зацепления; O_1, O_2, O_3 – центры кулачка, радиуса центров тел

качения и обоймы и венца соответственно; r_{w1}, r_{w2}, r_{w3} – радиусы центроид кулачка, обоймы и венца соответственно.

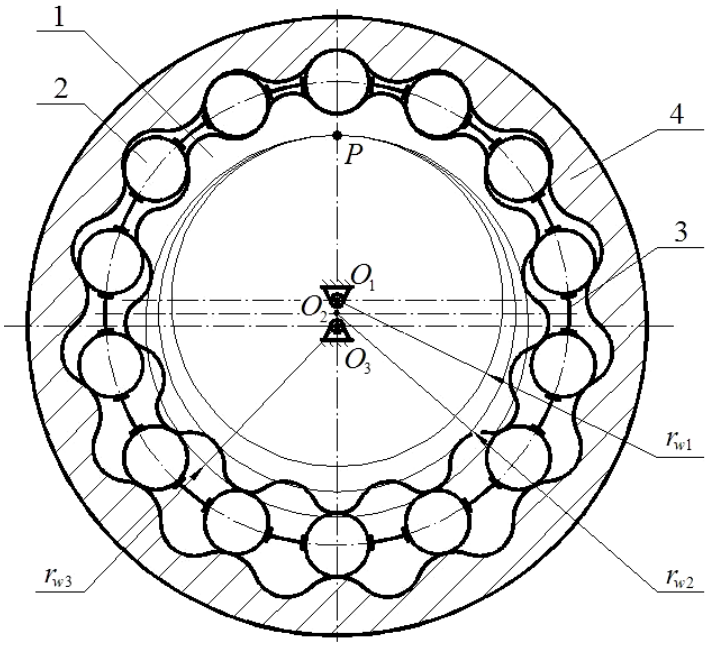


Рис. 17. Схема передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой: 1 – кулачок; 2 – тело качения (шар или цилиндр); 3 – обойма-сепаратор; 4 – венец.

Исходными параметрами для передачи с ПТК и свободной обоймой являются [20]: r_{w2} – радиус производящей окружности; Z_2 – число тел качения; χ – коэффициент смещения; $r_р$ – радиус ролика.

Из рис. 17 видно, что циклоидальные поверхности кулачка и венца имеют переходный профиль: во впадине – вогнутый, на выступе – выпуклый. Так тело качения, обкатываясь по профилю из впадины на выступ, переходит с вогнутого участка профиля к выпуклому. Тело качения выполняется в виде цилиндра или шара и имеет выпуклый профиль с постоянным радиусом кривизны. На основании структурного анализа данную передачу можно рассматривать, как две совмещенные передачи [18, 20], – это зацепление кулачка с обоймой и телами качения в ней и та же обойма с телами качения и венец. При совмещении этих передач их полюса и нормали обоих профилей совпадут. Таким образом, при определении радиусов кривизны профилей, мы можем рассматривать каждое зацепление в отдельности.

2.1 Определение геометрических параметров

В первую очередь начинаем от определения радиусов кривизны циклоидального профиля кулачка, двигаясь от впадины к выступу. Для передачи с ПТК и свободной обоймой выполним построение Бобилье [18] (рис. 18), которое является геометрическим описанием выше оговоренной теоремы Эйлера-Савари. Соединим центры центроид обоймы и тела качения прямой O_rO_2 и прямой O_rP соединим центр тела качения с полюсом зацепления (рис. 18), эта прямая является нормалью n-n к профилю кулачка. Далее восстановим перпендикуляр к нормали n-n из полюса зацепления P до пересечения с прямой O_rO_2 в точке C. Точка C – мгновенный центр скоростей для данного положения тела качения. Теперь, проведя прямую через точку C и центр центроиды кулачка O_1 на пересечение с нормалью n-n получим точку M, которая будет являться центром радиуса кривизны профиля кулачка. Точка K – это точка контакта тела качения с профилем кулачка. Отрезок O_rK – это радиус кривизны тела качения. А отрезок KM – искомый радиус кривизны профиля кулачка.

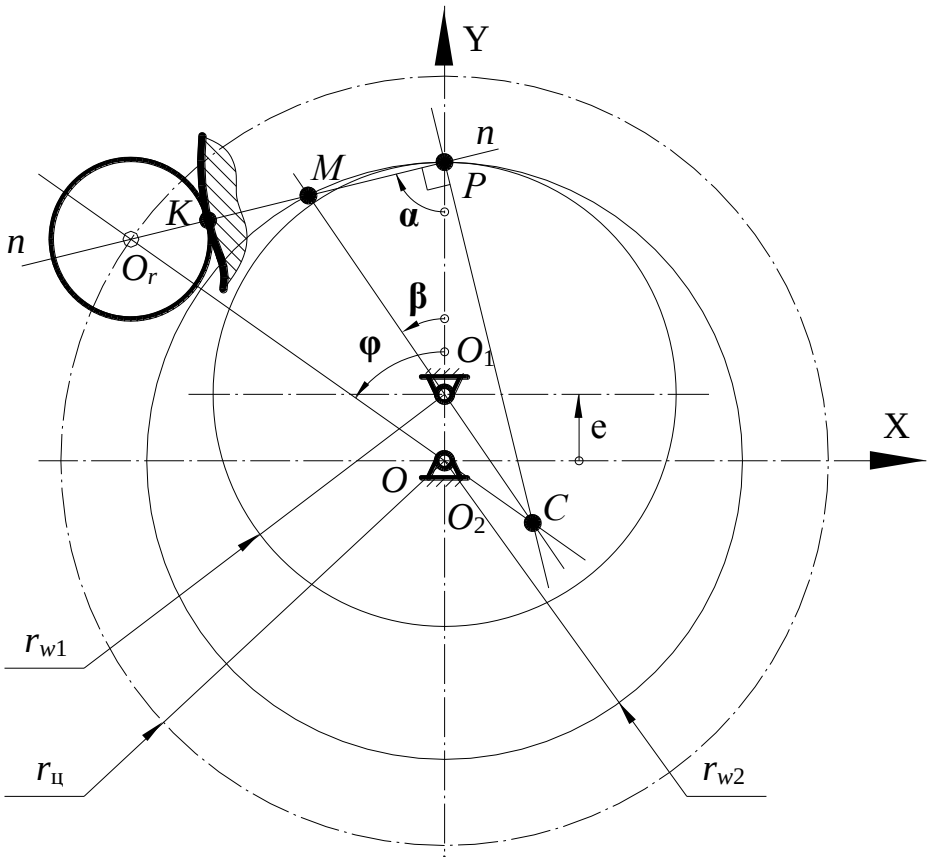


Рис. 18. К определению радиуса кривизны циклоидального профиля кулачка

Теперь из данного построения определим радиус кривизны циклоидального профиля кулачка, выраженный через исходные параметры передач с ПТК и свободной обоймой (r_{w2}, Z_2, χ, $r_р$).

Для этого радиус вектор точки С, относительно начала неподвижной системы координат *S* (*XOY*), запишем в векторной форме:

$$\overline{O_2O_r} + \overline{O_rP} + \overline{PC} = \overline{O_2C}, \tag{11}$$

$$\overline{O_2O_r} + \overline{O_rP} = \overline{O_2P}. \tag{12}$$

Теперь, обозначив модули векторов $\overline{O_2O_r}$, $\overline{O_rP}$, $\overline{PC}$, $\overline{O_2C}$ и $\overline{O_2P}$ через $r_ц$, l_{O_rP}, l_{PC}, l_{O_2C} и r_{w2} соответственно, запишем уравнения (11) и (12) в виде разложения по единичным векторам ($\bar{i}$, $\bar{j}$), направленным по осям неподвижной системы координат S (рис. 18):

$$-r_{\text{ц}}\left(\sin\varphi\,\bar{i}-\cos\varphi\,\bar{j}\right)+l_{O_rP}\left(\sin\alpha\,\bar{i}+\cos\alpha\,\bar{j}\right)+l_{PC}\left(\cos\alpha\,\bar{i}-\sin\alpha\,\bar{j}\right)= =l_{O_2C}\left(\sin\varphi\,\bar{i}-\cos\varphi\,\bar{j}\right), \tag{13}$$

$$-r_{\text{ц}}\left(\sin\varphi\,\bar{i}-\cos\varphi\,\bar{j}\right)+l_{O_rP}\left(\sin\alpha\,\bar{i}+\cos\alpha\,\bar{j}\right)=r_{w2}. \tag{14}$$

Решая совместно уравнения (13) и (14), находим

$$\begin{cases} l_{O_rP}=r_{w2}\sqrt{1+\chi^2-2\chi\cos\varphi}; \\ \sin\alpha=\dfrac{\chi r_{w2}\sin\varphi}{l_{O_rP}}; \\ \cos\alpha=\dfrac{(1-\chi\cos\varphi)r_{w2}}{l_{O_rP}}; \\ \operatorname{tg}\alpha=\dfrac{\chi\sin\varphi}{(1-\chi\cos\varphi)}; \\ l_{O_2C}=\dfrac{r_{w2}}{\sin\varphi\,\operatorname{tg}\alpha-\cos\varphi}. \end{cases} \tag{15}$$

2.2 Определение радиуса кривизны профиля кулачка

Теперь перейдем к определению центра радиуса кривизны *M* циклоидального профиля и выводу уравнения самого радиуса кривизны. Для этого составим два векторных уравнения:

$$\overline{O_2C}+\overline{CO_1}=\overline{O_1O_2},$$

$$\overline{O_1M}+\overline{MP}=\overline{O_1P}.$$

Обозначим модули векторов $\overline{CO_1}$, $\overline{O_2O_1}$, $\overline{O_1M}$, $\overline{MP}$, $\overline{O_1P}$ через l_{CO_1}, *e*, l_{O_1M}, l_{MP}, r_{w_1} соответственно и, раскладывая по единичным векторам ($\bar{i}$, $\bar{j}$) в неподвижной системе координат S, получим два уравнения

$$l_{O_2C}\left(\sin\varphi\,\bar{i}-\cos\varphi\,\bar{j}\right)-l_{CO_1}\left(\sin\beta\,\bar{i}+\cos\beta\,\bar{j}\right)=e\,\bar{j} \tag{16}$$

$$-l_{O_1M}\left(\sin\beta\,\bar{i}-\cos\beta\,\bar{j}\right)+l_{MP}\left(\sin\alpha\,\bar{i}-\cos\alpha\,\bar{j}\right)=r_{w1}\,\bar{j} \tag{17}$$

Далее решая совместно уравнения (16) и (17) и записывая выражения через исходные параметры передачи, получим

$$\mathrm{tg}\beta = \frac{l_{O_2C}\sin\varphi}{l_{O_2C}\cos\varphi + \dfrac{r_{w2}}{Z_2}}, \tag{18}$$

$$l_{MP} = \frac{r_{w2}\left(1-\dfrac{1}{Z_2}\right)}{\dfrac{\sin\alpha}{\mathrm{tg}\beta}+\cos\alpha}. \tag{19}$$

Таким образом, радиус кривизны циклоидального профиля кулачка определяется из следующей зависимости:

$$\rho = l_{O_rP} - r_{\text{р}} - l_{MP}. \tag{20}$$

2.3 Определение радиуса кривизны профиля венца

Теперь определим радиус кривизны циклоидального профиля венца. Для этого выполним построение (рис. 19), аналогичное предыдущему случаю, только для зацепления обоймы и венца. Здесь рассматриваем контакт тела качения с внутренним циклоидальным профилем в точке *K*', но при этом радиус производящей окружности r_{w2} остается неизменным, как и радиус окружности центров $r_{\text{ц}}$. Таким образом, векторные уравнения (11), (12) справедливы и для определения радиуса кривизны профиля венца, а геометрические параметры l_{O_rP}, l_{O_2C}, sin α, cos α, и tg α остаются неизменными.

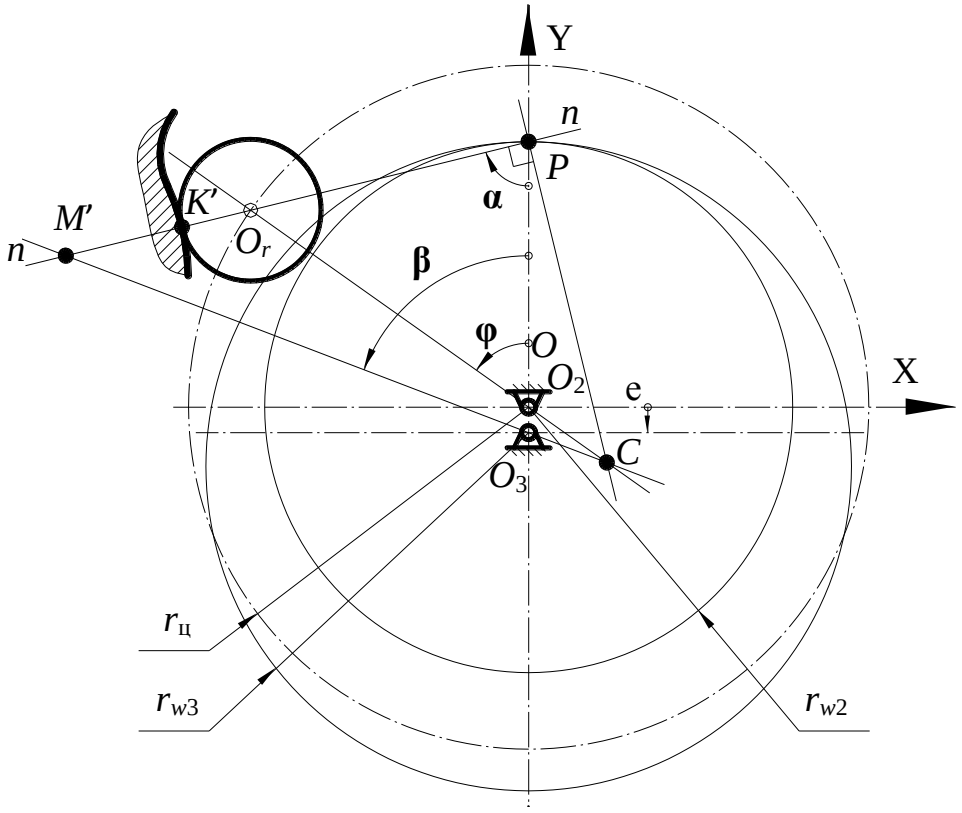


Рис. 19. К определению радиуса кривизны циклоидального профиля венца

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

$$\overline{O_2C}+\overline{CO_3}=\overline{O_2O_3},$$

$$\overline{O_3M'}+\overline{M'P}=\overline{O_3P}.$$

Обозначим модули векторов CO_3, O_2O_3, O_3M', $M'P$, O_3P через l_{CO_3}, e, $l_{O_3M'}$, $l_{M'P}$, r_{w3} соответственно и, раскладывая по единичным векторам ($\bar{i}$, $\bar{j}$) в неподвижной системе координат S, аналогично предыдущему расчету, получим

$$l_{O_2C}\left(\sin\varphi\,\bar{i}-\cos\varphi\,\bar{j}\right)-l_{CO_3}\left(\sin\beta\,\bar{i}-\cos\beta\,\bar{j}\right)=-e\bar{j},$$

$$-l_{O_3M'}\left(\sin\beta\,\bar{i}-\cos\beta\,\bar{j}\right)+l_{M'P}\left(\sin\alpha\,\bar{i}+\cos\alpha\,\bar{j}\right)=r_{w3}\bar{j}.$$

Решая совместно эти уравнения, определим:

$$\mathrm{tg}\beta = \frac{l_{O_2C}\sin\varphi}{l_{O_2C}\cos\varphi - \dfrac{r_{w2}}{Z_2}}, \tag{21}$$

$$l_{M'P} = \frac{r_{w2}\left(1+\dfrac{1}{Z_2}\right)}{\dfrac{\sin\alpha}{\mathrm{tg}\beta}+\cos\alpha}. \tag{22}$$

Итак, радиус кривизны циклоидального профиля венца определяется по следующей формуле:

$$\rho = l_{M'P} - r_{\mathrm{p}} - l_{O_rP}. \tag{23}$$

Таким образом, радиус кривизны циклоидального профиля рассчитывается по формулам (15), (18), (19), (20), (21), (22) и (23), используемым в следующей последовательности:

$$\begin{cases} l_{O_rP} = r_{w2}\sqrt{1+\chi^2-2\chi\cos\varphi}; \\ \sin\alpha = \dfrac{\chi r_{w2}\sin\varphi}{l_{O_rP}}; \\ \cos\alpha = \dfrac{(1-\chi\cos\varphi)r_{w2}}{l_{O_rP}}; \\ \mathrm{tg}\alpha = \dfrac{\chi\sin\varphi}{(1-\chi\cos\varphi)}; \\ l_{O_2C} = \dfrac{r_{w2}}{\sin\varphi\,\mathrm{tg}\alpha - \cos\varphi}; \\ \mathrm{tg}\beta = \dfrac{l_{O_2C}\sin\varphi}{l_{O_2C}\cos\varphi \pm \dfrac{r_{w2}}{Z_2}}; \\ l_{MP} = \dfrac{r_{w2}\left(1\mp\dfrac{1}{Z_2}\right)}{\dfrac{\sin\alpha}{\mathrm{tg}\beta}+\cos\alpha}; \\ \rho = \pm l_{O_rP} - r_{\mathrm{p}} \mp l_{MP}. \end{cases} \tag{24}$$

Здесь надо учитывать, что верхний знак для расчета радиуса кривизны циклоидального профиля кулачка, а нижний знак – для профиля венца.

