

## 1 Тематика и содержание видов самостоятельной работы

Темой курсового проектирования является «Анализ и синтез механизмов сложной технической системы» и предусматривает комплексное исследование основных видов механизмов, входящих в состав структуры сложной технической системы. Данный вид самостоятельной работы состоит из двух частей: аналитической и графической.

Аналитическая часть курсового проектирования представляет собой расчетно-пояснительную записку (РПЗ) (не менее 50–70 стр. формата А4) содержащую следующие разделы:

Титульный лист.

Содержание (задание).

1 Структурный анализ схемы сложного плоского рычажного механизма.

2 Метрический синтез кинематической схемы сложного плоского рычажного механизма по заданным параметрам.

3 Кинематический анализ сложного плоского рычажного механизма.

4 Силовой анализ сложного плоского рычажного механизма.

5 Динамический анализ сложного плоского рычажного механизма.

6 Анализ и синтез простого плоского зубчатого механизма.

7 Анализ и синтез сложного плоского зубчатого механизма.

Список использованных литературных источников (приводится перечень читательских адресов литературных источников, которыми воспользовался студент при выполнении разделов курсового проектирования).

Приложение. CD-диск с электронной версией курсового проектирования

Графическая часть курсового проектирования состоит из трех листов формата А1, содержащих графические построения по следующим темам:

Лист 1 формата А1	Кинематический и динамический анализы сложного плоского рычажного механизма.
Лист 2 формата А1	Силовой анализ сложного плоского рычажного механизма.
Лист 3 формата А1	Анализ и синтез механизмов с высшими кинематическими парами.

Графическая часть курсового проектирования после его защиты складывается и подшивается к расчетно-пояснительной записке после списка используемых литературных источников.

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫПОЛНЯЕТСЯ, ОФОРМЛЯЕТСЯ И ЗАЩИЩАЕТСЯ КАЖДЫМ СТУДЕНТОМ САМОСТОЯТЕЛЬНО.**

## 2 Порядок выполнения разделов курсового проектирования

### *1 Структурный анализ сложного плоского рычажного механизма*

1.1 вычертить структурную схему механизма;

1.2 выбрать структурную формулу, соответствующую заданной структурной схеме механизма;

1.3 определить вид совершаемого движения и количество вершин подвижных звеньев, (результат представить в виде таблицы);

- 1.4 определить название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (результат представить в виде таблицы);
- 1.5 определить вид кинематической цепи, выявить количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке);
- 1.6 обосновав значения коэффициентов, определить подвижность (степень подвижности) механизма;
- 1.7 выявить количество, класс, вид и порядок структурных групп, а также число и подвижность первичных механизмов (групп начальных звеньев);
- 1.8 сформировать модель состава структуры и определить класс механизма;
- 1.9 провести проверку полученных результатов.

## *2 Метрический синтез кинематических схем сложного плоского рычажного механизма по заданным параметрам*

- 2.1 выбрать характерные точки механизма и выявить траектории их движения;
- 2.2 определить масштабный коэффициент длин;
- 2.3 перевести все заданные геометрические параметры механизма, имеющие размерность длин, м, в масштабный коэффициент;
- 2.4 по полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте определить крайние (граничные) положения выходного(ых) звена(ьев) типового механизма лежащего в основе структуры сложного плоского рычажного механизма;
- 2.5 обосновав выбор начального положения, выполнить синтез кинематических схем для обоих крайних (граничных) положений сложного плоского рычажного механизма;
- 2.6 начиная с выбранного начала отсчета, выполнить синтез план положений плоского рычажного механизма для 12(13) положений начального звена;
- 2.7 определив величины фазовых углов рабочего и холостого ходов, выполнить проверку условия эффективной эксплуатации механизмов (при не выполнении условия провести смену нумерации положений механизма);
- 2.8 определить ход всех ползунов и коэффициент неравномерности средней скорости сложного плоского рычажного механизма.

