МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ВОРОНЕЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА РЭУС

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

**Расчетно-пояснительная записка к механизму зубчатой передачи.**

Руководитель: Андреев И.В.

Студент

Специальность: Проектирование и технология РЭС

Группа РК-051

Нормоконтроль

Защищён

Оценка

Воронеж 2007 г.

**Содержание**

1. Анализ технического задания 3
2. Описание внешнего вида механизма 4
3. Кинематический расчёт 5
4. Расчёт геометрии передачи и её деталей 6
5. Силовой расчёт механизма 8
6. Расчёт зацепления на прочность 9
7. Расчёт прочности одного из валов механизма 12
8. Выбор конструкционных материалов 14
9. Описание конструкции механизма 15

Список используемой литературы 16

Приложения

**Введение**

Зубчатые передачи являются наиболее распространёнными узлами приводов в радиоэлектронной аппаратуре. Эти механизмы предназначены для передачи и преобразования вращательного движения ведущего звена, например, вала электродвигателя , в необходимое вращательное или поступательное движение ведомого звена. При этом они обладают достаточно высокими коэффициентами полезного действия и относительно небольшими габаритами.

В зависимости от расположения зубьев относительно образующей начального диаметра цилиндра передачи подразделяются на прямозубые, косозубые, шевронные и с криволинейными зубьями.

Зацепление зубчатых колёс может быть внутренним, реечным и внешним. Последний вид зацепления наиболее употребляем.

Выбор того или иного вида зубчатой передачи обусловлен общей схемой механизма, а так же технологическими и экономическими особенностями изготовления механизма, а так же условиями, в которых будет работать будущий механизм.

Поэтому вопрос практического проектирования зубчатых передач является достаточно актуальным в современной радиоэлектронной промышленности.

**2. Анализ технического задания**

Техническое задание представляет из себя задание на расчёт параметров зубчатой передачи с целью проверки её работоспособности в данных эксплуатационных условиях.

Для выполнеия задания необходимо распологать данными по используемым материалам и средствами для проведения расчётов. В качестве источников данных по материалам использованы книги (см. Список литературы), вычисления производятся с помощью персонального компьютера.

Также для полного выполнения задания необходимо обладать доступом к рассматриваемому механизму, чтобы получить данные по его фактическим характеристикам (размерам, массе и т.п.).

1. **Описание внешнего вида механизма.**

Данный механизм, кинематическая схема которого представлена на Рисунке 1, является механизмом настройки передающей аппаратуры.

*Рис 1.Кинематическая схема зубчатой передачи*



Крутящий момент Т1≤0.4 Н·мм прикладывается к колесу 1. С колеса 2 снимается крутящий момент Т2 и передаётся далее к остальным элементам механизма настройки.

Механизм представляет собой систему из двух зубчатых колёс с последовательным зацеплением. Зацепление колёс внешнее. Колёса закреплены на стальных валах с помощью установочных винтов М2,5Х4 ГОСТ 1479-75 и изготовлены из алюминия марки АЛ-9 ГОСТ 2635-75. Валы изготовлены из стали марки 40 ГОСТ 1050-74 и закреплены в корпусе из латуни АС59-1 ГОСТ 15527-70. Продольные перемещения валов и зубчатых колёс на них предотвращены при помощи стопорных шайб.

**Кинематический расчёт**

Кинематический расчёт механизма включает в себя определение передаточного отношения i12 для зубчатой передачи и последующее определение их передаточного числа.

В данном случае схема механизма имеет вид, представленный на рисунке 1. Механизм состоит из двух зубчатых колёс, которые входят во внешнее зацепление друг с другом.

Число зубьев ведущего колеса Z1=20

Число зубьев ведомого колеса Z2=48

Крутящий момент T1=1 H·мм приложен к колесу 1.

Передаточное отношение:

(1)



Подставляя Z1 и Z2, получаем:



Передаточное число u=|i12|=2,4

**Расчёт геометрии передачи и её деталей.**

В механизмах РЭС наиболее распространены эвольвентные зубчатые передачи. Меньшее зубчатое колесо называют шестернёй, а большее - колесом. Зацепление зубчатых колёс кинематически можно представить как качение без скольжения двух цилиндров диаметрами dw1 и dw2, называемых начальными, для передач без смещения они совпадают с делительными d1 и d2.

Положение линий зацепления, т.е. траектории общей точки контакта зубьев при её движении относительно неподвижного звена зубчатой передачи, определяется углом зацепления αw (ГОСТ 16530-70). Для передач с нулевым зацеплением αw=20°.

Расчёт геометрии передачи включает в себя определение шага и модуля передачи, делительных (начальных) диаметров колёс, диаметров вершин, диаметров впадин, межосевого расстояния и ширины венца зубчатого колеса.