Далее, рассматривая контакт тела качения с выступом циклоидального профиля (рис. 15б), имеем выпукло-выпуклый контакт с параллельными осями контактирующих поверхностей. Для данного контакта в соответствии с литературой [17] имеем следующую зависимость полуширины площадки контакта от силы при аналогичных предыдущему случаю условиях:

$$b = 1,522\sqrt{\frac{F}{lE}\cdot\frac{R_1R_2}{R_1-R_2}}\,. \tag{25}$$

Из формул (10), (25) получим следующие зависимости для определения сил в зацеплениях:

для выпукло-вогнутого контакта

$$F_{\text{вог}} = \left(\frac{b}{1,522}\right)^2\cdot\frac{lE\cdot\left(R_1-R_2\right)}{R_1\cdot R_2} \tag{26}$$

для выпукло-выпуклого контакта

$$F_{\text{вып}} = \left(\frac{b}{1,522}\right)^2\cdot\frac{lE\cdot\left(R_1+R_2\right)}{R_1\cdot R_2} \tag{27}$$

Для рассмотренных выше видов контакта в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой деформацию в местах контакта циклоидального профиля с телами качения определим по следующим зависимостям [17]:

для выпукло-вогнутого контакта

$$\Delta_{\text{вог}} = 1,82\frac{F}{lE}(1-\ln b)\,; \tag{28}$$

для выпукло-выпуклого контакта

$$\Delta_{\text{вып}} = 0,5796\frac{F}{lE}\left(\ln\frac{4\cdot R_1\cdot R_2}{b^2}+0,814\right). \tag{29}$$

Напряжения в зацеплений для передач с ПТК и свободной обоймой определяется по следующим формулам [17]:

для выпукло-выпуклого контакта

$$\sigma_{\text{вып}} = 0,418\sqrt{\frac{PE}{l}\cdot\frac{R_1+R_2}{R_1\cdot R_2}} \tag{30}$$

для выпукло-вогнутого контакта

$$\sigma_{\text{вог}} = 0,418\sqrt{\frac{PE}{l}\cdot\frac{R_1 - R_2}{R_1 \cdot R_2}} \tag{31}$$

Выражения (26)-(31) справедливы для циклоидальных профилей, как кулачка, так и венца.

Для того чтобы воспользоваться данным методом расчета усилий в зацеплении, нам необходимо построить профиль передачи с ПТК и свободной обоймой. Для этого будем использовать специальную программу в которой задаются исходные данные (рис 20), и после этого программа выдает геометрические размеры передач с ПТК и свободной обоймой (рис 21).

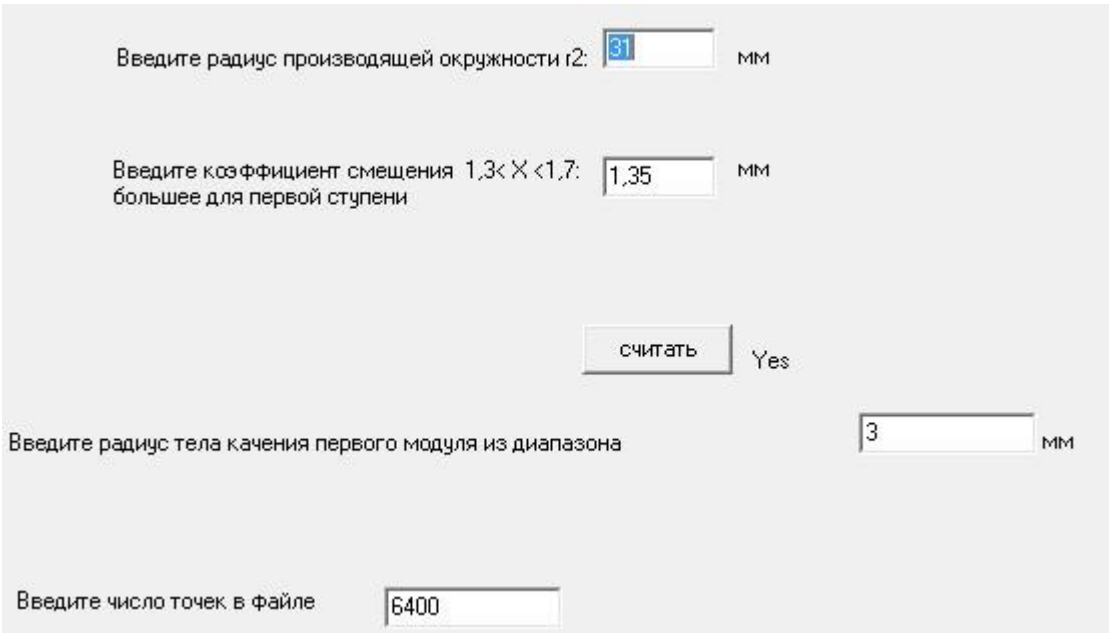


Рис 20. Ввод исходных параметров передачи с ПТК и свободной обоймой в программу

Произведем расчет по данным исходным параметрам, и получим следующие значения и координатные точки (Рис. 21).

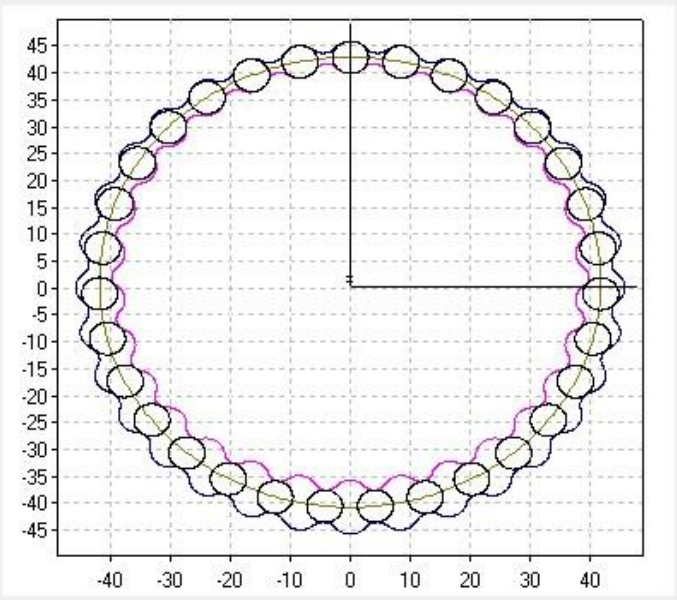


график первого модуля

	Венца 1 модуль, мм	Кулачка 1 модуль, мм
Радиус впадин	45,85	37,85
Радиус выступов	43,85	39,85
Число зубьев Z	32	30
Наименьшее расстояние между телами качения	2,464 мм	
Наименьшее расстояние между профилями	2,000 мм	
Эксцентриситет передачи 2e	2,000 мм	
Радиус центров тел качения	41,850 мм	

Рис. 21. Рассчитанные данные и координатные точки профиля передачи с ПТК и свободной обоймой

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

Глава 3

3. Поведения значения силовых характеристик при изменении исходных геометрических параметров

3.1 Закон распределения сил при изменении деформации элементов передачи с ПТК и свободной обоймой

Используя результаты, полученные в предыдущей главе, рассмотрим, как изменяются усилия при изменении исходных параметров передач. Сначала рассмотрим, как будет изменятся закон распределения усилий при изменении деформации элементов передачи

Для анализа закона распределения сил в зацеплении рассмотрим передачу с ПТК и свободной обоймой, имеющую следующие исходные параметры: r_2 = 31мм, Z_2 = 31, χ = 1.35, $r_р$ = 3мм. С помощью специальной программы, описанный во второй главе, получим геометрические размеры и файлы с координатами точек передач с ПТК и свободной обоймой. По этим точкам построим профили и изменяя приращение угла поворота генератора изменять деформации в зацеплении.

Зададим приращение угла поворота генератора в интервале от $\Delta\varphi$ = 1,8’ до $\Delta\varphi$ = 6’, и полученные по формулам (26)-(31) расчетные значения при повороте генератора на $\Delta\varphi$ = 1,8′ угла сведем в таблицы (табл. №1) и (табл. №2). Расчетные значение при остальных углах поворота генератора смотрите в приложении.

На основании данных таблиц построены графики распределения деформаций по циклоидальному профилю (рис. 22) соответственно положению каждого тела качения, находящегося в зоне нагружения.

Таблица №1

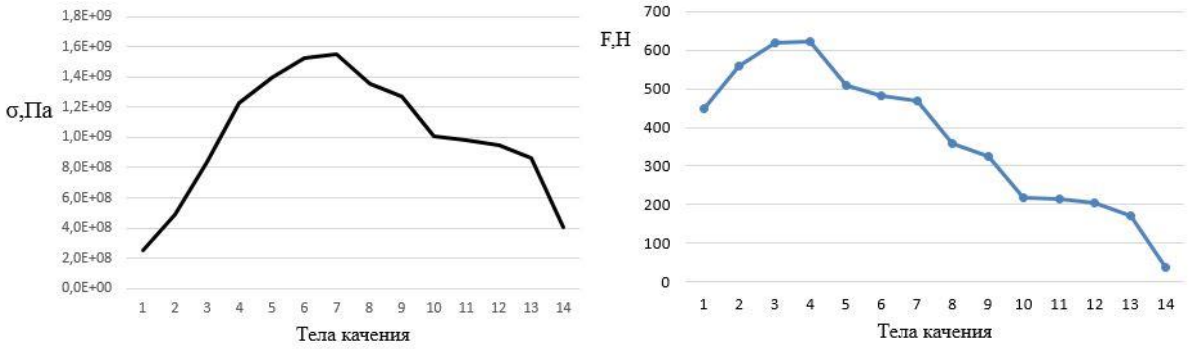
Результаты расчетов силовых характеристик профилей венца

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$P_в$, Н	450,2	557,8	617,6	623,6	508,7	482,1	469	358,1	323,3	219	213,1	203,4	171,7	37,9
$\sigma_в$, МПА	254,5	487,9	839,6	1224,5	1397,3	1521,4	1554,3	1356	1269,5	1009,6	982,46	949,9	866,9	405,9

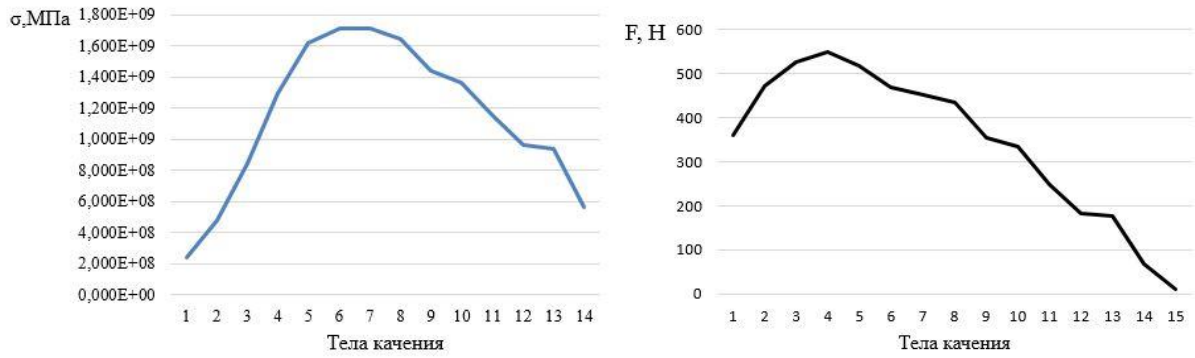
Таблица №2

Результаты расчетов силовых характеристик профилей кулачка

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Рк, Н	358	473	526	548	518	468	452	435	353	334	249	181	176	68
σк, МПА	237	477	845	1292	1618	1712	1712	1648	1442	1362	1148	961	934	560



а) б)

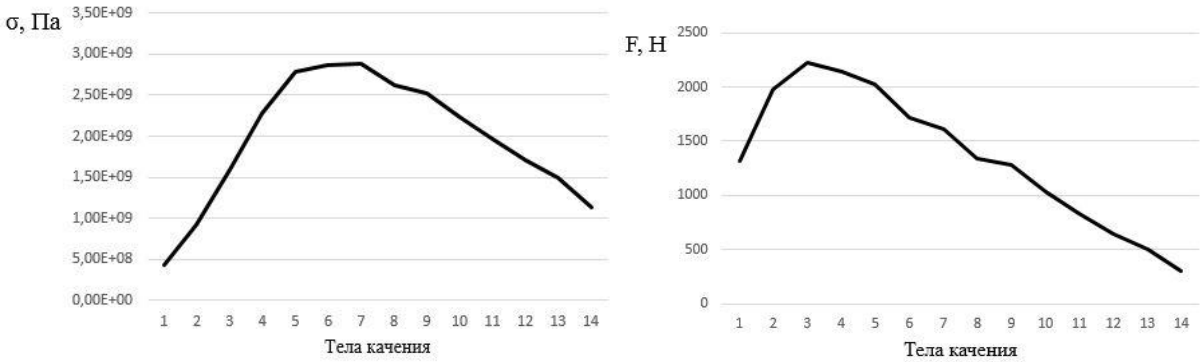


в) г)

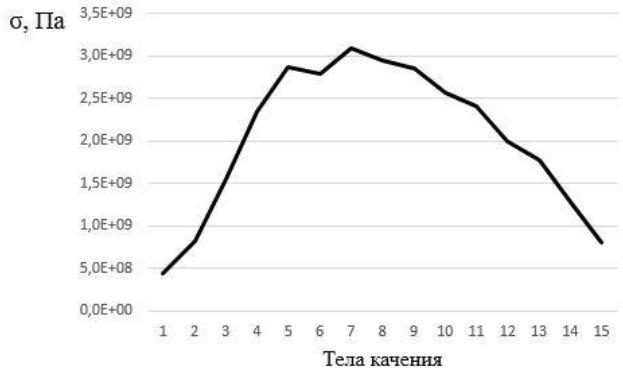
Рис. 22. Изменение сил и напряжений по циклоидальному профилю при повороте генератора на Δφ = 1,8′

а) напряжения на профиле венца; б) силы на профиле венца; в) напряжения на профиле кулачка; г) силы на профиле кулачка

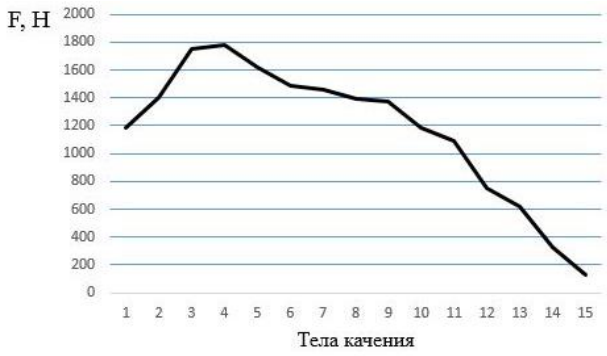
Далее рассмотрим значения сил и напряжений в зацеплении при приращении угла поворота генератора на Δφ = 6′, Δφ = 4,2′ и Δφ = 1,8′.