## *3 Кинематический анализ сложного плоского рычажного механизма*

- 3.1 составить векторные уравнения распределения величин скоростей между характерными точками механизма;
- 3.2 выбрать масштабный коэффициент скоростей;
- 3.3 решая векторные уравнения, выполнить синтез планов скоростей для заданных (четных) положений начального звена;
- 3.4 определить значения скоростей характерных точек, а также величины и направления действия угловых скоростей всех звеньев механизма для каждого положения начального звена;
- 3.5 составить векторные уравнения распределения величин ускорений между характерными точками механизма;
- 3.7 выбрать масштабный коэффициент ускорений;
- 3.8 решая векторные уравнения, выполнить синтез планов ускорений для заданных (четных) положений начального звена;

3.9 определить значения ускорений характерных точек, а также величины и направления действия угловых ускорений всех звеньев механизма для каждого положения начального звена.

#### *4 Силовой анализ сложного плоского рычажного механизма*

4.1 определив значения и направления силовых факторов, действующих на звенья механизма, т. е. сил тяжести, сил и моментов пар сил инерции, выполнить синтез расчетной модели (схемы), установив для механизма квазистатическое равновесие для заданного положения начального звена;

4.2 выполнить синтез динамической модели сложного плоского рычажного механизма для силового анализа;

4.3 выполнить синтез повернутого плана скоростей заданного (второго) положения начального звена;

4.4 используя теорему Жуковского, перенести все силовые факторы с расчетной модели (схемы) в одноименные точки повернутого плана скоростей;

4.5 определить значение силового управляющего воздействия;

4.6 согласно модели состава структуры плоского рычажного механизма (п.1.8) вычертить в масштабном коэффициенте длин структурные группы звеньев и первичный механизм для заданного (второго) положения начального звена, а также приложить к ним вектора сил и моменты пар сил, сохраняя их направление и линии действия согласно расчетной модели (схемы) механизма;

4.7 для структурной группы звеньев 5-4

4.7.1 установить состояния силового равновесия, приложив к соответствующим характерным точкам необходимые виды реакции связей кинематических пар;

4.7.2 составить уравнение кинетостатического равновесия;

4.7.3 выявить степень неопределимости и раскрыть ее;

4.7.4 выбрать масштабный коэффициент сил, выполнить перевод силовых факторов в масштабный коэффициент сил и синтез плана сил;

4.7.5 определить значения реакций связей;

4.8 для структурной группы звеньев 3-2

4.8.1 установить состояния силового равновесия, приложив к соответствующим характерным точкам необходимые виды реакции связей кинематических пар;

4.8.2 составить уравнение кинетостатического равновесия;

4.8.3 выявить степень неопределимости и раскрыть ее;

4.8.4 выбрать масштабный коэффициент сил, выполнить перевод силовых факторов в масштабный коэффициент сил и синтез плана сил;

4.8.5 определить значения реакций связей;

4.9 для первичного механизма 0-1

4.9.1 установить состояния силового равновесия, приложив к соответствующим характерным точкам необходимые виды реакции связей кинематических пар;

4.9.2 составить уравнение кинетостатического равновесия;

4.9.3 выявить степень неопределимости и раскрыть ее;

4.9.4 выбрать масштабный коэффициент сил, выполнить перевод силовых факторов в масштабный коэффициент сил и синтез плана сил;

4.9.5 определить значения реакций связей и уравнивающей силы;

4.10 определить значение уравнивающего момента пары сил и определить погрешность выполненных вычислений.