1) Измерено:

Шаг P=3,6 мм.;

2) Модуль зубчатого колеса:

стандартизированное m=1,125 (2)



1. Начальные (делительные) диаметры колёс:

dw1=d1=m∙Z1=1,125\*20=22,5 мм (3)

dw2=d2=m∙Z2=1,125\*48=54 мм

4) диаметры вершины зубьев равны:

=1.125\*(20+2)=24,75 мм,



=1.125\*(48+2)=56,25 мм.



Высота зуба h=ha+hf, где ha - высота ножки зуба, hf - высота головки зуба, вычисляемые по формулам: ha=ha\*·m, hf=( ha\*+C\*)·m, где ha\* - коэффициент высоты головки зубa , С\* - коэффициент радиального зазора. По ГОСТ 16532-70 ha\*=1, тогда C\*=0.25.  
ha=1·1,125=1,125 мм, hf=(1+0.25)·1,125=1,4 мм, высота зуба h=2,525 мм.

1. Диаметры впадин:

df1=m∙(Z1-2,5)= 1.125\*(20-2.5)=19,7 мм (5)

df2=m∙(Z1-2,5)= 1.125\*(48-2.5)=51,2 мм (6)

1. Межосевое расстояние:

aw=0.5∙m∙(Z1+Z2)=0,5\*1,125\*(20+48)=38,25 мм (7)

1. Ширина венца зубчатого колеса bw=aw∙φВА,

Где φВА- коэффициент ширины венца, φВА=0,05

bw=38,25∙0,05=1,9 мм.

**Силовой расчёт**

Крутящий момент на ведомом валу рассчитывается по формуле:

T2=T1∙i12∙η (8)

гдеТ1 - крутящий момент на ведущем валу, η - КПД механизма, i12 - передаточное отношение механизма.

КПД механизма:

(9)



где - коэффициент, учитывающий увеличение силы трения в мелкомодульных зубчатых передачах.



Подставляя Ft=3H , получаем



f=0,05 - коэффициент трения скольжения

Fn - сила нормального давления, её составляющие:

Ft<30,0 Н - окружная сила, Fr - радиальная сила, определяемые по формулам:

(10)



где αw=20° - угол обхвата;

Крутящий момент на ведущем валу Т1=1 Н·мм



Крутящий момент на ведомом валу Т2=η·T1·i12=2,35 Н·мм

Окpужная сила Ft=0,087 Н

Радиальная сила Fr=0,031 H

Сила нормального давления Fn=0,092 Н.

**Расчёт зацепления на прочность**

Для зубчатых передач расчёт зацепления на прочность сводится к проверке условия контактной прочности и условия изгибной прочности зубьев.

Условие контактной прочности зубьев имеет следующий вид:

, (11)



где:

T1=1 H·мм - крутящий момент, приложенный к колесу;

aw=38,25 мм - межосевое расстояние;

u=2,4 - передаточное отношение пары колёс;

b=1,9 мм - ширина венца зубчатого колеса;

KHV=1.25 - коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные динамические нагрузки;

KHB=1 - коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца

[σn] - допускаемое контактное напряжение, равное [σn]=0,9σв, σв - предел прочности на растяжение. В данном случае σв=275 МПа и [σn]=0,9·275=248 МПа

Расчёт будет производиться для первого колеса, так как оно испытывает наибольшую нагрузку.

Перед тем, как приступить к проверке условия контактной прочности, следует сначала проверить условие:

, (12)



где:

u=2,4 - передаточное отношение,

T1=1 H·мм - крутящий момент

KHB=1 - коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца

KHV=1.25 - коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные динамические нагрузки;

ϕba=0.05 - коэффициент ширины зубчатого венца

, (13)



- Приведённый модуль упругости

Поскольку колёса одинаковы и изготовлены из одного материала, будет, где Е1 - модуль Юнга колеса, μ1 - коэффициент Пуассона . Подставляя АЛ-9 Е1=0,65·105, μ1=0,33, получаем



Епр=



Вычисляем межосевое расстояние по формуле:

(14)



Подставляя u=2,4, T1=1 Н·мм, KHB=1, KHV=1.25, Епр=7.294·104, получаем

аwмин= мм



аw>awмин - условие выполняется.

Вычисляем контактное напряжение по формуле (11)



σn= МПа

σn<[σn] - условие прочности выполняется.

Условие изгибной прочности зубьев определяется напряжением изгиба в опасном сечении. Условие изгибной прочности имеет вид:

, (15)



где

Yf - коэффициент формы зуба;

Ft - крутящий момент;

[σf] - допускаемое изгибное напряжение, определяемое по формуле [σf]=0,2σв,  
[σf]=0,2·275=55 МПа

Подставляя Yf=3,7 Ft=0,4H b=1 мм m=0.5 KfB=1 Kfv=1.4[σf]=55 Мпа, получаем



σf= МПа

σf<[σf] - условие изгибной прочности выполняется.