а) б)



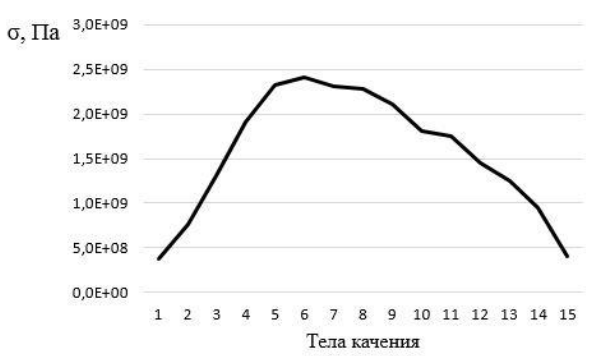
в)



г)

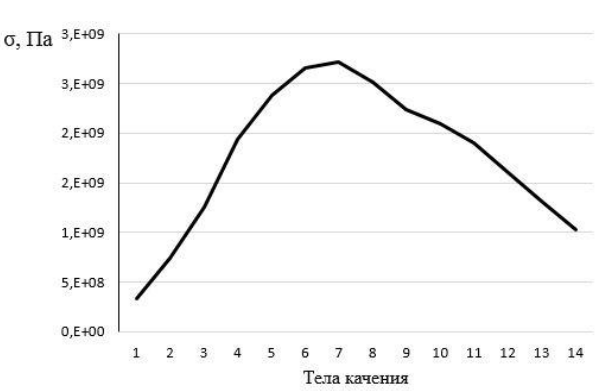
Рис. 23. Изменение сил и напряжений по циклоидальному профилю при повороте генератора на $\Delta\varphi = 6'$

а) напряжения на профиле венца; б) силы на профиле венца; в) напряжения на профиле кулачка; г) силы на профиле кулачка

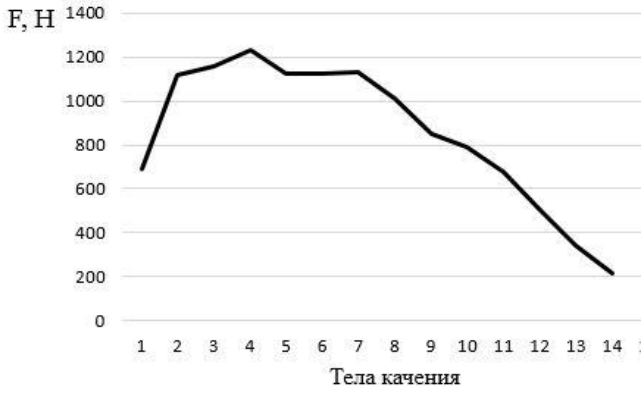


а)

б)



в)



г)

Рис. 24. Изменение сил и напряжений по циклоидальному профилю при повороте генератора на $\Delta\varphi = 4{,}2'$

а) напряжения на профиле венца; б) силы на профиле венца; в) напряжения на профиле кулачка; г) силы на профиле кулачка

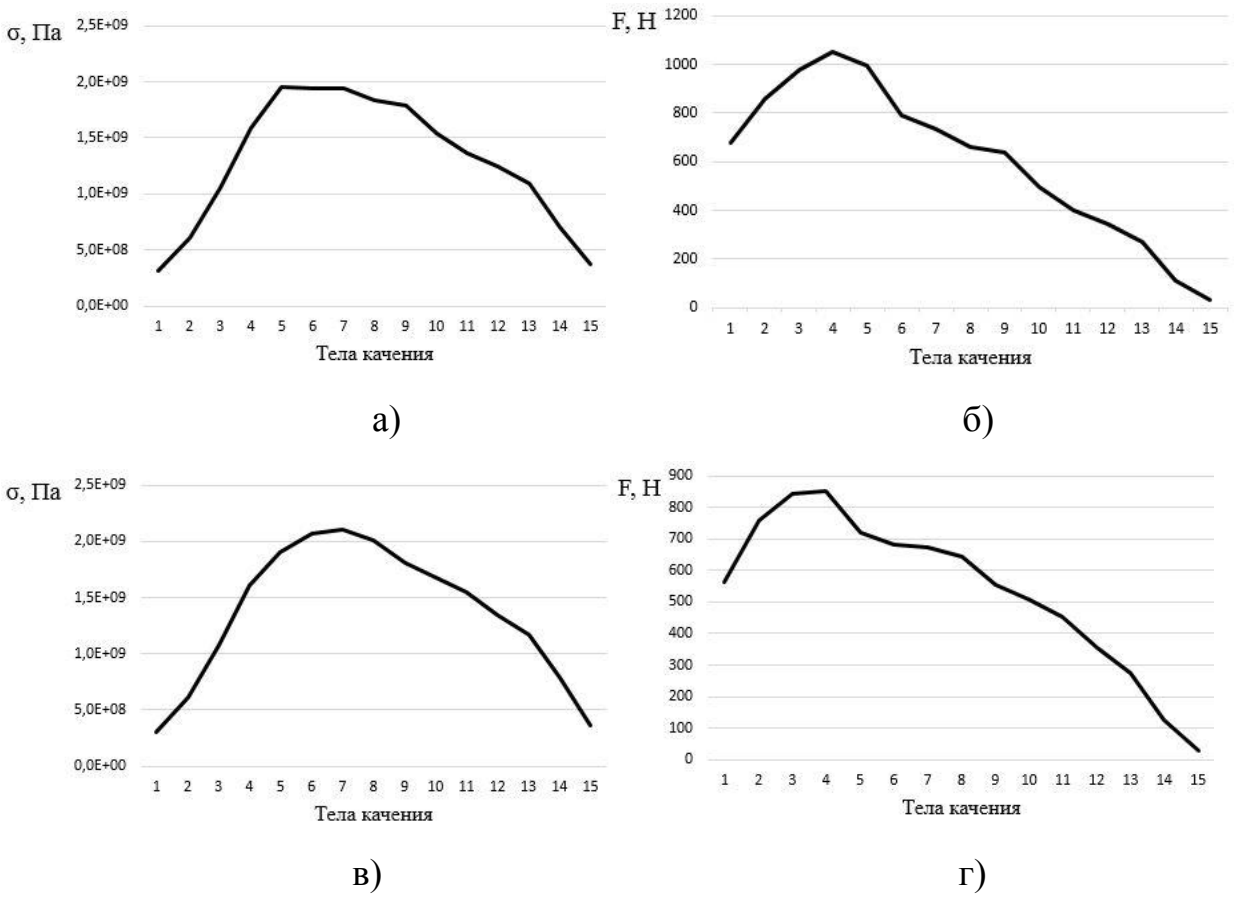


Рис. 25. Изменение сил и напряжений по циклоидальному профилю при повороте генератора на $\Delta\varphi = 3'$

а) напряжения на профиле венца; б) силы на профиле венца; в) напряжения на профиле кулачка; г) силы на профиле кулачка

Таким образом рассмотрено зацепление передачи с ПТК и свободной обоймой, определены основные виды контакта в зацеплении и получены зависимости изменения силовых характеристик вдоль циклоидального профиля колес данной передачи. Максимальная деформация соответствует примерно середине подъема профиля (положение четвертого тела качения), как для кулачка, так и для венца. Максимальное напряжение совпадает положению 7-8 тела качения. Так как в этих местах контактирующая площадка минимальная.

3.2. При изменении одного исходного параметра

Рассмотрим изменение значения сил в зацеплении при изменении коэффициента смещения $\chi=var$. Тогда принимаем остальные параметры, как $r_2=const$, $Z_2=const$, $r_{тк}=const$, тогда эксцентриситет $e=const$. Для циклоидальных передач из литературы [20], рекомендовано принимать значения χ в пределах 1,25-1,6. Коэффициент смещения будем изменять от 1,3 до 1,6 с шагом 0,1. Радиус расположения центров тел качения $r_ц$, зависит от радиуса производящей окружность r_2 через коэффициент смещения χ и выражается зависимостью:

$$r_ц = r_2 \cdot \chi \qquad (32)$$

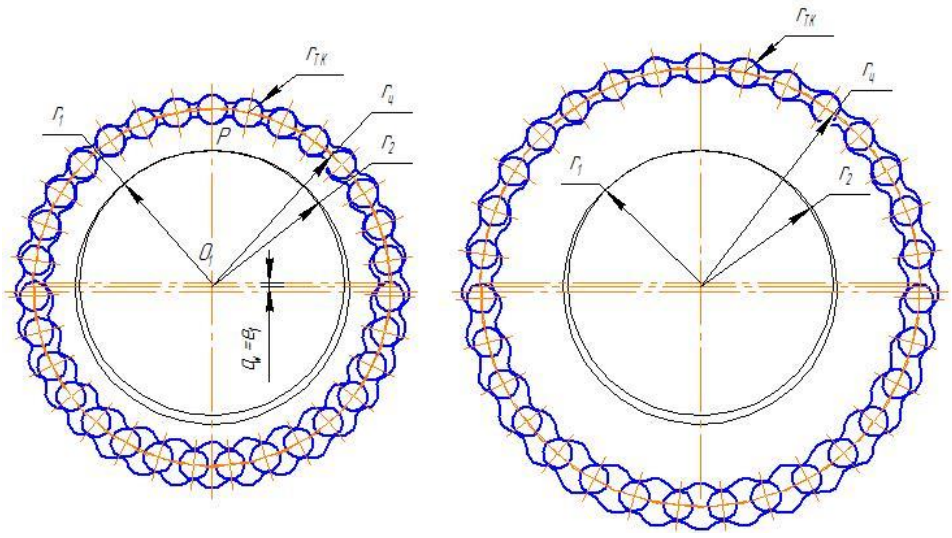
Исследование изменения усилий в зацеплении при изменении коэффициента смещения будем производить для передачи с ПТК и сводной обоймой, имеющей следующие исходные параметры: r_2=27,9мм, χ=1,3, $r_{тк}$=3мм.

Рассчитаем значения радиуса центров тел качения для различных значений коэффициента смещения по формуле (32) и полученные данные сведем в табл. №3

Таблица №3

Значения радиусов центров тел качения r_2 для различных значений χ

χ	1,3	1,4	1,5	1,6
$r_ц$, мм	36,27	39,06	41,85	44,64



а) б)

Рис. 26. Изменение габаритов при изменении коэффициента смещения

а) χ=1,3 б) χ=1,6

Расчеты проводим по методике, изложенной в предыдущей главе. Значения сил в зацеплении берем для четвертого тела качения, так как в этой зоне сила максимальная. Изменение силы в зависимости от изменения исходных параметров. Будем исследовать на примере четвертого тела качения, так как на него приходится максимальное усилие в зацепление (рис. 22).

Определение силы при различных значениях коэффициента смещения χ и силы F будем производить по формуле (26), (27). Полученные значения сведем в таблицу 4.

Таблица №4

Значения сил для различных значений радиуса центров тел качения r_2

$r_ц$, мм	36,27	39,06	41,85	44,64
$F_в$, Н	593,7	568,5	526,3	459,02
F_k, Н	605,7	592,3	550,4	462,2

На основе данных для удобства восприятия данную информацию можно представить графический (рис 25) и (рис 25).

Рис. 27. Изменение силы на четвертом теле качения в зависимости от изменения радиуса центров тел качения на кулачке.

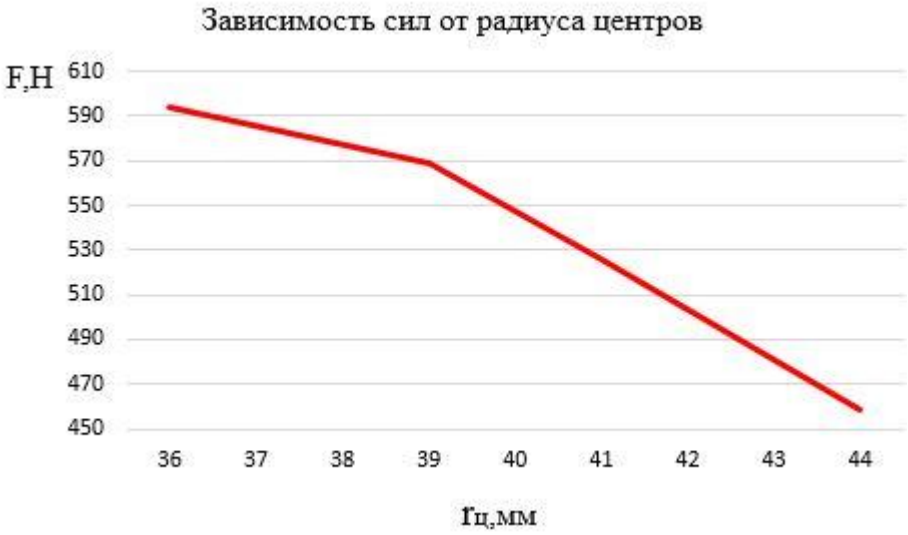


Рис. 28. Изменение силы на четвертом теле качения в зависимости от изменения радиуса центров тел качения на венце.

Из рис. 27 и 28 можем с уверенностью сказать, что при меньших значения коэффициента смещения χ, силы в зацеплении увеличиваются, а при максимальных значениях коэффициента смещения χ, силы в зацеплении уменьшаются. Так как плечо, в нашем случае $r_ц$ увеличивается.

3.3. При одновременном изменении нескольких исходных параметров

Теперь рассмотрим изменение силы в зацеплении передач с ПТК и свободной обоймой при изменении коэффициента смещения $\chi=var$ и радиуса производящей окружности $r_2=var$, тогда по выражению (2) эксцентриситет будет переменным $e=var$, а по выражению (32) радиус центров тел качения тоже будет переменным $r_ц=var$. Принимаем остальные параметры, как $Z_2=const$, $r_{тк}=const$. Коэффициент смещения будем изменять в пределах от 1,3 до 1,6, чтобы габаритные размеры передачи в целом оставались одинаковыми. Таким образом, радиус производящий окружность r_2 тоже будет изменятся незначительно.