### *5 Динамический анализ сложного плоского рычажного механизма:*

5.1 для каждого ползуна в соответствии с величиной фазового угла рабочего хода выявить положения механизма, в которых при определении значений приведенного момента пары сил необходимо учесть действие сил полезного сопротивления;

5.2 выполнить синтез динамической модели сложного плоского рычажного механизма для динамического анализа;

5.3 синтез диаграммы приведенного момента сил механизма

5.3.1 используя следствие из теоремы Жуковского, перенести все силовые факторы, действующие на звенья в одноименные точки действительного плана скоростей для каждого положения начального звена;

5.3.2 выполнив синтез расчетных моделей, установить статическое равновесие и вычислить величину уравнивающей силы для каждого положения механизма (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.3.3 определить значения приведенной силы и приведенного момента пар сил для каждого положения начального звена (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.3.4 выбрав масштабные коэффициенты осей приведенных моментов пар сил и угла поворота звена приведения, выполнить синтез диаграммы приведенных моментов пар сил сопротивления и приведенных моментов пар движущих сил;

5.4 осуществив преобразования диаграммы приведенных моментов пар сил, выполнить синтез диаграммы работ и вычислить значение масштабного коэффициента оси работ, а также приращение работы и величину работы для каждого положения начального звена (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.5 выбрав значение масштабного коэффициента оси изменения кинетической энергии (разности работ), выполнить синтез диаграммы изменения кинетической энергии (разности работ), используя метод графического вычитания (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.6 синтез диаграммы приведенного момента инерции механизма

5.6.1 представить приведенный момент инерции механизма в виде суммы постоянной и переменной частей;

5.6.2 представив постоянную часть приведенного момента инерции механизма в виде суммы приведенных моментов инерции элементов привода (энергетическая машина, передаточный механизм и рабочая машина), определить ее значение;

5.6.3 вывести уравнение и рассчитать значения переменной части приведенного момента инерции для каждого положения механизма (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.6.4 определить величину приведенного момента инерции и приведенной массы для каждого положения механизма (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.6.5 определив значения масштабных коэффициентов осей приведенного момента инерции и угла поворота звена приведения, выполнить синтез диаграмм приведенного момента инерции и приведенной массы механизма;

5.7 методом графического исключения угла поворота звена приведения, выполнить синтез диаграмм «энергия-приведенный момент инерции» и «энергия-масса»;

5.8 вычислив значения углов наклона, провести касательные к замкнутой кривой на диаграммах «энергия-приведенный момент инерции» и «энергия-масса» (значение коэффициента неравномерности хода выбрать из таблицы согласно приложению А);

5.9 определить значение момента инерции маховой массы.

#### *6 Анализ и синтез простого плоского зубчатого механизма:*

6.1 вычертить структурную схему механизма;

6.2 в соответствии с признаками классификации простых зубчатых механизмов, установить тип заданной структурной схемы механизма;

6.3 выбрать структурную формулу, соответствующую заданной структурной схеме механизма;

6.4 определить название и вид совершаемого движения звеньев (результат представить в виде таблицы);

6.5 выявить название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (результат представить в виде таблицы);

6.6 выполнив модификацию кинематических пар, исключить дефекты структуры (результат представить в виде таблицы);

6.7 определить число и вид кинематической цепи, выявить количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке);

6.8 обосновав значения коэффициентов, определить подвижность (степень подвижности) механизма;

6.9 определить величины дополнительных исходных данных (согласно приложению Б);

6.10 вычислить значения геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес и эвольвентного зацепления (согласно приложению В);

6.11 провести проверку правильности вычислений (согласно приложению Г);

6.12 выбрать масштабный коэффициент длин;

6.13 перевести все вычисленные значения геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес и эвольвентного зацепления в масштабный коэффициент длин;

6.14 определить радиус сопряжения переходной кривой (согласно приложению Д);

6.15 по полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте длин выполнить метрический синтез эвольвентного зацепления зубчатых колес простого плоского зубчатого механизма;

6.16 выполнить метрический синтез кинематической схемы простого плоского зубчатого механизма.

