***Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени***

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Н.Э.БАУМАНА



Факультет РЛ

Кафедра РЛ5

**Расчетно-пояснительная записка**

к курсовому проекту на тему:

**«Рулевой агрегат управления»**

*Студент* (Бурцев С.Г. ) *Группа* ИУ2-62

*Руководитель проекта* (Потапцев И.С. )

2009 г.

# Содержание

[Техническое задание 3](#_Toc230580213)

[Краткое описание конструкции 5](#_Toc230580214)

[Подбор электродвигателя 7](#_Toc230580215)

[Кинематический расчет 9](#_Toc230580216)

[Силовой расчет 10](#_Toc230580217)

[Расчет зубчатых передач на прочность 11](#_Toc230580218)

[Расчет вала редуктора 13](#_Toc230580219)

[Подбор радиально-упорных подшипников качения по статической грузоподъемности 17](#_Toc230580220)

[Расчет упругой муфты 18](#_Toc230580221)

[Расчет механического стопора 20](#_Toc230580222)

[Расчет винтов на разрыв 21](#_Toc230580223)

[Расчет винтовой пары на срез и смятие 22](#_Toc230580224)

[Расчет потенциометра 24](#_Toc230580225)

[Список использованной литературы 26](#_Toc230580226)

# **ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ**

**Наименование:** Рулевой агрегат управления (РАУ).

**Область применения:** в системах управления и стабилизации полета летательных аппаратов в качестве исполнительного силового механизма управления перемещением золотника (бустера).

**Основание для разработки:** учебный план специальности и программа дисциплины «Основы конструирования приборов».

**Технические требования:** рулевой агрегат управления должен содержать элементы, указанные на схеме (рис. 1), технические параметры, конструктивные, технологические и другие требования – в соответствии с описанием и вариантом задания.

Датчик положения

Двигатель

Редуктор

Передача винт-гайка

Ламельное устройство

Выходной шток

**Рис. 1.** Структурная схема РАУ

Вариант №5

Исходные данные:

|  |  |
| --- | --- |
| 1. Скорость движения выходного штока, мм/сек | 50 |
| 2. Рабочее усилие на выходном штоке не более, Н | 60 |
| 3. Макс. ход штока от среднего положения, мм* по концевым выключателям
* по механическим упорам
 | ±10±12 |
| 4. Макс. усилие на разрыв, Н | 11000 |
| 5. Диаметр и шаг передачи винт-гайка, мм | 12/3 |

Для всех вариантов:

* напряжение питания – 27 В постоянного тока;
* сопротивление потенциометра – 275+75 Ом;
* ресурс работы определяется ресурсом работы электродвигателя;
* производство – серийное;
* исполнение – 02.1;
* условия хранения – 2УЗ;
* транспортировка – любым видом транспорта.

**Содержание графической части:**

- кинематическая схема 1 лист формата А2;

- общий вид 1 лист формата А1;

- сборочный чертеж 1 лист формата А1;

- габаритный чертеж 1 лист формата А2;

- чертежи сб. ед. и деталей 2 листа формата А1;

**Указания к содержанию расчетно-пояснительной записки:**

1. Расчет упругой муфты;
2. Расчет механического ограничителя движения;
3. Расчет потенциометра обратной связи;
4. Расчет и подбор шарикоподшипников силовой опоры;
5. Проверочный расчет винтовой пары на срез и смятие при максимальном усилии на разрыв;
6. Расчет крепежных деталей на прочность при максимальном усилии на разрыв.

# Краткое описание конструкции

Рулевой агрегат состоит из следующих основных узлов: электродвигателя с муфтой; редуктора; самотормозящейся винтовой пары; электромагнитного стопорного устройства; элементов электрической схемы управления; корпуса с элементами крепления и системой ограничения хода и поворота штока.

Все узлы РАУ размещены в корпусах редуктора 13 и штока 16, соединенных четырьмя винтами с шайбами. Механизм РАУ закрыт кожухом 15 с одной стороны и стаканом двигателя 14 – с другой, и герметизируется с помощью резиновых прокладок в местах сопряжения.

В РАУ используется двигатель 1 постоянного тока ДПР-52-02 мощностью 15,5 Вт с независимым возбуждением. Частота вращения двигателя 6000 об/мин. Вал электродвигателя соединяется с передаточным механизмом через упругую муфту, предназначенную для предохранения вала от чрезмерных напряжений и деформация при резких остановках штока на механических упорах и реверсе.