Для исследования изменение силовых характеристик были рассмотрены шесть вариантов передач с ПТК и свободной обоймой со следующими сочетаниями исходными параметров:

1) r_2=24,8 мм, χ=1,6.

2) r_2=26,35 мм, χ=1,5.

3) r_2=26,35 мм, χ=1,6.

4) r_2=27,9 мм, χ=1,5.

5) r_2=27,9 мм, χ=1,45.

6) r_2=34,1 мм, χ=1,3

Выполним расчеты по формулам (2), (32) и полученные данные сведем в таблицу.

Таблица №5

Значения изменяемых исходных параметров

№	1	2	3	4	5	6
χ	1,6	1,5	1,6	1,5	1,45	1,3
r_2, мм	24,8	26,35	26,35	27,9	27,9	34,1
$r_ц$, мм	39,68	39,525	42,16	41,85	40,455	44,33
e, мм	0,8	0,85	0,85	0,9	0,9	1,1

Изменение силы и напряжения в зависимости от изменения исходных параметров. Будем исследовать на примере четвертого тела качения для определения силы, так как на него приходится максимальное усилие в зацепление. На примере 7-го и 8-го тела качения для напряжения, так как на этих зацеплениях приходится максимальное напряжение (рис. 22).

Определение силы при различных значениях коэффициента смещения χ и радиуса производящей окружности r2, будем производить по формуле (26), (27). Полученные значения сведем в таблицу 6.

Таблица №6

Значения сил для различных значений радиуса центров тел качения r_2

№	1	2	3	4	5	6
$r_ц$, мм	39,68	39,525	42,16	41,85	40,455	44,33
$F_в$, Н	493,9	468,9	468,7	526,25	493,12	621,4
F_k, Н	460,9	464,8	447,3	550,4	490,33	644,8

На основе данных для удобства восприятия данную информацию можно представить графический (рис 24) и (рис 25).

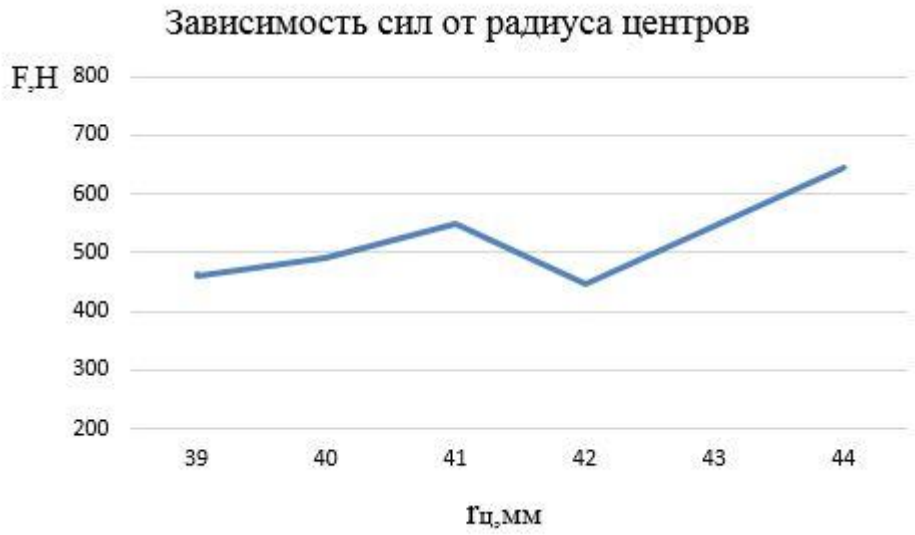


Рис. 29. Изменение силы на четвертом теле качения в зависимости от изменения радиуса центров тел качения на кулачке.

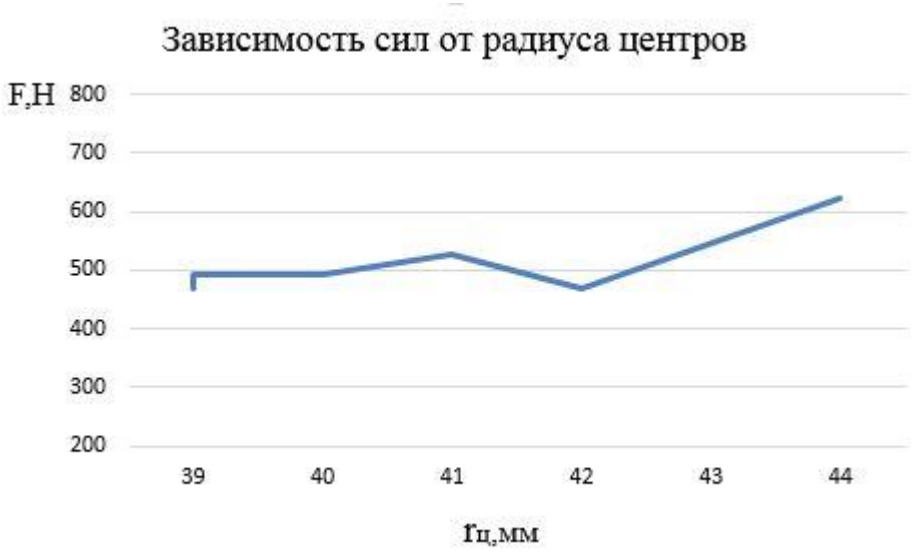


Рис. 30. Изменение силы на четвертом теле качения в зависимости от изменения радиуса центров тел качения на венце.

Определены изменения усилий и напряжений в зависимости от изменения исходных параметров передачи с ПТК и свободной обоймой.

При изменении (увеличении) такого параметра, как коэффициент смещения усилия и напряжения в зацепление уменьшается. Как показано на (рис 26) и (рис 27) при одновременном изменении двух параметров, таких как коэффициент смещения и радиус производящий окружность, при не значительном увеличении габаритных размеров передачи, усилия на венце практически не изменялись, а усилия на кулачке незначительно увеличивались.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ41	Амиров Асет Маратович

Институт	ИФВТ	Кафедра	ФВТМ
Уровень образования	магистр	Направление/специальность	Машиностроение

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:	
1. *Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих* 2. *Нормы и нормативы расходования ресурсов* 3. *Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования*	*Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах*
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. *Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ*	*1.Потенциальные потребители результатов исследования* *2. Анализ конкурентных технических решений* *4. SWOT-анализ*
2. *Разработка устава научно-технического проекта*	1. *Цели и результаты проекта* 2. *Организационная структура проекта* 3. *Иерархическая структура работ* 4. *Контрольные события проекта* 5. *План проекта*
3. *Планирование и формирование бюджета научных исследований*	*Бюджет научно – технического исследования (НТИ)* *1. Расчет материальных затрат НТИ* *2. Расчет затрат на специальное оборудование для научных работ* *3. Основная заработная плата исполнителей темы* *4. Отчисления на социальные нужды* *5. Накладные расходы*
Перечень графического материала *(с точным указанием обязательных чертежей):*	

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Гаврикова Н.А.			2.03.16

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ41	Амиров Асет Маратович		2.03.16

4.1 Предпроектный анализ. Потенциальные потребители результатов исследования

Целью данной работы является анализ силовых характеристик циклоидального профиля в передачи с ПТК и свободной обоймой и определения закономерности распределения сил по циклоидальному профилю колес. Анализируя распределения сил в профилях исследуем значения сил при разных входных параметрах. Определения деформации при разных входных параметрах дает возможность найти оптимальные параметры для уменьшения сил в зацеплении.

В последнее время повышенные требования в машиностроении требует новые виды передач. Обычные зубчатые передачи не всегда отвечают всем требованиям современной инженерии. Передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой отличаются компактностью, высоким передаточным отношением в одной ступени, высокими нагрузочными способностями за счет многопарности зацепления.

Технология изготовления данной передачи в прошлом веке не было. Требовались новые виды обработки материала, так как профили данной передачи не стандартные. С появлением новых видов обработки материалов, практическое применение данной передачи становится все шире.

Передачи с ПТК не достаточно исследованы. Силы в зацеплении играют большую роль в определении срока работы механизма. И поэтому исследования сил в зацеплении передач данного вида является актуальным.

Данная передача была внедрена в производство Э.Н. Панкрашвым в, организации «Технотрон». Организация до сих пор выпускает и продолжает исследования передач с ПТК. Исследования зависимости сил в зацеплении от входных геометрических параметров помогут организаций «Технотрон» выбирать нужные габариты с требуемыми выходными значениями.

4.1.1 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Среди конкурентных передач можно назвать зубчатые аналоги и передачи с ПТК с нагруженным сепаратором. Для зубчатых передач важна точность зубьев зубчатого колеса. И это трудоемкая и весьма дорогая работа. Передача момента в одной ступени значительно меньше чем в передачах с ПТК и со свободной обоймой. Для увеличения передаваемого момента необходимо включить вторую передаточную ступень. А это в свою очередь увеличивает габариты редуктора. Некоторых сферах машиностроения не технологично использовать габаритные механизмы передач. И как всем известно, чем больше габариты, тем больше затраты ресурсов для изготовления габаритных деталей данной конструкции.

Передачи с ПТК с нагруженным сепаратором, могут заменить зубчатый аналог за счет своих достоинств в габаритах и в способности выдерживать более высокие нагрузки. Высокая нагрузочная способность передач с ПТК с нагруженным сепаратором обееспечивается за счет многопарности зацепления. Если в зубчатых передачах в передаче крутящего момента участвуют только 2 зуба, то в передачах с ПТК с нагруженным сепаратором, в передаче участвуют половина всех тел качения. Но при длительной нагруженных эксплуатациях данной передачи замечается нагрев несущих тонкостенных деталей конструкции. Это происходит за счет трения тел качения о кулачок, который используется без профиля. Температура тонкостенной детали достигает до 120˚С. Это приводит к сокращению срока эксплуатации данной передачи (Рис 28).

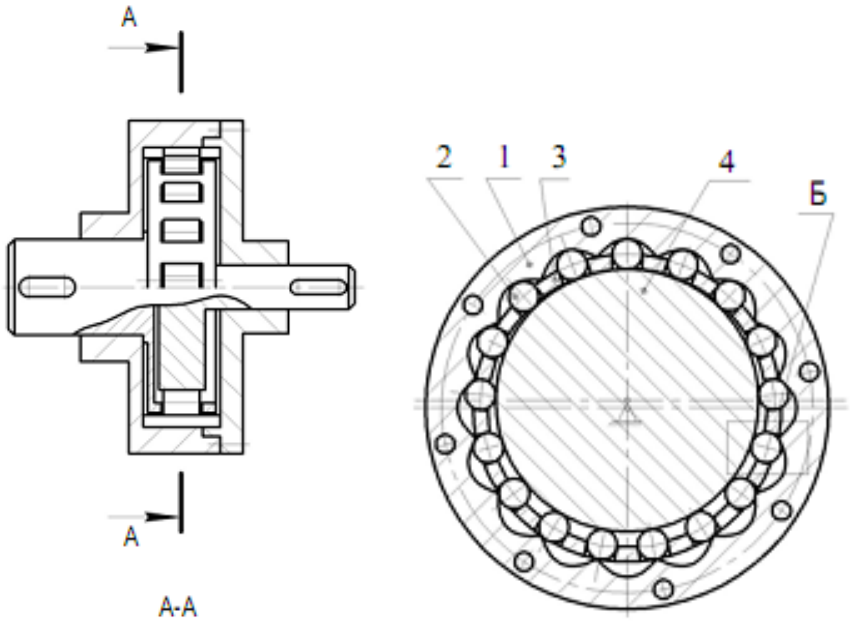


Рис. 31. Передача с ПТК

1 – профильный венец, 2 – тела качения, 3 – сепаратор, 4 – кулачок

Заполнить данный пробел может передача с ПТК с свободной обоймой (Рис 28). На данной передаче уменьшается трения тел качения о профили, потому что тела качения обхватывается с обоих сторон профилями. Компенсируется сила и за счет компенсации сепаратор разгружен.

Таблица №7

Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерии оценки	**Вес критерия**	**Баллы**		**Конкурентоспособность**	
		$Б_{к1}$	$Б_{к2}$	$К_{к1}$	$К_{к2}$
1	2	4	5	6	7
Технические критерии оценки ресурсоэффективности					
1.Простота изготовления	0,2	4	4	0,4	0,4
2.Энергоэкономичность	0,05	2	3	0,2	0,3

3. Надежность	0,2	4	4	0,4	0,4
4. Материалоемкость	0,05	3	3	0,3	0,3
5.Широта области применения	0,15	4	4	0,4	0,4
Экономические критерии оценки эффективности					
6.Цена	0,2	3	3	0,3	0,3
7. Послепродажное обслуживание	0,05	3	4	0,3	0,4
8. Предполагаемый срок эксплуатации	0,1	4	4	0,4	0,4
Итого	**1**	**27**	**29**	**2,7**	**2,9**

К1- Передача с ПТК с нагруженным сепаратором.

К2- Передача с ПТК и с свободной обоймой.

По нашему мнению, наиболее целесообразным по технологическим и экономическим соображениям является применение передачи с ПТК и с свободной обоймой. Целесообразность применение данной передачи обусловливается минимизированным трением в зацеплении.

4.1.2 SWOT-анализ

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

Слабые стороны передач с 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. Планетарное движение выходного вала при одной ступени. 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 №8

Матрица SWOT

	Сильные стороны научно исследовательского проекта:	**Слабые стороны научно исследовательского проекта:**
	С1.Возможность при определенных входных параметрах, выбрать оптимальную модель передачи с ПТК и свободной обоймой. С2. Долгая служба механизма С3. Уменьшение деформации в зацеплении С4. Снижения затрат в эксплуатационный период С5. Повышения нагрузочной способности конструкции	Сл1. Широкий вариационный интервал, что увеличивает затраты времени на расчеты

Возможности: В1. Использование гидроабразивной и электроэрозионной установки для получения профиля В2. В связи с последними политическими событиями наблюдается тенденция на импортозамещение в данной отрасли. В3. Возможность внедрения технологии в производство В4. Участие в грантах В5. Так как группа имеет знания и опыт в данном направлении, то если возможность улучшить свойства для других изделий	С1В2 – вероятность расширения кол-ва поставщиков(снижение себестоимости изделия) С1В3 - упрощение внедрения технологии в производство за счет оптимальных значении сил в зацеплении С2В2 – позволяют при наличии спроса быстро нарастить объемы производства С3В2, С4В2- качество и стоимость изделия будет являться конкурентным преимуществом на российском рынке	В1Сл1 – новейшее оборудование, позволит на ранних стадиях исследование, выявить и предотвратить появление брака

Угрозы: У1. Вероятность появления более выгодных предложений на рынке, так как в данном направление ведется большое количество исследований. У2. Отсутствие оборудования для массового производства	С1У1-возможность за счет разновидности этих передач создавать новые и более качественные конкурентноспособные изделия.	

4.2 Инициация проекта

Цели и результат проекта.

В получении результата заинтересованы следующие стороны, представленные в таблице 4.3.

Таблица №9

Заинтересованные стороны проекта

Заинтересованные стороны проекта	**Ожидания заинтересованных сторон**
Университет	Наличие НИОКР
Студент	Защита магистерского диплома. Получение высшего образования
Предприятия, занимающиеся изготовлением подшипников	Сокращение времени производственного цикла.