### *7 Анализ и синтез сложного плоского зубчатого механизма:*

7.1 вычертить структурную схему и начиная с ведущего звена шестерни 1, обозначить буквами латинского алфавита подвижные соединения звеньев, содержащиеся в структуре механизма;

7.2 согласно классификации сложных зубчатых механизмов, установить тип заданной структурной схемы механизма;

7.3 выбрать структурную формулу, соответствующую заданной структурной схеме механизма;

7.4 определить название и вид совершаемого движения звеньев (результат представить в виде таблицы);

7.5 выявить название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (результат представить в виде таблицы);

7.6 определить вид кинематической цепи, выявить количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке);

7.7 обосновав значения коэффициентов, определить подвижность (степень подвижности) механизма;

7.8 определить числа зубьев всех колес механизма;

7.9 рассчитать диаметры начальных (делительных) окружностей колес;

7.10 выбрать масштабный коэффициент длин;

7.11 переведя вычисленные значения диаметров начальных (делительных) окружностей колес в масштабный коэффициент длин, выполнить метрический синтез кинематической схемы механизма;

7.12 определить характерные точки механизма;

7.13 выбрав масштабные коэффициенты осей длин и линейных скоростей, выполнить синтез планов линейных и угловых скоростей;

7.14 вычислить значения линейных скоростей характерных точек и угловых скоростей звеньев;

7.15 вычислить фактические прямое и обратное передаточные отношения механизма и определить погрешность вычислений.

## **3 Оформление и подготовка к защите курсового проектирования**

При оформлении аналитической части курсового проектирования, представляемой в виде расчетно-пояснительной записки, необходимо руководствоваться требованиями ЕСКД и СТО 4.2-07–2014.

Графическая часть курсового проектирования выполняется на форматах А1 и подшивается к расчетно-пояснительной записке после списка используемых литературных источников.

Оформление, как аналитической части, так и графической части курсового проектирования, выполняется в соответствии с предъявленными требованиями. При оформлении всех видов самостоятельной работы необходимо использовать ЭВМ, а при их защите предоставить CD-диск с электронной версией данного вида самостоятельной работы. Применение ЭВМ не является основанием для нарушения или не соблюдения предъявленных требований ЕСКД и СТО 4.2-07–2014. Любой из

видов самостоятельной работы, оформленный небрежно и без соблюдения предъявляемых требований, не рассматривается и к защите не допускается.

Подготовка к защите курсового проектирования осуществляется непосредственно каждым студентом с проработкой лекционного материала охватывающего тематику данного вида самостоятельной работы и включает в себя выполнение, оформление аналитической и графической частей в соответствии с предъявленными требованиями.

Прием защит курсового проектирования выполняется лектором потока или проводится на комиссии. Состав комиссии формируется из числа преподавателей, осуществляющих проведение практических и лекционных занятий. Защита проводится в форме собеседования, предусматривает решение практических задач или тестовых заданий с целью выявить уровень знаний студента по тематике данного вида самостоятельной работы, а также по всем темам дисциплины ТММ. Студенты, не выполнившие все виды разделы курсового проектирования, к их защите не допускаются. Защита любого курсового проектирования без расчетно-пояснительной записки или графической части, а также выполненные не в полном объеме не допускается.

## **5 Основная и дополнительная литература**

### **Основная литература**

1 Теория механизмов и машин : учеб. пособие / М. А. Мерко, П. Н. Сильченко, А. В. Колотов [и др.]. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 199 с. – (Теория механизмов и машин : УМКД № 363-2007 / рук. творч. коллектива П. Н. Сильченко).

2 Теория механизмов и машин : практикум / М. А. Мерко, П. Н. Сильченко, А. В. Колотов, А. В. Колотов [и др.]. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 133 с. – (Теория механизмов и машин : УМКД № 363-2007 / рук. творч. коллектива П. Н. Сильченко).

3 Теория механизмов и машин : метод. указания по самостоятельной работе / сост. М. А. Мерко, П. Н. Сильченко, А. В. Колотов [и др.]. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 32 с. – (Теория механизмов и машин: УМКД № 363-2007 / рук. творч. коллектива П. Н. Сильченко).