Необходимо проверить условие соответствия модуля передачи нагрузке по формуле:

(16)



Подставляя T1=1 H·мм, u=2,4, aw=20 мм, b=1 мм, [σf]=55 Мпа, получаем:



m≥

m=0.5 - условие соответствия модуля выполняется.

На основании выше приведённых расчётов можно сделать вывод, что материал и геометрические размеры зубчатых колёс в целом полностью удовлетворяют условиям прочности и условиям эксплуатации, приведённым в техническом задании.

**7. Расчёт прочности одного из валов механизма.**

Расчёт прочности проведём для вала первого колеса, так как он испытывает наибольший крутящий момент. В данном случае вал можно представить в виде консольно закреплённой балки. Тогда воздействие колеса на вал можно представить в виде силы F=m·g·, где m=0,02 кг - масса колеса, g=9,8 м/с2 - ускорение свободного падения. Тогда сила F=m·g=0.02·9.8=0.196 Н и нагружение балки можно представить схемой (Рисунок 2).

В случае консольного закрепления вала наибольшее воздействие на него оказывает

Х

Х

F=m·g

*L*

Mu=F·L

Q=F

*Рисунок 2. Схема нагружения вала и эпюры изгибающего момента Ми и поперечной силы Q.*

изгибающий момент силы F Mu=F·L. В данном случае условие прочности вала будет выглядеть следующим образом:

, (17)



где: σи - расчётное напряжение изгиба ,

Ми=F·L - расчётный изгибающий момент,

L=19 мм=0.019 м

Ми=0,196·0,019=0,004

d=6 мм - диаметр вала в опасном сечении,

[σи] - допустимое напряжение изгиба, равное для стали 40-60 МПа.

КПа



σи<< 40-60МПа

Следовательно, условие прочности выполняется, то есть материал вала, и диаметр вала выбраны правильно.

**Выбор конструкционных материалов**

Выбор конструкционных материалов механизма осуществляется из соображений обеспечения необходимой механической прочности при работе в условиях с ударными нагрузками не более 2g, частоте вибраций 20-120 Гц, влажности 90% при температуре 313-333°К.

В качестве материала зубчатых колёс выбран алюминий марки АЛ-9 ГОСТ 2635-75 имеющий σв=275 Мпа и E=0,65·105, так как параметры этого материала полностью удовлетворяют всем условиям прочности и он обладает хорошими антифрикционными свойствами и достаточной в данных климатических условиях антикоррозионной устойчивостью.

В качестве материала корпуса выбрана латунь ЛС-59-1 ГОСТ 15527-70 имеющей σв=200 Мпа и E=0,93·105 из-за её коррозионной устойчивости и достаточной жёсткостью корпуса как несущей кострукции. А так же использование латуни в качестве материала корпуса позволило обойтись без использования подшипников качения (шариковых), это несколько упрощает и удешевляет конструкцию механизма в целом.

В качестве материала валов зубчатых колёс выбрана сталь ГОСТ 1050-74 , так как этот материал полностью удовлетворяет условиям прочности валов при работе механизма в условиях механических нагрузок, предусмотренных техническим заданием.

**Описание конструкции механизма.**

Конструкция данного механизма представляет собой зубчатую передачу, состоящую из двух зубчатых колёс с внешним зацеплением.

Корпус механизма поз 1 (см. Сборчный чертёж) имеет два итверстия диаметром 6 мм. В этих отверстиях консольно крепятся валы поз 3. Также в корпусе имеются и другие отверстия.

На валах поз 3 с зазором посажены шестерни поз 2 . их жёсткое соединение с валами обеспечивается при помощи установочных винтов с плоскими концами М2,5х4 ГОСТ 1479-75 поз 5.

Шестерни изготовлены из сплава АЛ-9 ГОСТ 2635-75. Осевое крепление валов поз 3 в корпусе поз 1 осуществляется при помощи специальных стопорных шайб ГОСТ6515-78 поз 4.

**Список используемой литературы**

1. Расчёт и конструирование механизмов РЭС. Методические указания к выполнению самостоятельной работы по курсовому проектированию по дисциплине "Прикладная механика" для студентов специальности 200800. И. В. Андреев, Воронеж, ВГТУ, 1997г., 44с.
2. Красновский Е. Я, Дружинина Ю. А, Филатова Е. М. "Расчёт и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем"., М:"Высшая школа", 1983г., 422с.
3. Черкилевский Д. В. "Курсовое проектирование машин и механизмов"., М:"Высшая школа", 1980г., 236с.