	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
Государство	Развитие импортозамещения

В таблице 4.4 представлена информация о иерархии целей проекта и критериях достижения целей.

Таблица №10

Цели и результат проекта

Цели проекта:	1. Определить зависимость значения сил от входных параметров 2. Определить зависимость значения деформации и напряжении от входных параметров
Ожидаемые результаты проекта:	Минимизация деформации в зацеплении, в нужных для нас габаритах. Увеличения длительности работы передачи
Критерии приемки результата проекта:	Законченная научно-исследовательская работа, авторы корой имеют список публикаций и участие на международных конференциях.
Требования к результату проекта:	**Требование:**
	Построить график зависимости соотношения коэффициента смещения χ и R_e от F силы

	Таблица значении входных параметров, сил, деформации, радиуса кривизны профиля.

Организационная структура проекта

Таблица №11

Рабочая группа проекта

ФИО, основное место работы, должность	**Роль в проекте**	**Функции**	**Трудо-затраты, час.**
Ефременков Егор Алексеевич	*Руководитель про*екта	отвечает за реализацию проекта в пределах заданных ограничений по ресурсам, координирует деятельность участников проекта	1024
Амиров Асет	*Исполнитель по проекту*	выполняет отдельные работы по проекту	1624

Ограничения и допущения проекта

Таблица №12

Ограничения проекта

Фактор	**Ограничения/ допущения**
3.1. Бюджет проекта	**760000 руб**
3.1.1. Источник финансирования	**ИФПМ СО РАН**
3.2. Сроки проекта:	
3.2.1. Дата утверждения плана управления проектом	25.08.2015
3.2.2. Дата завершения проекта	15.06.2016

4.3 Планирование управления научно-техническим проектом

4.3.1 Иерархическая структура работ проекта

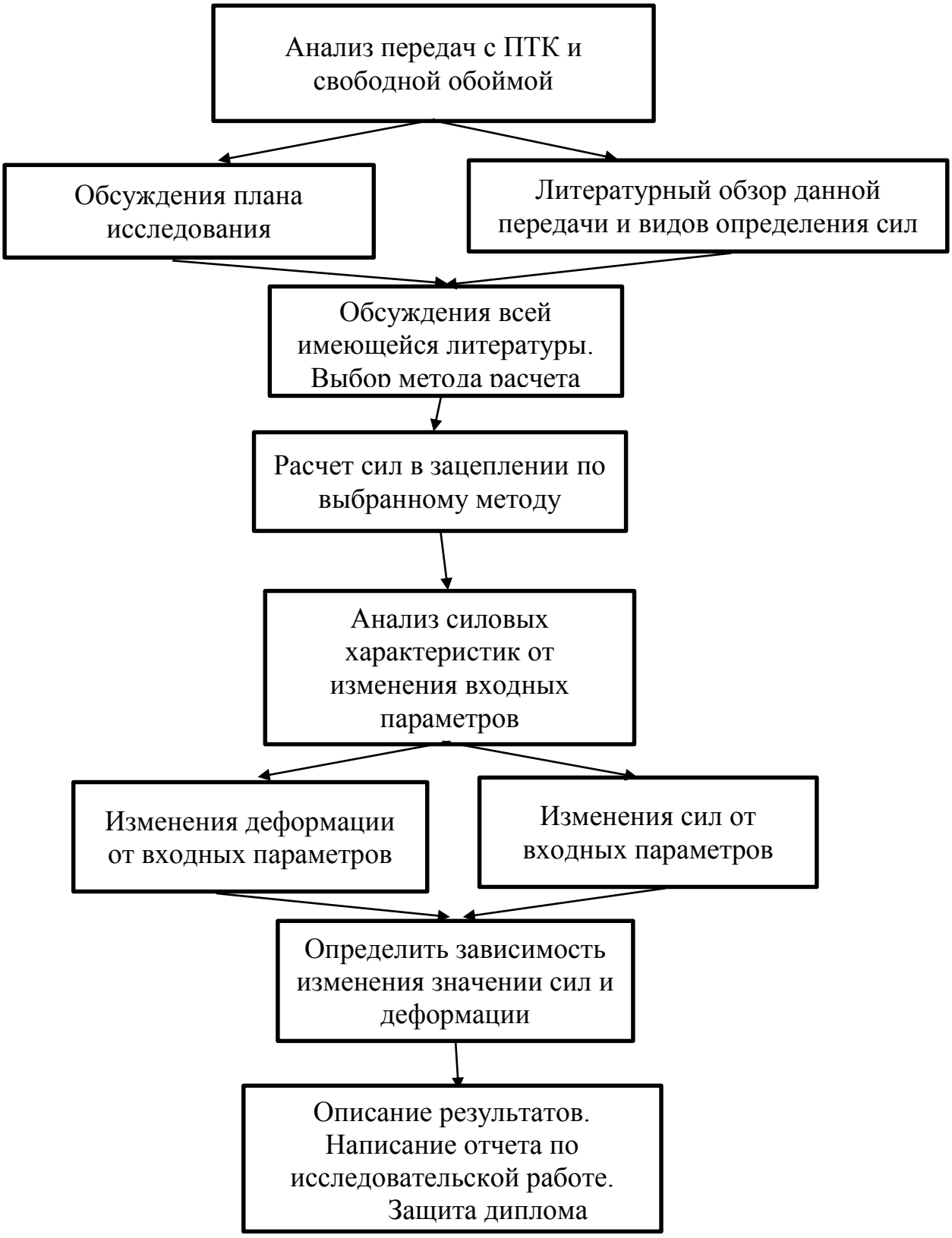


Рис. 32 – Иерархическая структура проекта

4.3.2 Контрольные события проекта

Таблица №13

Контрольные события проекта

Контрольное событие	**Дата**	**Результат (подтверждающий документ)**
Обсуждение плана проект	1.09.15	Утверждение участников исследования
Обзор литературы (сбор необходимой информации)	1.10.15	Отчет по изученной литературе.
Виды расчета сил в зацеплении	15.10.15	Выбор вида расчета сил в зацеплении
Анализ силовых параметров	17.11.15	Зависимости входных параметров, отдельно варированные.
Описание результатов	24.11.15	Отчет
Определения деформации в зацеплении	8.12.2015	Зависимость деформации от входных параметров
Исследования сил в зацеплении изменяя все входные параметры одновременно	20.01.16	Иллюстрация результатов в графиках, получение зависимости от соотношения входных параметров
Описание результатов	1.02.16	Отчет

Отчет по исследовательской работе	6.04.16	Отчет
Защита диплома	16.06.16	диплом

4.3.3 План проекта

Таблица №14

Календарный план проекта

Название	**Длитель-ность, раб. дни**	**Дата начала-окончания работ**	**Состав участников (ФИО ответственных исполнителей)**
Обсуждения плана исследования	22	1.09.15 1.10.15	Ефременков Е.А. Амиров А.М.
Литературный обзор данной передачи и видов определения сил	11	1.10.15 15.10.15	Амиров А.М.
Обсуждения всей имеющейся литературы. Выбор метода расчета	2	15.10.15 17.10.15	Амиров А.М. Ефременков Е.А.
Расчет сил в зацеплении по выбранному методу	30	20.10.15 28.11.15	Амиров А.М. Ефременков Е.А.

Анализ силовых характеристик от изменения входных параметров	10	1.12.15 12.12.15	Амиров А.М.
Изменения деформации от входных параметров. Изменения сил от входных параметров.	24	12.12.15 20.01.16	Амиров А.М. Ефременков Е.А.
Определить зависимость изменения значении сил и деформации	8	21.01.16 1.02.16	Амиров А.М. Ефременков Е.А.
Отчет по исследовательской работе (написание статей, выступление на конференциях.)	42	2.02.16 6.04.16	Амиров А.М. Ефременков Е.А.
Написание дипломного проекта	54	1.04.16 15.06.16	Амиров А.М.
И т о г о:	203		

4.3.4 Бюджет научного исследования

Расчет заработной платы

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

Таблица №15

Расчёт заработной платы

Исполнители	Количество	Зарплата, руб./мес.	Количество отработанных дней	Всего з.п, руб	Дополнительная з.п	Отчисления на социальные нужды

Руководитель	1	25000	128	227500	27300	76440
Исполнитель	1	9000	203	91350	10962	30694
Итого:				318850	38262	107134

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

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

Отчисления на социальные нужды

Статья включает в себя отчисления во внебюджетные фонды.

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

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

Отчисления на социальные нужды составляет 30%

Накладные расходы

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

Расчет накладных расходов ведется по следующей формуле:

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

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

Таблица №16

Накладные расходы

Исполнитель	**Всего з.п.,руб.**	**Дополнительная З.п., руб.**	**Накладные расходы, руб.**
Руководитель1	227500	27300	203840
Исполнитель	91350	10962	81850

Итого	285690

Таблица №17

Полная смета затрат

Статьи	Затраты, руб
Основная заработная плата	318850
Дополнительная заработная плата	38262
Отчисления на социальные нужды	107134
Затраты на электроэнергию	1285
Прочие накладные расходы	285690
Итого	751221

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ41	Амиров Асет Маратович

Институт	Физики Высоких Технологий	Кафедра	Физики высоких технологий в машиностроении
Уровень образования	магистр	Направление/специальность	Машиностроения

Тема дипломной работы: Анализ силовых характеристик передач с промежуточными телами качения

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. *Целью данной работы является анализ силовых характеристик циклоидального профиля в передачи с ПТК и свободной обоймой и определения закономерности распределения сил по циклоидальному профилю колес.*
2. *Описание рабочего места на предмет возникновения:*

- *вредных проявлений факторов производственной среды*
  (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.);
- *опасных проявлений факторов производственной среды*
  (Воздействие на оператора физических факторов, таких как, микроклимат, шум, освещенность, повышенные уровни электромагнитного, рентгеновского, ультрафиолетового и инфракрасного излучения; статического электричества и запыленности воздуха рабочей зоны;
  блескости и ослепленности; неравномерность распределения яркости в поле зрения;
  повышенная яркость светового изображения; повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание, может привести к ухудшению здоровья человека.);
  Защита селитебной зоны выполнена путем расстановки предупреждающих знаков об опасности пожаров.
  В случае возникновения пожара возможны выбросы в атмосферу продуктов горения и большого количества CO2, что приведет к изменению климата.
  Воздействуя на литосферу пожар повлечет изменение физических и химических свойств почвы.
  В биосфере повлечет необратимые потери биоразнообразия.;
  - необходимо обеспечить устойчивую работу вашего производственного участка при возникновении чрезвычайных ситуаций, характерных для Сибири – сильные морозы, пурга, человеческий фактор, диверсия (рассмотреть минимум 2 ЧС – 1 природную, 1 техногенную).

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой произведённой среды в следующей последовательности а) приводятся данные по значениям напряжения используемого оборудования, классификация помещения по электробезопасности, допустимые безопасные для человека значения напряжения, тока и заземления (в т.ч. статическое электричество, молниезащита - источники, средства защиты);перечисляются СКЗ и СИЗ; б) приводится классификация пожароопасности помещений, указывается класс пожароопасности вашего помещения, перечисляются средства пожарообнаружения и принцип их работы, средства пожаротушения, принцип работы, назначение (какие пожары можно тушить, какие – нет), маркировка; пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия).
. Охрана окружающей среды: организация безотходного производства (приводится перечень отходов при эксплуатации установки, перечисляются методы улавливания, переработки, хранения и утилизации образовавшихся на вашем производстве промышленных отходов).
. Защита в чрезвычайных ситуациях: а)Приводятся возможные для Сибири ЧС; Возможные ЧС: морозы, диверсия разработываются превентивные меры по предупреждению ЧС; разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС; разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий
. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства (приводится перечень ГОСТов, СНиПов и др. законодательных документов, использованных в своей работе);
Перечень графического материала: *1) Пути эвакуации* *2) План размещения светильников на потолке рабочего помещения*

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	10.02.16г.

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Федорчук Ю.М.	Профессор		10.02.16г

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ41	Амиров Асет Маратович		10.02.16

Описание рабочего места

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

В данной работе предлагается программное обеспечение для расчета контуров распространения верховых лесных пожаров. Работа, предполагает использование персональной электронно–вычислительной машины – персонального компьютера (ПК).

Работа представляет собой сбор информации, её обработка, проведение расчётов. А также составление рекомендаций, на основе полученных данных. Выполняется в закрытом помещении (кабинет, аудитория) на персональном компьютере, с помощью которого обрабатывается вся информация.

Во время работы автору требуются значительные затраты умственной, эмоциональной и физической энергии. Это потребовало комплексного решения проблем эргономики, гигиены и организации труда, регламентации режимов труда и отдыха.

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

Следует отметить, что меры по охране труда при работе с персональным компьютером должны носить комплексный характер и включать в себя полный спектр работ, направленных на ликвидацию источников вреда.

В данном разделе дипломного проекта рассматриваются следующие вопросы:

- организация рабочего места пользователя ПЭВМ;
- определение оптимальных условий труда пользователя ПЭВМ.

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 необходимо учитывать возможность чрезвычайных ситуаций. Так как лаборатория находится в городе Томске, наиболее типичной ЧС является мороз. Так же, в связи с неспокойной ситуацией в мире, одной из возможных ЧС может быть диверсия.

5.1 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды

ПЭВМ, безусловно увеличивает производительность при выполнении работ, но имеет отрицательные последствия для здоровья людей. Основная задача, выполняемая в данном разделе – снизить вред здоровью человека от использования им персонального компьютера в работе.

Условия труда пользователя, работающего с ПК, определяются особенностями организации рабочего места, условиями производственной среды (освещение, микроклимат, шум, электромагнитные и электростатические поля, визуально эргономические параметры дисплея), а также характеристиками информационного взаимодействия человека и ПК. Могут быть следующие вредные факторы: наличие - а) не комфортных метеоусловий; б) вредных веществ; в) производственного шума; г) недостаточной освещенности; д) электромагнитного излучения;

5.1.1 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 ($\varphi>85\%$) затрудняет терморегуляцию организма, т.к. происходит снижения испарения пота, а пониженная влажность ($\varphi<20\%$) 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 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 №18

Требования к микроклимату

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

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

5.1.2 Вредные вещества

К химическим вредным и опасным факторам относятся такие как повышенное содержание в воздухе рабочей зоны:

- двуокиси углерода;
- озона;
- формальдегида.

Таблица №19

Показатели вредности веществ

Вещество	Класс опасности	$ПДК_{МР}$, мг/м^3	$ПДК_{СС}$, мг/м^3
озон	I	0,16	0,04
углекислый газ	IV	32.94	20
формальдегид	II	0,05	0,01

Высокая окисляющая способность озона и образование во многих реакциях с его участием свободных радикалов кислорода определяют его высокую токсичность. Воздействие озона на организм может приводить к преждевременной смерти.

5.1.3. Производственный шум

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.

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.

5.1.3.1 Расчет уровня шума

Одним из неблагоприятных факторов производственной среды в ИВЦ является высокий уровень шума, создаваемый печатными устройствами, оборудованием для кондиционирования воздуха, вентиляторами систем охлаждения в самих ЭВМ.

Для решения вопросов о необходимости и целесообразности снижения шума необходимо знать уровни шума на рабочем месте оператора.

Уровень шума, возникающий от нескольких некогерентных источников, работающих одновременно, подсчитывается на основании принципа энергетического суммирования излучений отдельных источников [66]:

где Li – уровень звукового давления i-го источника шума;

n – количество источников шума.