4 Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / под ред. И. А. Болотовского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1986. 448 с.

5 Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 3. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 1999. – 848 с.

6 СТО 4.2-07–2014. Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности [текст] / разработ. Е. Н. Осокин, Л. В. Белошапко, М. И. Губанова. – Введ. 09.01.2014. – Красноярск : ПЦ БИК СФУ, 2014. – 60 с.

### **Дополнительная литература:**

7 Механика : практикум по решению задач / Е. В. Брюховецкая [и др.]. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2004. – 202 с.

8 Фролов, К. В. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов. – М.: Высшая Школа, 2003. – 496 с. (621.Т33).

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

Значения коэффициентов неравномерности хода являются стандартизованными величинами и определяются по справочной литературе в зависимости от типа технической системы

Насосы	1/5...1/30	Турбогенераторы	1/200...1/500
Компрессоры	1/50...1/100	Электродвигатели	1/100...1/200
Сельхозмашины	1/5...1/50	Двигатели судовые	1/100...1/150
Металлорежущие станки	1/20...1/50	Двигатели внутреннего сгорания	1/80...1/100
Ткацкие, мукомольные машины	1/10...1/50	Двигатели авиационные	1/200...1/500

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

### Дополнительные исходные данные

Инволюта угла зацепления

$$\text{inv}(\alpha_w) = \frac{2 \cdot x_\Sigma \cdot \text{tg}(\alpha)}{z_1 + z_2} + \text{inv}(\alpha).$$

Минимальная величина коэффициента смещения для шестерни

$$x_{1\min} = \frac{17 - z_1}{17}.$$

Величина коэффициента смещения для колеса

$$x_2 = x_\Sigma - x_{1\min}.$$

Проверка полученных величин  $x_{1\min}$  и  $x_2$  на соответствие условию отсутствия подреза ножек зубьев колес

$$x \geq \left( h_a^* - \frac{z}{2} \sin^2(\alpha) \right).$$

*Примечание.* При не выполнении условия необходимо провести модификацию значений  $x_{1\min}$  и  $x_2$ , определив действительную величину коэффициентов.

Действительная величина коэффициента смещения для шестерни

$$x_1 = x_{1д} = x_{1\min} \pm 0,001.$$

Действительная величина коэффициента смещения для колеса

$$x_2 = x_{2д} = x_\Sigma - x_{1д}.$$

Повторная проверка полученных величин  $x_{1д}$  и  $x_{2д}$  на соответствие условию отсутствия подреза ножек зубьев колес и блокирующему контуру.