Упругая муфта состоит из ведущей полумуфты 10, закрепленной на валу двигателя посредством шпоночного соединения, и ведомой полумуфты 9, которая жестко связана с ведущей шестерней редуктора. Ведомая полумуфта свободно посажена на ступицу ведущей полумуфты и закреплена с помощью стопорящего кольца, заведенного в кольцевой паз ступицы.

Вращающий момент двигателя от ведущей полумуфты к ведомой передается через пружины 11, упирающиеся с одной стороны в выступ ведущей, а с другой – в выступ ведомой полумуфт.

Двухступенчатый редуктор является передаточным механизмом для получения заданной максимальной скорости движения штока, а также введения в кинематическую цепь агрегата незаклинивающих механических упоров.

Механические упоры представляют собой два кулачка 5 и 12, установленных на второй паре шестерен и рассчитанные таким образом, что через определенное число оборотов они упираются друг в друга и останавливают редуктор, а вместе с ним и вал двигателя, и выходной шток 6. Так как угол встречи кулачков больше угла трения, заклинивание при срабатывании механических упоров не происходит и при изменении полярности тока якоря электродвигатель может снять механизм с упора.

Выходное звено редуктора представляет собой самотормозящуюся винтовую пару с однозаходной трапецеидальной резьбой.

# **ОПИСАНИЕ РУЛЕВОГО АГРЕГАТА УПРАВЛЕНИЯ**

 Электромеханический рулевой агрегат управления является силовым исполнительным механизмом управления перемещением золотника гидроусилителя (бустера) и представляет собой раздвижную тягу винтового типа, которая встраивается последовательно в проводку управления ЛА.

 В РАУ вращательное движение якоря приводного электродвигателя преобразуется в поступательное движение штока агрегата с помощью передачи винт-гайка. Вращающий момент двигателя передается через упругую муфту, редуктор и винтовую передачу на выходной шток.

 Конструкция. Рулевой агрегат состоит из следующих основных узлов: электродвигателя с муфтой; редуктора; самотормозящейся винтовой пары; стопорного устройства; элементов электрической схемы управления; корпуса с элементами крепления и системой ограничения хода и поворота штока.

 Все узлы РАУ размещены в корпусах редуктора 13 и штока 16. Механизм РАУ герметизируется с помощью прокладок в местах сопряжения.

 В РАУ используется двигатель постоянного тока мощностью 15,5 Вт с независимым возбуждением. Вал электродвигателя соединяется с передаточным механизмом через упругую муфту, предназначенную для предохранения вала от чрезмерных напряжений и деформаций при резких остановках штока на механических упорах и реверсе.

 Упругая муфта состоит из ведущей полумуфты 10, закрепленного на валу двигателя посредством шпоночного соединения и ведомой полумуфты 9. Ведомая полумуфта свободно посажена на ступицу ведущей полумуфты и закреплена с помощью стопорящего кольца, заведенного в кольцевой паз ступицы. Пружина закрывается крышкой муфты.

 Вращающий момент двигателя от от ведущей полумуфты к ведомой передается через пружины 11, упирающиеся с одной стороны в выступ ведущей, а с другой – в выступ ведомой полумуфт.

 Двухступенчатый редуктор является передаточным механизмом для получения заданной максимальной скорости движения штока, а также введения в кинематическую цепь агрегата незаклинивающих механических упоров.

 Механические упоры представляют собой два упора, между которыми по винту скользит гайка, установленные таким образом, что через определенное число оборотов, они гайка упирается в один из упоров и останавливают редуктор, а вместе с ним вал двигателя и выходной шток.

 Выходное звено редуктора представляет собой винтовую пару с однозаходной трапецеидальной резьбой.

 На винте закреплены два радиально-упорных подшипника. Шток рулевого агрегата центрируется и перемещается в двух подшипниковых опорах. Одна опора содержит три шарикоподшипника, так установленных под углом 1200 друг к другу, что шток при движении скользит по наружным обоймам подшипников. Подшипник, упирающийся наружной обоймой в лыску на штоке, препятствует повороту штока при вращении ходового винта и совершает поступательное перемещение.