Полученные результаты расчета сравнивается с допустимым значением уровня шума для данного рабочего места. Если результаты расчета выше допустимого значения уровня шума, то необходимы специальные меры по снижению шума. К ним относятся: облицовка стен и потолка зала звукопоглощающими материалами, снижение шума в источнике, правильная планировка оборудования и рациональная организация рабочего места оператора.

Уровни звукового давления источников шума, действующих на оператора на его рабочем месте, представлены в таблице 28.

Таблица №20

Уровни звукового давления различных источников.

Источник шума	**Уровень шума, дБ**
Жесткий диск	40
Вентилятор	45
Монитор	17
Клавиатура	10
Принтер	45
Сканер	42

Обычно рабочее место оператора оснащено следующим оборудованием: винчестер в системном блоке, вентилятор(ы) систем охлаждения ПК, монитор, клавиатура, принтер и сканер.

Подставив значения уровня звукового давления для каждого вида оборудования в формулу, получим:

$L\sum=10\cdot\lg(104+104,5+101,7+101+104,5+104,2) = 49,5$ дБ

Полученное значение не превышает допустимый уровень шума для рабочего места оператора, равный 65 дБ (ГОСТ 12.1.003-83). И если учесть,

что вряд ли такие периферийные устройства как сканер и принтер будут использоваться одновременно, то эта цифра будет еще ниже. Кроме того, при работе принтера непосредственное присутствие оператора необязательно, т.к. принтер снабжен механизмом автоподачи листов.

5.1.4 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.

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 А = 6 м, ширина В = 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 А – длина, м;

В – ширина, м.

$$S = 6 \times 5 = 35 \text{ м}^2$$

Коэффициент отражения свежепобеленных стен с окнами, без штор ρ_C=50%, свежепобеленного потолка потолка $\rho_П$=70%. Коэффициент запаса, учитывающий загрязнение светильника, для помещений с малым выделением пыли равен $K_З$ =1,5. Коэффициент неравномерности для люминесцентных ламп Z= 1,1.

Выбираем лампу белой цветности ЛБ-40, световой поток которой равен $Ф_{ЛД}$ = 2800 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 λ, которая для люминесцентных светильников с защитной решёткой лежит в диапазоне 1,1–1,3. Принимаем λ=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 м.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = H - h_p - h_c = 3,5 - 1 - 0,6 = 1,9 м$$

Расстояние между соседними светильниками или рядами определяется по формуле:

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

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:

$$l = \frac{L}{3} = \frac{2,09}{3} = 0,7 м$$

Размещаем светильники в два ряда. На рисунке 30 изображен план помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами.

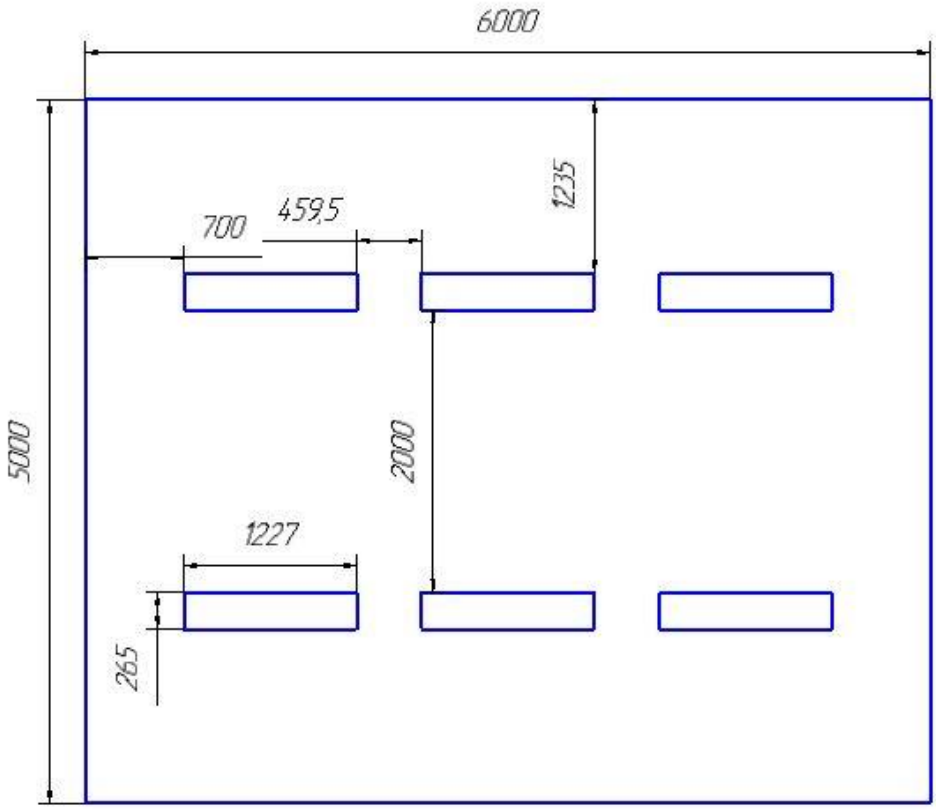


Рис. 33 – План помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами.

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 $\rho_П$ = 70 %, $\rho_С$ = 50% и индексе помещения i = 1,4 равен η = 0,47.

Потребный световой поток группы люминесцентных ламп светильника определяется по формуле:

$$\Phi_П = \frac{E \cdot A \cdot B \cdot K_з \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 6 \cdot 5 \cdot 1,5 \cdot 1,1}{12 \cdot 0,47} = 2632,98 лм$$

Делаем проверку выполнения условия:

$$-10\% \le \frac{\Phi_{ЛД} - \Phi_{П}}{\Phi_{ЛД}} \cdot 100\% \le 20\%;$$

$$\frac{\Phi_{ЛД} - \Phi_{П}}{\Phi_{ЛД}} \cdot 100\% = \frac{2800 - 2632,98}{2800} \cdot 100\% = 5,97\%$$

Таким образом: $-10\% \le 5,97\% \le 20\%$, необходимый световой поток светильника не выходит за пределы требуемого диапазона.

5.2 Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды

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.

Классификация

Действующими правилами устройства электроустановок (ПУЭ) все помещения подразделены на следующие три класса:

I. Помещения без повышенной опасности: сухие, с нормальной температурой воздуха, с токонепроводящими полами.

II. Помещения с повышенной опасностью: сырые с относительной влажностью воздуха (длительной) более 75%; жаркие с температурой воздуха, длительно превышающей +30°С; с полами из токопроводящих материалов; с большим количеством выделяющейся токопроводящей технологической пыли, оседающей на проводах и проникающей внутрь электроустановок; с размещением электроустановок с металлическими корпусами, имеющих соединение с землей, металлоконструкций зданий и технологического оборудования, допускающих одновременное соприкосновение с ними.

III. Помещения особо опасные: особо сырые с относительной влажностью воздуха, близкой к 100%, химически активной средой, одновременным наличием двух и более условий, свойственных помещениям с повышенной опасностью.

В нашем случае, рабочий кабинет не имеет токопроводящий пол и т.п. опасные среды повышенной опасности. Поэтому помещения относится 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;

СИЗ

- часто включать и выключать компьютер без необходимости,
- прикасаться к экрану и к тыльной стороне блоков компьютера,
- работать на средствах вычислительной техники и периферийном оборудовании мокрыми руками,
- работать на средствах вычислительной техники и периферийном оборудовании, имеющих нарушения целостности корпуса, нарушения изоляции проводов,
- неисправную индикацию включения питания, с признаками электрического напряжения на корпусе,

- класть на средства вычислительной техники и периферийное оборудование посторонние предметы.
- Запрещается под напряжением очищать от пыли и загрязнения электрооборудование.
- Запрещается проверять работоспособность электрооборудования в неприспособленных для эксплуатации помещениях с токопроводящими полами, сырых, не позволяющих заземлить доступные металлические части.
- При обнаружении неисправности немедленно обесточить электрооборудование. Продолжение работы возможно только после устранения неисправности.
- При обнаружении оборвавшегося провода необходимо немедленно принять меры по исключению контакта с ним людей. Прикосновение к проводу опасно для жизни.
- Во всех случаях поражения человека электрическим током немедленно вызывают врача.
- До прибытия врача нужно, не теряя времени, приступить к оказанию первой помощи пострадавшему.
- После окончания работы необходимо обесточить все средства вычислительной техники и периферийное оборудование.
- В случае непрерывного производственного процесса необходимо оставить включенными только необходимое оборудование.

5.3 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 $А_н$, $Б_н$, $В_н$, $Г_н$ и $Д_н$.

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;

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

е) курение в строго отведенном месте;

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

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

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

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

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

Здание должно соответствовать требования 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.34).

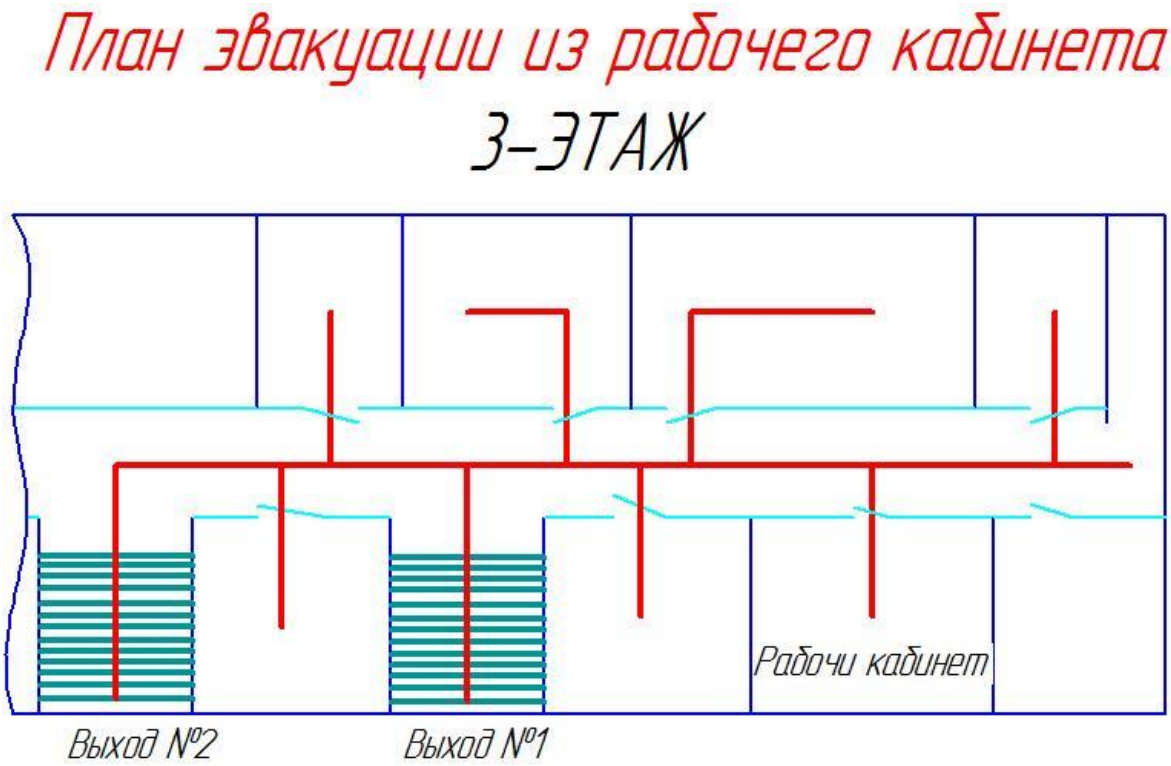


Рис. 34 Пути эвакуации.

Охрана окружающей среды

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 1000^0C). 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.

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 равительства Москвы «Об организации работ по централизованному сбору, транспортировке и переработке отработанных ртутьсодержащих люминесцентных и компактных люминесцентных ламп» от 19 мая 2010 года № 949-РП.

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 гофро-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.

5.4 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.

5.5 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

1. ОСТ 54 30013-83 Электромагнитные излучения СВЧ. Предельно допустимые уровни облучения. Требования безопасности

2. ГОСТ 12.4.154-85 “ССБТ. Устройства экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты”

3.ГН 2.2.5.1313-03 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны

4. СанПиН 2.2.4/2.1.8.055-96 "Электромагнитные излучения радиочастотного диапазона (ЭМИ РЧ)".

5. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.

6. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий.

7. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.

8. ГОСТ 12.4.123-83. Средства коллективной защиты от инфракрасных излучений. Общие технические требования.

9. ГОСТ Р 12.1.019-2009. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.

10. ГОСТ 12.1.030-81. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление.

11. ГОСТ 12.1.004-91. Пожарная безопасность. Общие требования.

ГОСТ 12.2.037-78. Техника пожарная. Требования безопасности

12. СанПиН 2.1.6.1032-01. Гигиенические требования к качеству атмосферного воздуха

13. ГОСТ 30775-2001 Ресурсосбережение. Обращение с отходами. Классификация, идентификация и кодирование отходов.

14. СНиП 21-01-97. Противопожарные нормы.

15. ГОСТ 12.4.154. Система стандартов безопасности труда. Устройства экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты. Общие технические требования, основные параметры и размеры

16. СНиП 23-05-95 "Естественное и искусственное освещение"

Графические материалы

1) Освещенность на рабочем месте
2) Пути эвакуации

Заключения

В результате магистерской диссертации был выполнен анализ существующих методик определения силовых характеристик передачах с ПТК. Одна из них была применена для определения усилий в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой. Так же определены изменения усилий и напряжении вдоль циклоидального профиля. Определены изменения усилий и напряжений в зависимости от изменения исходных параметров передачи с ПТК и свободной обоймой.

При увеличение такого параметра, как коэффициент смещения усилия и напряжения в зацепление уменьшается. А при одновременном изменение двух параметров, таких как коэффициент смещения и радиус производящий окружность, при не значительном увеличении габаритных размеров передачи усилия на венце практически не изменялись, а усилия на кулачке незначительно увеличивалось. Это показывает, что в дальнейшем необходимо провести исследования изменения сил и напряжения в зависимости от изменения эксцентриситета передачи с ПТК и свободной обоймой.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения» был произведен сравнительный расчет ресурсоэффективности передач с ПТК с нагруженным сепаратором и передачи с ПТК и свободной обоймой. Так как в передачах с ПТК и свободной обоймой минимизируется трения в зацеплении, увеличивается срок службы механизма. Исследования сил в зацеплении передач с ПТК и свободной обоймой поможет проектировать эти передачи с сравнительно маленькими габаритами и с небольшими значениями усилий в зацеплении, то способствует увеличению срока службы передач. 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 использованных 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. А. Е. Беляев. Механические роликовые передачи. Новоуральск: 1994.-120с.
4. В. В. Становский, Т.А. Ремнева, С.М. Казакявичюс. Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы.
5. А.Ф. Крайнев. Словарь-справочник по механизмам – М.: Машиностроение, 1981, с.42-45
6. Э.Н. Панкратов, В.В. Шумский, С.В. Лушников. Волновые редукторы с промежуточными звеньями. Бурения и нефть. 2003. №2. С.28-30
7. US 1,689,285. Differential gear for propelled vehicles. H. Knab, 1928
8. US 1,738,662. Ball transmission. G.S.Morison, 1929.
9. US 1,946,358 Articulated differential gear. F. Porsche et al, 1934.
10. US 1,449,352 Gearless planetary transmission. Seeck F. 1923.
11. DE 354350 Exzentergetriebe zur Ubersetzung vjn Drehbevegungen. A.Jansen, 1922.
12. SU 1716227 МКИ F16H1/00 Передача с промежуточными звеньями. С.И. Бакалов и др., 1992.
13. SU 1765578 МКИ F16H25/04 Передача с промежуточными звеньями Б.Г. Хохряков, С.И. Бакалов, А.Е. Брезгин, 1990.
14. US 3,468,175 Transmission. J.W. Rabek, 1969.
15. Э.Н Панкратов. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства: Практикум лидера проектировщика. – Томск: ТГУ, 1998, -295 с.