## ПРИЛОЖЕНИЕ В

### Геометрические параметры эвольвентных зубчатых колес

Окружной шаг

$$p = \pi \cdot m,$$

где  $m$  – модуль

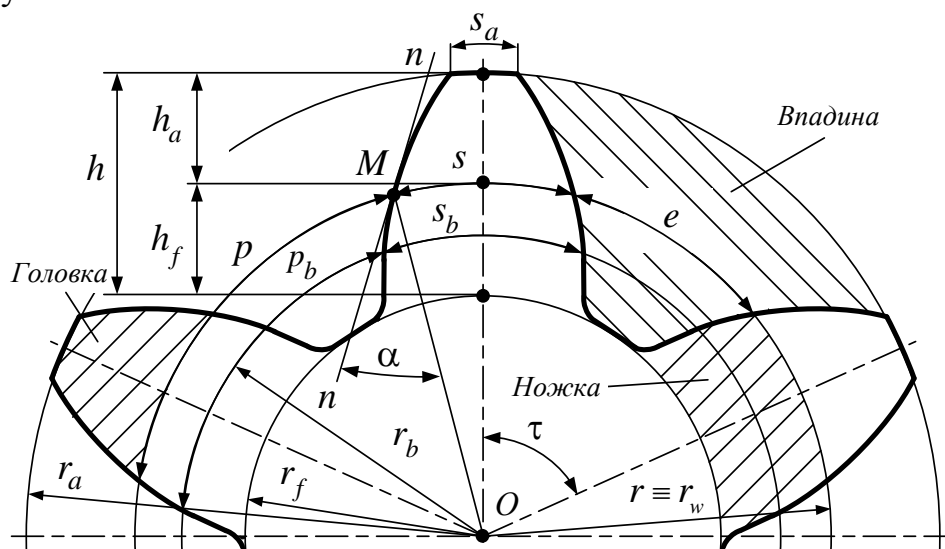


Рис. 1. Схема определения геометрических параметров эвольвентного зубчатого колеса

Шаг по основной окружности

$$p_b = p \cdot \cos(\alpha) = \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha),$$

здесь  $\alpha$  – угол профиля

Угловой шаг

$$\tau = \frac{360}{z}.$$

Толщина зуба по делительной окружности

$$s_1 = 2 \cdot m \left( \frac{\pi}{4} + x_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \right),$$

$$s_2 = 2 \cdot m \left( \frac{\pi}{4} + x_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \right).$$

Ширина впадины по делительной окружности

$$e_1 = p - s_1,$$

$$e_2 = p - s_2.$$

Диаметры делительных окружностей

$$d_1 = m \cdot z_1,$$

$$d_2 = m \cdot z_2.$$

Диаметры основных окружностей

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos(\alpha),$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos(\alpha).$$

Диаметры начальных окружностей

$$d_{w1} = d_1 \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = \frac{d_{b1}}{\cos(\alpha_w)},$$

$$d_{w2} = d_2 \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = \frac{d_{b2}}{\cos(\alpha_w)}.$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 + 2m(x_1 - h_f^*),$$

$$d_{f2} = d_2 + 2m(x_2 - h_f^*),$$

где  $h_f^* = 1,25$ .

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1 - \Delta y),$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2 - \Delta y),$$

где  $h_a^* = 1$ .

**Геометрические параметры эвольвентного зацепления**

Коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = x_\Sigma - y.$$

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m}.$$

Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

Начальное межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}.$$

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

**Проверка выполненных вычислений**

Условие равенства высот зубьев колес

$$h_1 = h_2,$$

здесь высоты зубьев колес

$$h_1 = \frac{d_{a1} - d_{f1}}{2},$$

$$h_2 = \frac{d_{a2} - d_{f2}}{2},$$

Условие отсутствия заострения головок зубьев колес

$$s_a \geq [s_a],$$

где  $[s_a]$  – допускаемое значение толщины зуба по окружности вершин

$$[s_a] = s_a^* \cdot m,$$

здесь  $s_a^*$  – коэффициент толщины зуба по окружности вершин.

Толщина зуба по окружности вершин

$$s_{a1} = m \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_{a1})} \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) - z_1 (\operatorname{inv}(\alpha_{a1}) - \operatorname{inv}(\alpha)) \right),$$

$$s_{a2} = m \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_{a2})} \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) - z_2 (\operatorname{inv}(\alpha_{a2}) - \operatorname{inv}(\alpha)) \right).$$

Углы профиля зубьев на окружности вершин

$$\alpha_{a1} = \arccos \left( \frac{d_{b1}}{d_{a1}} \right),$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left( \frac{d_{b2}}{d_{a2}} \right).$$

Условие сохранения непрерывности зацепления

$$1,06 \leq \varepsilon_{\alpha}.$$

Коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = \left( \frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg}(\alpha_{a1}) - \operatorname{tg}(\alpha_w)) + \frac{z_2}{2\pi} (\operatorname{tg}(\alpha_{a2}) - \operatorname{tg}(\alpha_w)) \right).$$

## ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Радиус сопряжения переходной кривой

$$r_c = r_c^* \cdot m,$$

где  $r_c^* = 0,384$ .