На цилиндрической поверхности вала редуктора имеется четыре паза, в которые входит сердечник электромагнитного стопора 17, который стопорит механизм РАУ при выключении питания.

 Электромеханический стопор представляет собой соленоид, якорь которого со стопорящим язычком при подаче в обмотку соленоида напряжения +27 В втягивается, а при выключении питания под действием пружин выталкивается.

 Электрическая часть РАУ состоит из электродвигателя, электростопора, потенциометра обратной связи, контактных ламелей, концевых выключателей. Ламельное устройство 9 состоит из двух трубочек с зазором между ними и щеток.

 Электрическое ограничение хода штока выполняется с помощью концевых выключателей.

 Концевые выключатели расположены так, что при смещении штока относительно среднего положения на определенную длину под действием кулачка один из них срабатывает и размыкает цепь питания усилителя сервопривода. С якоря двигателя снимается питание.

# **Выбор двигателя**

Предварительный выбор двигателя осуществляется с учетом назначения привода, параметров нагрузки и условий эксплуатации. Выбор конкретного двигателя осуществляется с учетом данных в задании.

Мощность нагрузки:

КПД цепи двигатель-нагрузка:

Запас по мощности (ξ) примем следующий: ξ=2.5

Расчетное значение мощности:

По расчетной мощности подходят двигатели ДПР-62-02/03

Выбираем двигатель ДПР-62-03 (срок службы больше)

**Параметры двигателя ДПР-62-03**:

|  |  |
| --- | --- |
|  | мощность двигателя |
|  | напряжение питания |
|  | номинальная скорость вращения якоря двигателя |
|  | пусковой момент |
|  | срок службы |
|  | КПД |

# **Кинематический расчет**

Определяем число ступеней в редукторе по критерию минимизации габаритов. Чтобы определить число ступеней, необходимо, знать скорость вращения выходного винта. Известно, что шаг резьбы передачи винт-гайка равен 3мм. Значит за 1 оборот гайки шток перемещается на 3мм. Так как скорость штока равна 50 мм/с:

Скорость вращения на выходе

Общее передаточное число цепи ‘двигатель-выходной вал’:

Число ступеней по критерию минимизации:

Одной ступени недостаточно, ступеней в редукторе – 2.

# **Силовой расчет**

Необходимо определить крутящие моменты, действующие на валах механизма. Приведение моментов ведется от выходных звеньев к двигателю последовательно от передачи к передаче. Найдем крутящий момент на выходном валу.

Мвых – крутящий момент на выходном валу

ω – скорость вращения выходного вала

F – максимальное рабочее усилие на выходном штоке

V – скорость движения выходного штока

 *- приведенный крутящий момент на валу редуктора*

 *- приведенный крутящий момент нагрузки на валу двигателя.*

Мном = 19.6Нмм > 17 Нмм, значит двигатель выбран верно.

# **Определение основных геометрических параметров зубчатых колес**

Колеса и шестерни берем прямозубые.

Назначаем числа зубьев зубчатых колес редуктора:

У шестерен:

У колес:

Тогда

А общее расчетное передаточное число

Погрешность с исходным составляет:

Погрешность ∆ входит в пределы до 3%, что допустимо для приборных устройств.

Колесо – Сталь 50

Шестерня – Сталь 40Х

(из рекомендуемых сочетаний сталей шестерни и колеса из методического пособия по расчету зубчатых передач)

Предел выносливости материала **шестерни** при симметричном цикле нагружения:

 *(для легированных сталей)*

Предел выносливости материала **колеса** при симметричном цикле нагружения:

 *(для углеродистых сталей)*

n – коэффициент запаса по прочности (1.5 .. 2.5)

n = 1.5

Сталь 40Х

Сталь 50

**Расчет модулей зубчатых колес**

Имеем 2 одинаковые прямозубые передачи.

z1 = 19 Yf=4.17

z2=40 Yf=3.77

K – коэффициент расчетной нагрузки (1.1 .. 1.5) K=1.3

Коэффициент ширины зубчатого венца

Значит, расчет будем вести по зубу колеса.

0.125

Выбираем модули m12=m34=0.8

Так как пары зубчатых колес одинаковые, то условие соосности выполняется.