16. Беляев Д.В. Определения усилий в передачах зацепления промежуточных тел // Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств: Труды XVI Междунар. научно-практической конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии». – Томск, 2010. – Т. 1. – С. 301–302.
17. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – 3-е изд., перераб. и доп.– К.: «Издательство Дельта», 2008.–816с.
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.

Приложение А

Иностранный язык

Main types of transmission, their advantages and disadvantages, the determination of mesh forces

1.1 Cylindrical transmission

The principle of operation of gear drive is based on gears mesh. Cylindrical transmission is formed using cylindrical gear wheels with straight, oblique or herringbone teeth between parallel shafts. [1]

Advantages are:

1. Ability to transmit high power with almost no losses.

2. Low backlash of output shaft allows using them in pointing device actuators. Kinematic precision of the reducer of cylindrical type is significantly higher than that of the worm reducer.

3. Having high coefficient of efficiency, cylindrical transmission has a small heating body.

4. Having any gear ratio, they possess a high reversibility (no–locking). Output shaft can be rotated in any mechanism of cylindrical type.

5. Cylindrical transmission demonstrates steady performance at uneven load, as well as in the frequent start – stop conditions. Therefore, it is advantageous to use actuator shredders, grinders, crushers and other machines working with shock load.

6. High reliability. The resource, as a rule, is not less than 25000 hours.

7. High degree of gear variability allows you to choose a reducer with optimal gear ratio.

Disadvantages are:

1. Very low ratio of one gear stage. The gear ratio of single–stage cylindrical reducer can not exceed 1: 6.3. Therefore, to get higher gear ratio it is needed to increase the number of stages resulting in an increase in size. Even a single stage mechanism with a gear ratio of 1:5 has an impressive size.

2. High level of noise. Cylindrical type mechanisms have higher noise characteristics compared to the gearboxes of worm type.

3. Lack of self-braking in some cases is a disadvantage, when the rotation of the output shaft under external loads is unacceptable. As a result, it is required to install additional devices to eliminate this phenomenon.

The importance of mesh forces

The value of mesh forces is necessary for the strength of wheel teeth, shafts and their supports. The mesh forces are determined in the pole P in one-pair contact zone, i.e. in zone of maximum load of the teeth.

The load distributed along the teeth contact line will be replaced by the resulting vector F_n in the plane normal to the line of contact. This vector is resolved along the axes of coordinates in straight gear in circumferential F_t and radial directions F_r (Fig. 1). When the torsion torque is predetermined and frictional forces in gear are not taken into account, friction forces, we have:

$$F_{n1} = F_{n2} = F_n, F_{t1} = F_{t2} = F_t, F_{r1} = F_{r2} = F_r.$$

When the peripheral force $F_t = \frac{2T_t}{d_{w1}}$; radial force $F_r = F_t tg\alpha_w$

Normal force F_n can be expressed in terms of the peripheral force,

$$F_t = \frac{F_t}{\cos\alpha_w}$$

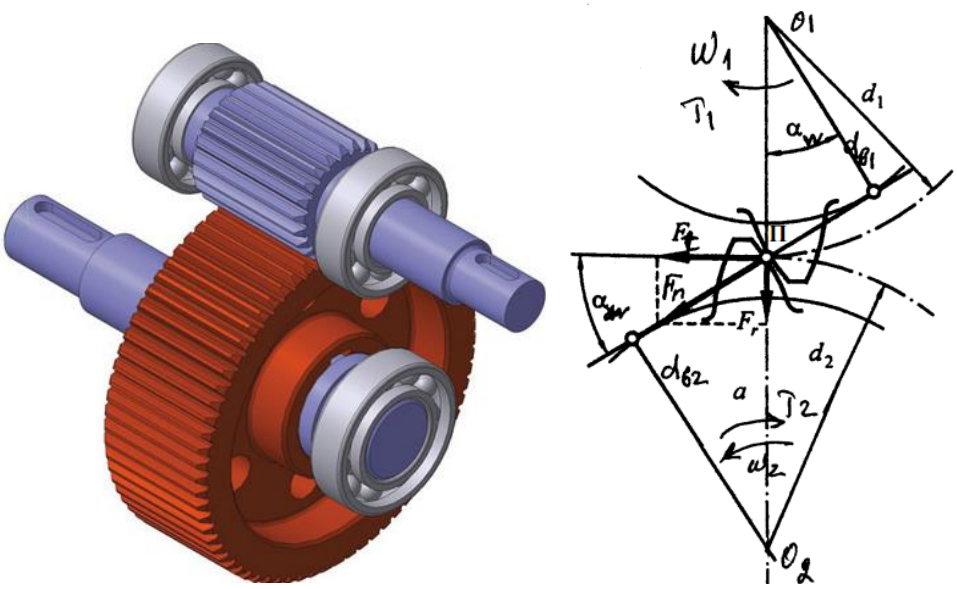


Fig 1. Forces in mesh with the cylindrical transmission

1.2 Bevel drive

Bevel gears are used in transmissions, in which the shaft axes intersect at the angle Σ. The most common are with angle Σ = 90˚.

Bevel transmission is more difficult to manufacture and assemble than cylindrical one. Special machines and special tools are required for cutting bevel gears. In addition to dimensional tolerances of gear rims, it is necessary to maintain angle tolerances Σ, δ, and to ensure the coincidence of vertex of cones when installing. It is considerably harder to perform taper engagement with the same degree of accuracy than cylindrical one.

Advantages are:

1. Provision of transmission and transformation of rotational motion between the links with intersecting axes of rotation;

2. Possibility of motion transmission between the links with a variable axes angle at the wide range of its change;

3. Expansion of integration possibilities in the design of complex gears and combined mechanisms.

Disadvantages are:

1. More sophisticated technology for manufacturing and assembly of bevel gears;

2. Large axial and bending load on the shaft, especially in connection with a console arrangement of gears.

Mesh force value

In mesh of the bevel gear the peripheral F_t, radial F_r and axial F_a forces act. The relationships between these forces can be set with the help of Fig. 3, where the forces applied to the pinion are depicted.

Normally, the force F_n, expanded in F_t. and F_r^1 acts to the tooth.

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}},$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha}; F_r^1 = F_t tg\alpha,$$

$$F_r = F_r^1 \cos\delta_1 = F_t tg\alpha \cdot \cos\delta_1,$$

$$F_a = F_r^1 \sin\delta_1 = F_t tg\alpha \cdot \sin\delta_1.$$

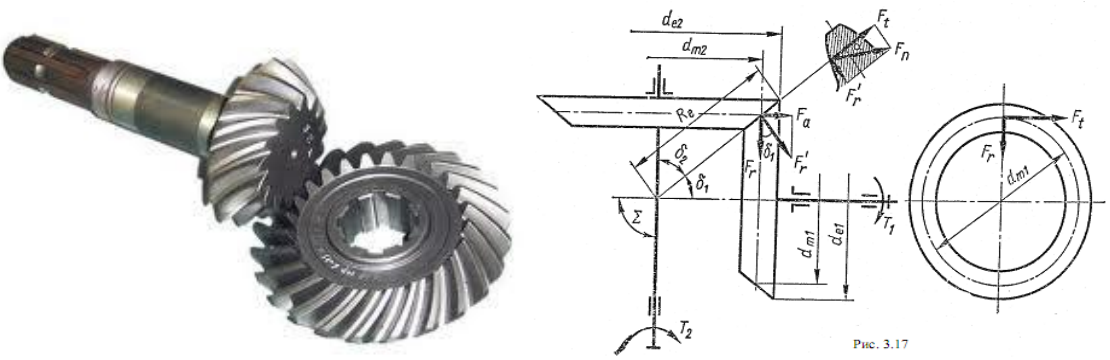


Fig. 2. Forces in gear of bevel transmission

1.2 Worm gear (reducer)

The worm gear refers to a gear transmission with intersecting axes shafts. The angle of intersection is usually set at 90°C. There are angles other than 90°C, but, such transfers are rare.

The movement in worm gears is based on the principle of screw pair. The screw is a worm, while wheel looks like a sector cut from a long nut and curved around the circumference. [1]

Advantages are:

1. Smooth operation;

2. Quietness;

3. Large gear ratio in one pair, so that worm gearboxes with a large gear ratio are much more compact and less massive than the equivalent gear reducer;

4. Self-braking;

5. Increased kinematic accuracy

Disadvantages are:

1. Relatively low coefficient of efficiency (useful for a capacity of less than 100 kW)

2. Large friction losses (heat dissipation)

3. Increased wear and susceptibility to seizure

4. Increased requirements for precision assembly, the need to adjust

5. The need for special measures to intensify the heat sink

6. Transfer the rotation is possible only in one direction (from the rotor to the wheel)

Engaging force value

Worm gears are used to convert the rotary motion of links with skew axes of rotation. Typically, crossing angle is 90ºC. The resultant normal engaging forces of worm gear is provided to pitch point, located in the median plane, and are broken down into the components: peripheral F_t, axial F_a and radial F_r. From the equilibrium condition at steady motion, it can be written: $F_{t2} = F_{a1}$, $F_{r1} = F_{a2}$, $F_{r1} = F_{r2}$ (see Fig. 2).

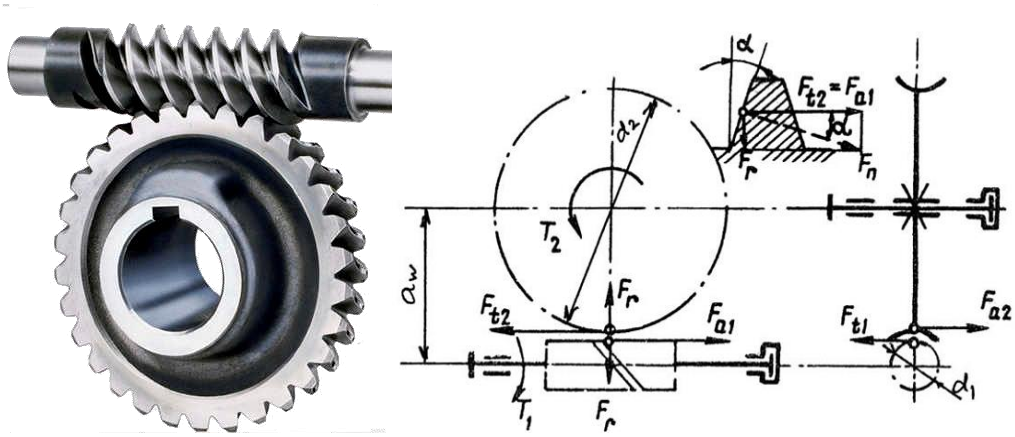


Fig. 3 . Forces in mesh of worm transmission

When the torque on the worm wheel is predetermined, we will receive (transfer without offset):

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d1}$$

$$F_r = F_{t2} tg\alpha.$$

2 New gear generation. Difference from gear analogues

In recent years, increasing attention is paid to the study and development of mechanisms for converting movement, in which a new type of engagement using intermediate rolling elements: balls or rollers is used instead of gearing [2,3]. The first machines of this kind appeared in the form of a patent early in the last century; however, the practical application in the technique of those years did not receive. This was due to the lack of technology for manufacture of specialized tracks for rolling elements [4]. With the advent of new processing technology, practical interest in these broadcasts has increased.

Original transmission with intermediate rolling elements was based on the traditional toothed, helical–worm or helical gear schemes, in which to reduce

friction, one or both meshing toothed profile were formed by rolling elements (balls or rollers) [4].

In the last 20 years the patent information of a number of countries, a huge number of mechanisms, in which the rollers or balls not only replace the teeth of the toothed wheel, but also, having a few degrees of freedom, form the mechanisms of a radically new design with new features and options. The main difference from the traditional gear – is multipair toothing. That is, theoretically, all bodies are in constant contact with surfaces. These programs cannot be classified and treated as normal gears. Instead, these gears have rolling elements and tracks for balls or rollers. For these programs, there are no established terminologies.

3 Classification of gears with rolling elements

In [4] these gears are considered as wave gear with intermediate rolling elements, in which the role of the flexible wheel is played by a chain of rolling elements(intermediate links), and each of the rolling elements makes wave–like movement relative to the rigid wheel.

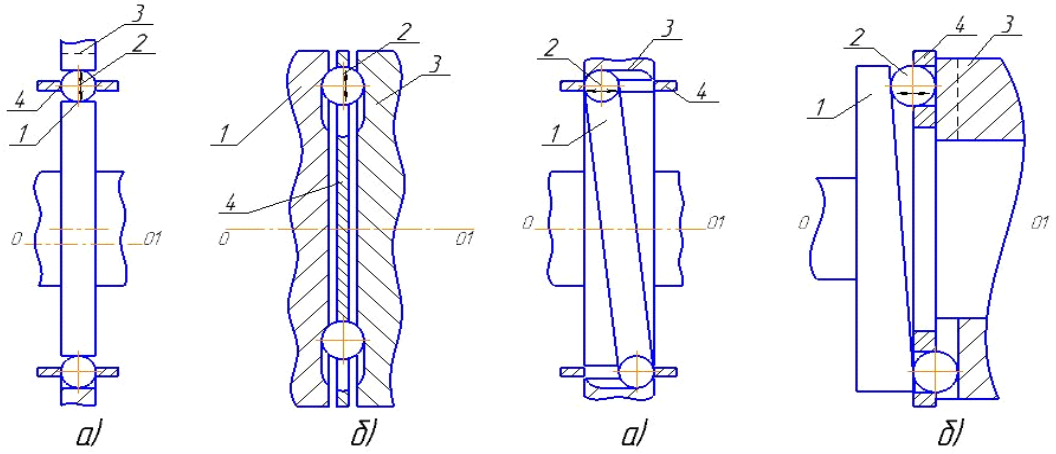
Being a kind of planetary gear, traditional wave gear [5] has high ratios and high load capacity with small dimensions and weight, because there are up to 50% of all pairs of teeth in gearing.

The wave approach to the consideration of ball and roller gears with free rolling elements is mentioned by a number of other authors. The term "wave transmission with intermediate links" was introduced in Russia at Tomsk scientific research Institute of Engineering Technology [6], while the transmission mechanism developed in the UK [4], was called by the author as "axial wave transmission".

Analysis of gear with free rolling elements using the concepts and terms from the field of classical wave transmission allows you to group mechanisms according to certain criteria.

Dependence on the direction of the wave motion of the rolling elements

Regarding the axis, the wave transmission, as well as the usual one, can be divided into two major groups: radial and axial (Fig 4.).



а) б)

Fig. 4 a) Radial transmission. b) Axial transmission

1 – wave oscillator, 2 – rolling body, 3 – toothed profile, 4 – carrier–separator.

The arrows in figures show the direction of movement of the rolling body with respect to the transmission axis 001. The wave generator, the rolling elements and the toothed profile of the hard wheels respectively are indicated by numbers 1, 2 and 3. Numeral 4 is a carrier–separator in the slots, which are arranged in rolling bodies 2, forming a chain of rolling elements. All transmission can be divided into cylindrical and butts according to the type of interfaced surfaces. The axle gears working surface grooves can be part of a sphere.

3.1 Radial transmission.

Radial cylindrical transmission is shown in Fig. 13 and 14 [4].

The transmitting unit is composed of three units covering each other. Outside 1 and 2 internal links are on the facing cylindrical surfaces of the cam surface of the periodical 3 and 4 with the radial direction of the cam (tooth).

Between them there is a carrier–separator 5 with the rolling elements 6 in the slots. The rolling bodies are rollers or beads. In [4] – to increase the area of contact of rolling elements with slits are arranged in the last crumbs, which trunnion mounted rollers. Fig. 14 shows a divided diagram, in which to reduce friction cam interacts with the rolling elements 6 through the floating washer 8. In transmission [4] to compensate for the input and output shafts, arising during operation the transducer, the interfaced surfaces with periodic tracks made on the field.

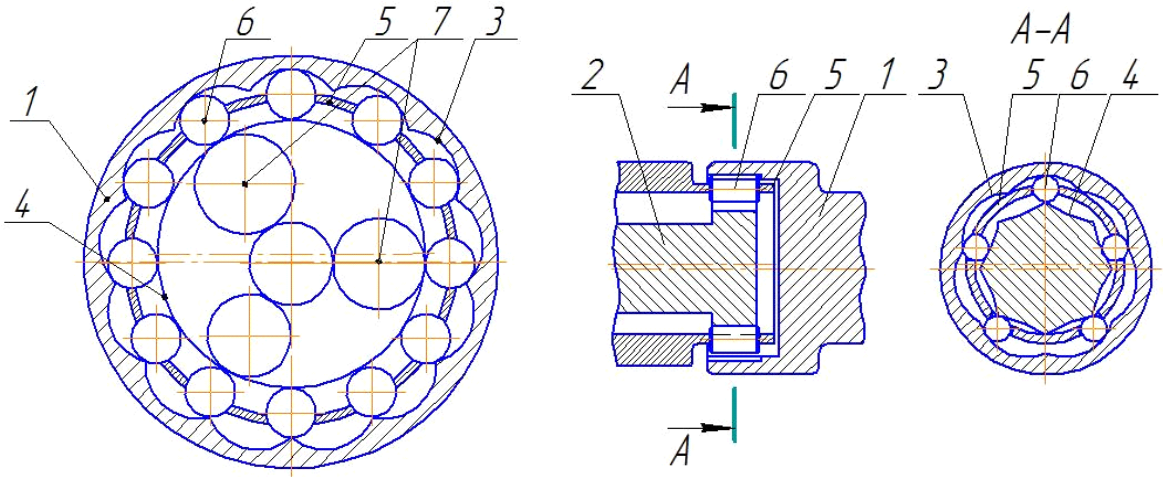


Fig 5. The radial transmission with cam profile.

1 – the ring profile, 2 – profile clutch, 3.4 – profiles, 5 – separator 6 – rolling body 7 – satellites of different sizes

Radial cylindrical transmission with one–period generator – the cam gear got its further development in the eighties. In the USSR it was work of "Technotron" Tomsk organization [4], MVTU Bauman. Analogous inventions appeared in the USA and Germany, Japan. Transmission of "Technotron " generally improves a simple three–tier scheme (Pic. 15). The gear ratio is determined by the number of gear teeth 4, which unit is different from the number of rolling elements 3. Transmission built according to the scheme, has all the advantages of traditional wave gear. However, it has a significant disadvantage,

especially manifests itself in high torque gears with rolling elements and the eccentrics of larger sizes – namely, unbalanced mass, and the associated noise, beats and increased wear.

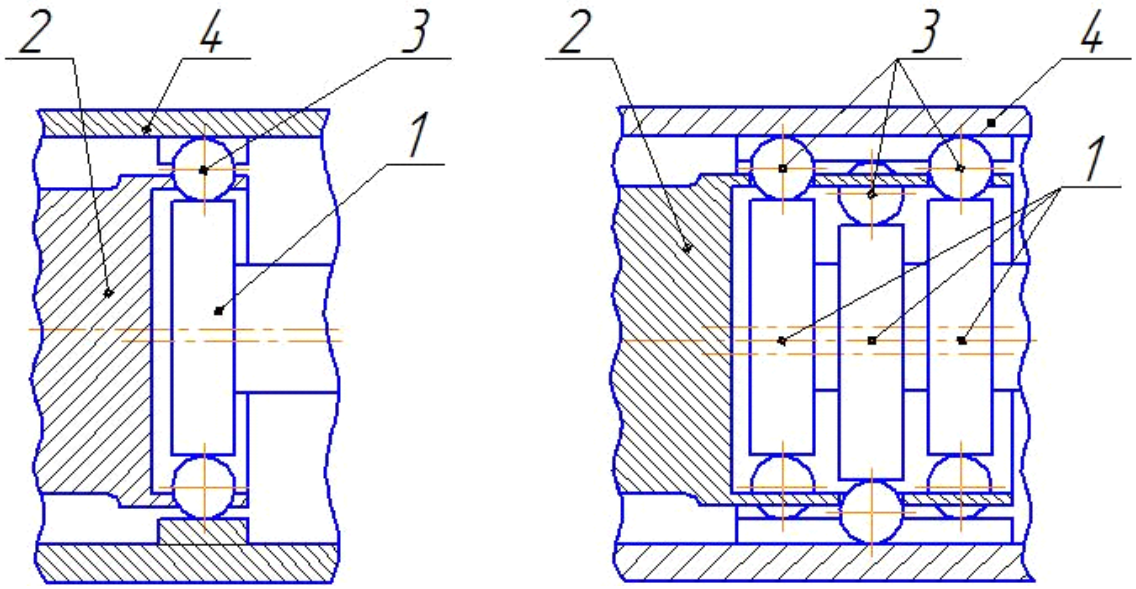


Fig 6. Gears with intermediate rolling bodies with loaded separator
1 – wave oscillator, 2 – separator (output link), 3 – rolling elements, 4 – profile crown.

To improve the torque, the transmission is performed multilane [4], at the same time to improve the balancing eccentric in the ranks of the phase shift (Fig 6), to increase transmission ratio – two–stage.

The second drawback of simple gear with intermediate rolling bodies – is the presence of sliding friction between the rolling elements and surfaces of three links interacting with them. It is particularly important to reduce the friction of the separator walls since it is the weakest link for the strength. There are several methods of such reduction.

In some of them the separator design is changed, in others rolling body is modified. In the transmission [4] carrier–separator consists of two rings 5, between a hinges 6 mounted rolling elements 1 (see Fig 7). Here there is a description of the structure, in which the hinge is located on one of two rollers. One of them interacts with the wave generator cam, and the other one– with a

periodic groove, thereby reducing friction with the rolling bodies each of three interacting units.

Separator with hinge joint is also described in the patent [4], only the hinges are not attached to the rings. They are fixed to the tops of two stars. In the transmission to reduce the friction of the rolling elements on the cage, they are made in the form of rollers 1, shown in Pic. 7. On the rollers through the roller body 2, the rings 3 are placed. The ends of the ring interact with the grooves 4 of two disks 5, forming the carrier – a separator, and the middle ring 3 – with a stationary ring gear of the central wheel (not shown).

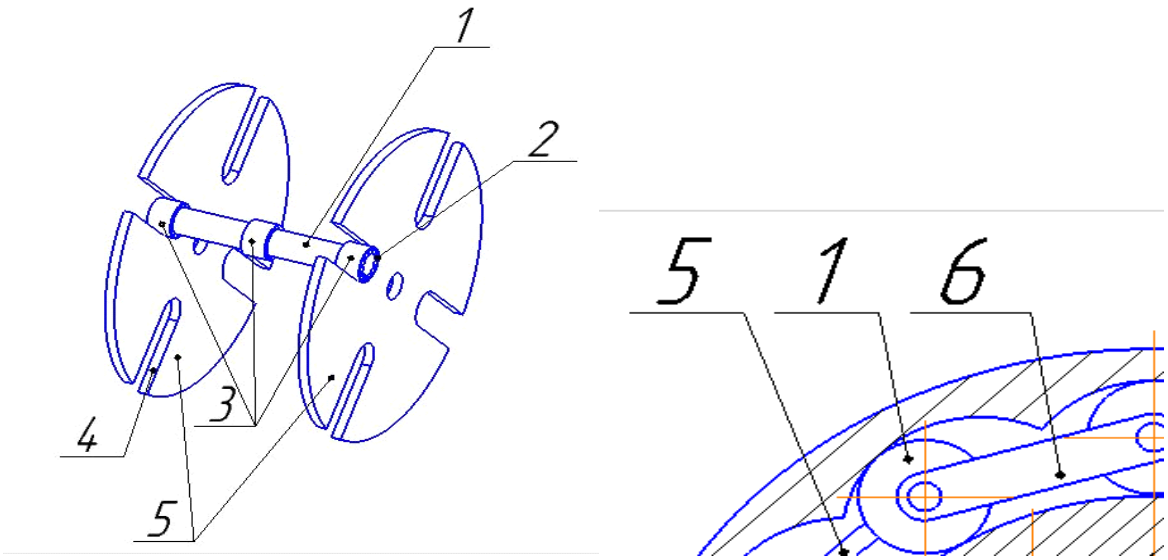


Fig 7. The separator with hinge joint

1 – rolling rollers 2 – body rolling, 3 – ring, 4 – slot, 5 – wheels, 6 – hinge

Now, mechanisms based on (Fig. 8) are widely used in engineering. They are used in the drives of valves of pipelines, in various mixer drives the oil and construction industries, in confectionery and mining industries.

E.N. Pankrashov put this transmission into production at "Tekhnotron". The transmission has good technical characteristics: large ratio in one stage (60); the ability to transmit power up to 85kW; efficiency up to 0.9 – according to the practical application of the transfer (the estimated value of 0.94 [3]); high output

torque; compact design; smooth operation and continuous kinematic circuit. However, along with the advantages, the transmission has some drawbacks. After using highly-loaded transmission , we have high temperature of separator (up to 100–120˚C). Meshed under load sliding friction occurs reducing the transfer efficiency leads to excessive heating.

3 The mechanical transmission with intermediate rolling bodies (TIRB) of a new type

Recently, in collaboration with Professor A.E. Belyaev, An I–Kahn, on the basis of transmission of TIRB, created rotary hydraulic machines with non–circular gears and located between satellites [7].

Good cooperation with An–Kahn and allowed us to use the principle of the transfer to the new type of TIRB, excluding identified in programs with TIRB disadvantages (Fig. 10)

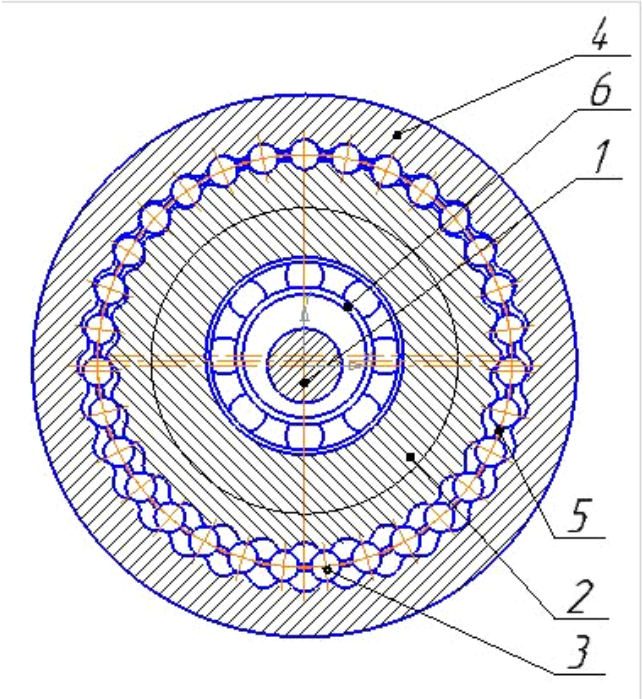


Fig. 8. Transfer the TIRB and with free clip.

1 – wave oscillator, 2 – cam 3 – rolling elements, 4 – Crown 5 – separator 6 – roller bearing

The principle of transmission of a new type, called by the authors as "transmission with unloaded cage", because separator is not involved in the transmission of torque, and thus is unloaded, based on the fact that the intermediate rolling bodies are located between the profiles–toothed (in this case the smooth cycloidal profiles) of the two wheels: one with an internal profile (crown); the other with an external (cam). In mesh there is only flow forming motion and reduced slip. Present, completely exclude sliding movement, it is practically impossible, because of the intermediate body during operation sliding along the profile one of the wheels. The output link in the transmission of this type can be, like in the transmission of the TIRB, the cam or a crown. The input (output to calculate) parameters are the transmission is, Z2 – the rolling element; χ – coefficient of bias or ratio differences of the rolling element radius of the circle center of the radius of the generating circle; R_{re} – the radius of the rolling elements.

The gear ratio is determined from the expression:

$$i = \frac{Z}{2},$$

Z – the number of the output link profiles.

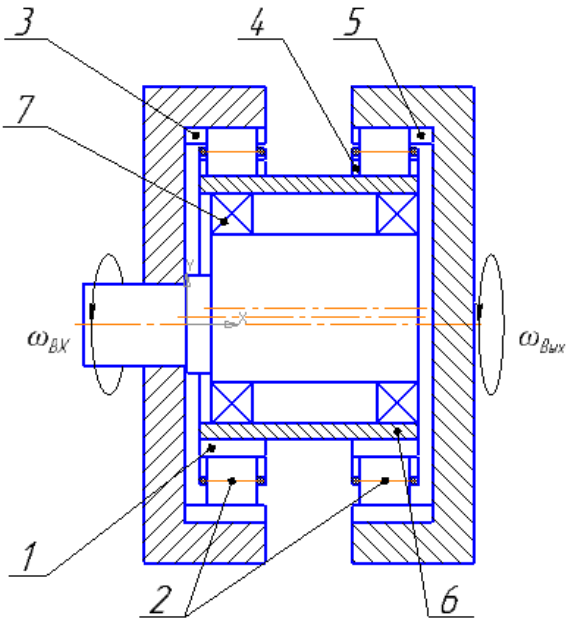
Center distance (eccentricity) of the cage with rolling elements and cam (or crown) can be selected from a wide range of values (from a few tenths to a few millimeters) due to its direct relation to the initial transmission parameters:

$$a_W = e = \frac{r_2}{Z_2}.$$

The total eccentricity of the transmission is determined by multiplying the *2e*, although there may be instances of inequality intercenter distance–cam separator and separator–crown, then the overall eccentricity is found by adding the eccentricity defined by the formula shown. One disadvantage of this transmission is that the movement output member moves in a single–stage planetary motion arrangement. There is a need to enable the coupling structure.

The size design increases. In this article shows another method for repayment of planetary motion, this differential transmission scheme.

$$i_{\Gamma 5}^{K} = \frac{1}{1 - \frac{Z_3 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_5}}$$



Pic. 9. Driving with unloaded differential transmission separator.

1 – the cam profile of the first module; 2 – intermediate rolling bodies; 3 – the crown of the first module; 4 – the cam profile of the second module; 5 – the crown of the second module;

6 – cam; G – generator.