Расстояние между осями валов: a=(d1+d2)/2=23.6мм

**Параметры зубчатых колес**

Делительный d1 = mz1 = 15.2мм

d2 = mz2 = 32мм

da1 = 15.2+1.6=16.8 df1=15.2 – 1.6\*1.35=13.04

ширина зубчатого венца колеса: b=ψm

шестерни: b1+2m

b1=6

Возьмем b2=8

Основные размеры элементов передачи приведены в таблице 2.

**Таблица 2**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № зубчатых колес | , мм | , мм | , мм | , мм |
| 1, 3 (z=19) | 15.2 |  |  |  |
| 2, 4 (z=40) | 32 |  |  |  |

# **Расчет вала редуктора**

Расчет составляющих сил в редукторе

α = 20 ̊ - угол профиля делительный, равный углу профиля исходного контура

β = 0 ̊ - по ГОСТ 13755-81 для прямозубой цилиндрической передачи.



a=15мм, b=37мм, c=6мм.

Вал выполним из материала Сталь 45:

, .

 - допустимое изгибное напряжение.

 - допустимое касательное напряжение.

Определим диаметр вала при действии только =34,89Нмм:

Определим **жесткость вала на скручивании**. Возьмем предельное значение угла закручивания .

.

Построим эпюры изгибающих моментов.

**Плоскость XZ:**



; a=15мм, b=37мм, c=6мм.

;



**Плоскость YZ:**

****

;

;

.

**Крутящий момент:34.89**



Наиболее опасным сечением является место крепления колеса 3, т.к. изгибающий момент там больше.

приведенный момент.

Для ориентировочного определения диаметра вала могут быть использованы и эмпирические соотношения: диаметр вала редуктора составляет 0.8..1.0 от диаметра вала электродвигателя.

Возьмем диаметр вала 4мм.

Примем значение диаметра вала равным 4 мм.

# **Подбор радиально-упорных подшипников качения по статической грузоподъемности**

 - максимальное усилие на разрыв.

 - эквивалентная статическая нагрузка для подшипников с углом контакта .

 - коэффициент надежности.

 - расчетная статическая грузоподъемность.

Выбираем подшипник серии 66202 ГОСТ 831-75:

, , , , .

, следовательно, подшипник подходит.

**Выбор подшипников.**

Записываем известные соотношения для определения параметров подшипника:

С0=Kн\*Р0

Угол контакта α=12; тогда y0=0.47

Р0=Х0\*Fr+y0\*Fa

Учтем, что Fr равна нулю, а Kн=1

Р0= 0.47\*11000=5170 Н

#### По таблице выбираем подшипник

**№ 36203.**

Его параметры:

d=17 мм

D=40 мм

B=12 мм

C0=6200 H

C=9400 Н

, следовательно, подшипник подходит.

# Расчет упругой муфты

Упругая муфта состоит из ведущей полумуфты, закрепленной на валу двигателя посредством шпоночного соединения, и ведомой полумуфты, которая жестко связана с ведущей шестерней редуктора. Ведомая полумуфта свободно посажена на ступицу ведущей полумуфты и закреплена с помощью стопорящего кольца, заведенного в кольцевой паз ступицы.

Вращающий момент двигателя от ведущей полумуфты к ведомой передается через пружины, упирающиеся с одной стороны в выступ ведущей, а с другой – в выступ ведомой полумуфт. Поэтому расчет муфты сводится к расчету пружины.

Для пружины выберем в качестве материала стальную углеродистую пружинную проволоку по ГОСТ 9389-75 класс II.

, .

Плечо приложения силы определим исходя из конструкции муфты.

R=10.75мм - радиус середины кольцевого паза полумуфты.

- сила, действующая на пружину при номинальном моменте.

 - сила, действующая на пружину при пуске двигателя.

Примем индекс пружины  равным 8.

 - коэффициент увеличения напряжения во внутр. точке витка.

- диаметр проволоки пружины. Округлим его до 0,9 мм.

Число витков пружины  назначим равным 12.

Тогда жесткость пружины:

 - длина пружины с предварительным поджатием.

 - длина пружины под действием максимального момента.

Поверим, уместятся ли витки пружины в пазе полумуфт при действии максимального момента.

*, значит витки пружины не будут давить друг на друга при максимальном моменте.*

- длина пружины в свободном состоянии.

 - длина проволоки для навивки пружины.

**Расчет стопора.**



 Винтовой ограничитель движения состоит из винта 1, вращающегося в подшипниках, гайки 2, перемещающейся поступательно вдоль направляющей 3 и упоров 5, которые вращаются вместе с винтом. Вращение винта оказывается возможным до тех пор, пока один из упоров 4 гайки 2, не коснется упоров 5.

 Число оборотов однозаходного винта с ограничителем этой конструкции не может быть больше значения, определяемого по формуле:

 N = (L-b)/t, где

t-шаг винта, а размеры L и b указаны на чертеже.

Для зубчатого колеса, входящего в конструкцию стопора возьмем диаметр d=16, тогда при m=0.8, z=20.

Передаточное отношение равно отношению количества оборотов одного колеса к другому: i=n1/n2.

Найдем передаточное отношение из соотношений чисел зубьев:

i=z2/z1=20/40=0.5

Число оборотов гайки: n1=12\*2/3=8 об

Число оборотов колеса в стопоре: n2=n1/i=8/0.5=16 об = N

Т.е. гайка должна делать от упора до упора 16 оборотов.

Винт 1 выбираем М6х1.

Из формулы для числа оборотов винта N получаем:

N=L-b (т.к. шаг винта взяли единицу).

L=n2\*t+t\*n1=16+8=24 мм

b=L-N=24-16=8.

# Расчет винтов на разрыв

Максимальное усилие на разрыв Fmax = 11000 H

Материал винтов – Сталь 30ХГСА.

 - предел текучести выбранного материала.

, где  - коэффициент запаса на разрыв.

.

Рассчитаем прочность конструкции при соединении ее элементов корпуса шестью винтами А.М5-6g×13.109.30ХГСА ГОСТ 1491-80.

Условием прочности винтов служит .

, где

 - номинальный диаметр резьбы винта;

 - число винтов.

.

93,4 < 508 , следовательно, винты обеспечивают требуемую прочность.

# Расчет винтовой пары на срез и смятие

В передаче винт-гайка используем трапецеидальную однозаходную резьбу ГОСТ 9484-73.

В устройстве используется резьба с диаметром резьбы 12мм и шагом 3мм. Согласно ГОСТ 9484-73 внутренний диаметр 9мм, угол между боковыми гранями профиля резьбы равен .

Материал ходового винта сталь 40Х, ее предел текучести .

, где  - коэффициент запаса.

.

.

 - приведенная сила при действии на резьбу максимального усилия на разрыв.

**Проверка резьбы на сминаемость:**

 - условие несминаемости резьбы, где  - число витков в зацеплении;

 - площадь смятия.

**Проверка резьбы на срез:**

 - условие не срезания резьбы, где  - число витков в зацеплении;

 - площадь среза.

Таким образом, резьба под действием максимального усилия на разрыв не срежется и не сомнется.

# Расчет потенциометра

Согласно техническому заданию витковая погрешность потенциометра не более 0,3%.

Примем витковую погрешность .

 - необходимое число витков реостатного провода.

 - полное сопротивление потенциометра.

 - сопротивление нагрузки на выходе потенциометра.

 - напряжения питания.

 - коэффициент нагрузки.

 - номинальная мощность рассеивания.

.

В качестве реостатного провода возьмем сплав палладий-серебро СрПД-40. Каркас потенциометра выполняется из алюминиевого сплава АМг.

Определим диаметр проволоки .

С учетом изоляции - .

 - удельное сопротивление провода.

 - длина проволоки.

Шаг навивки равен .

 - длина намотки.

 - средняя длина витка обмотки.

 - диаметр каркаса.

Округляем  до 3 мм. В итоге выбираем потенциометр цилиндрической формы диаметром 3 мм.

1. **Расчет упругой муфты**

Проектирование винтовых пружин растяжения-сжатия состоит в выборе материала проволоки и определения размеров пружины.

В качестве материала пружины примем стальную углеродистую пружинную проволоку по ГОСТ 9398-75, класс II

Возьмем радиус r=10мм

Максимальный момент, действующий на пружину = Мпуск.

Максимальная сила, действующая на пружину Fmax = Mпуск/r = 15Н.

Минимальный диаметр проволоки пружины определяется по следующей формуле:

где

 – индекс пружин

D – средний диаметр пружины

d – диаметр проволоки

τ – допустимое напряжение

Допустимое напряжение τ = 440 МПа

Индексы, рекомендуемые для приборных пружин: c=8..12

Возьмем c=8, тогда dmin = 0.9

Возьмем диаметр проволоки d=0.9мм, а количество витков i=20

Средний диаметр пружины D=c\*d=8\*0.9=7.2мм

Жесткость пружины:

1. **Подбор чисел зубьев.**

s

Выбираем для изготовления колёс недорогую углеродистую сталь 45 ГОСТ 1050–74, а для изготовления шестерён - более качественную - 40Х ГОСТ 4543–71.

Механические характеристики этих материалов:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Маркастали | Состояние,термообработка | σв, МПа | σт, МПа | Твёрдость | σ-1, МПа |
| 45 | Улучшение | 490 | 476 | 229 НВ | 338 |
| 40Х | Улучшение | 860 | - | 380НВ | 380 |

где σв – временное сoпротивление (предел прочности при растяжении);

 σт  – предел текучести при растяжении;

 σ-1 – предел выносливости материала при симметричном цикле нагружения;

 HB- твердость по Бринеллю.

Расчёт модуля из условия изгибной жёсткости:

,

где - коэффициент динамичности, ;

 – коэффициент формы зуба;

 – коэффициент ширины зуба по модулю(=3..16, =10);

 – допускаемое напряжение при расчете зубьев на изгиб.

, n – коэффициент запаса (n=1.5)

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Марка стали | ,МПА | ,МПа |
| 45 | 225.3 | 595.4 |
| 40Х | 253.3 | 988 |

Для того чтобы посчитать модули, необходимо знать коэффициент формы зуба.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Число зубьев, z | Коэффициентформы зуба, YF |  |
| 20 | 4,15 | 0.0164 |
| 80 | 3,73 | 0.0165 |
| 100 | 3,75 | 0.0166 |
| 120 | 3,75 | 0.0166 |

 Расчёт модулей ведётся по максимальному отношению .

Следовательно, расчёт производим для колёс.

 Определим модули, приняв коэффициент ширины  и коэффициент динамичности :

 Для пары z9-z10



Из стандартного ряда выбираем 

Выше рассчитали i0=4.5

Модуль выбираем m=0.8

В передаче 2 ступени

Выберем числа зубьев шестерен и колес:

z1 = 19

z2 = 40

z3 = 19

z4 = 40



– высота зуба

Ширина шестерни 

Ширина колеса 

В указанных формулах :



Из конструктивных соображений увеличим ширину шестерен и уменьшим ширину 1 колеса

iобщ=i1\*i2=40/19 \* 40/19 = 4.432

Погрешность составляет 1.5%. Это допустимая погрешность.

Диаметры шестерни и колеса: d1 = m\*z1=15.2мм; d2=m\*z2=32мм

Межосевое расстояние равно: (d1+d2)/2 = 23.6мм

### Расчет валов

Для валов выберем материал сталь 40Х ГОСТ с улучшенной термообработкой. Характеристики этого материала приведены выше.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Маркастали | Состояние,термообработка | σв, МПа | σт, МПа | Твёрдость | σ-1, МПа |
| 45 | Улучшение | 490 | 476 | 229 НВ | 338 |
| 40Х | Улучшение | 860 | - | 380НВ | 380 |

При передаче момента с помощью зубчатых колес материал валиков работает в условиях циклических напряжений, поэтому значение допускаемого напряжения определяют через предел выносливости материала СигмаR.. Коэффициент запаса выбирают n=1.2 .. 1.5.

В качестве сигмаR принимают сигма-1.

Изгибающие моменты, действующие на валы малы по сравнению с крутящими, так как малы силы реакций в опорах, следовательно, можно ими пренебречь. Поэтому будем определять диаметры валов из условия прочности на кручение по формуле:

,

где 

И из условия ϕрас< [ϕ] расчета на жесткость по формуле:

,

в которой принимается значение угловой погрешности [ϕ]=20′ (угловых минут),

l раб=40 мм (определяется, исходя из анализа эскиза)

 - модуль упругости II рода, G=83000 МПа.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Номер вала | Момент, Н\*мм | Диаметры валов из условия, мм |
| прочности | жесткости |
| II | 13,55 | 0,8 | 1,84 |
| III | 65,72 | 1,31 | 2,74 |
| IV | 318,8 | 2,21 | 4,06 |
| V | 1546 | 3,75 | 6,03 |
| VI | 9000 | 6,73 | 9,36 |

Диаметры валов выберем с запасом, т.к. небольшие погрешности на первых ступенях редуктора повлекут за собой существенные ошибки на выходном звене. Исходя из конструктивных особенностей, выходной вал сделаем большего диаметра, но полым изнутри, что облегчит конструкцию.

 d6= 10мм, d5= 8мм, d4=5 мм, d3=5 мм, d2=5 мм, d1=4 мм

 **Расчет максимального усилия на разрыв корпуса.**

Материал корпуса – алюминий. Значит σт=110 Н/мм2. Коэффициент запаса nт=2, следовательно допустимое напряжение равно [σ]=55 МПа.

σр=Pmax/S, где S-площадь.

S=(R2внешн - R2внутр)=807.8 мм2

Rвнешн и Rвнутр – радиусы соответственно внешней и внутренней окружности.

σр=11000/807.8=13.6 Н/мм2 < [σ] - условие верно.

 **Расчет потенциометра.**

Потенциометрический преобразователь (потенциометр) предназначен для получения электрического сигнала, функционально зависящего от перемещения токосъемного элемента. Потенциометр представляет собой регулируемый делитель напряжения, выполненный на основе резистивного элемента. При соответствующем включении он может быть использован и как переменное сопротивление.

 Резистивный элемент проволочного потенциометра представляет собой проволоку, намотанную на каркас.

 Номинальная мощность потенциометра равна:

Р=I2R0=U2/R0=27/275=2.65 Вт

I=√P/ R0=√2.65/275=0.098 A

Плотность тока берем равной j=30 А/мм2 (для потенциометра с металлическим каркасом)

Диаметр проволоки без изоляции равен:

d=4√16P/π2j2R0, где

Р - мощность потенциометра, Вт

j – допустимая плотность тока, А/мм2

R0 – общее сопротивление потенциометра, Ом

d=4√16\*2.65/(3.14)2302275=0.06 мм

Принимаем с запасом d=0.08 мм

По таблице находим диаметральную толщину провода с изоляцией:

dиз max=0.105 мм

Длина L0 обмоточного провода (заизолированного):

L0=R0πd2/4ρ, где ρ - удельное сопротивление материала провода.

ρ=0.315\*10-6 Ом\*м (сплав платина-иридий ПИ-25)

 L0=275\*3.14\*(0.08\*10-6)2/4\*0.315\*10-6=4390 мм

Возьмем диаметр потенциометра равный 5 мм (dпотенц=5 мм)

Длина одного витка равна:

Lвитка=2πR, где R=dпр+Rпотенц=0.08+2.5=2.58 мм

 Lвитка=2\*3.14\*2.58=15.95 мм

Число витков находим из соотношения:

W= L0/ Lвитка=4390/15.95=275 витков

Длина потенциометра: епотенц=W\*dиз=275\*0.105=28.88 мм.

Берем епотенц=30 мм.

 **Расчет болтов на разрыв.**

Возьмем болты М5х1

Материал: Сталь20. σт=245 Н/мм2

nт=2 ⇒ [σ]=122.5 МПа

σр=P/S < [σ]

S=πd2 N/4, где N –количество болтов.

S=3.14\*25\*6/4=117.75 мм2

σр=11000/117.75=93.42 Н/мм2< [σ] - условие верно.

 **Расчет резьбы (на штоке) на срез/смятие.**

Материал вала: Сталь 40Х13

σт=770 Н/мм2 , nт=2 ⇒ [σ]=385 МПа

σсм=P/S

Sсм=π((R2внешн - R2внутр)

dвнешн=12 мм. По таблице находим, что dвнутр= dвнешн – 3.5=8.5 мм

σсм=11000/π(62-4.252)=195.3 Н/мм2 < [σ] условие верно

σср= P/S

Sср=2πRe, где е – длина потенциометра, но берем 5 ниток проволоки.

1 нитка = шаг/2=3/2=1.5 ⇒ е=5\*1.5=7.5

Sср=2\*3.14\*6\*7.5=282.6 мм2

σср= 11000/282.6=38.92 МПа < [σ] условие верно.