# **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.

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 |

# **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 скольжения. Реверсивный двигатель постоянного тока управляется по цепи якоря от релейного усилителя с вибрационной линеаризацией характеристики (скорость отработки управляющего сигнала пропорциональна его величине, а направление перемещения штока – знаку сигнала). 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.

Механизм РАУ закрыт кожухом и герметизируется с помощью прокладок в местах сопряжения.

В РАУ используется двигатель постоянного тока 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 ведущего диска, закрепленного на валу двигателя штифтом и ведомого диска (полумуфты). Диск жестко связан с ведущей шестерней редуктора, свободно посаженной на ступицу ведущего диска. Шестерня закреплена на ступице с помощью стопорящего кольца, заведенного в кольцевой паз ступицы.

Вращающий момент двигателя от ведущего к ведомому диску с шестерней передается через пружины, упирающиеся с одной стороны в выступ ведущего, с другой – в выступ ведомого дисков.

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, установленные 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 вал двигателя и выходной шток. 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 винтовую пару с однозаходной трапецеидальной резьбой.

На винте закреплены два радиально-упорных подшипника, упирающихся в кольцевой выступ на цилиндрической части винта. Подшипники устанавливаются в стакане и упираются с одной стороны в корпус редуктора, а с другой – в дно стакана.

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. В другой опоре установлены два подшипника, упирающиеся наружными обоймами в лыску на штоке, благодаря чему шток удерживается от поворота при вращении ходового винта и совершает поступательное перемещение.

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.

Потенциометр обратной связи намотан на металлическом каркасе проводом диаметром d. Длина рабочей намотки потенциометра L, остальная часть намотки закорочена.

Ламельное устройство состоит из двух трубочек с зазором между ними 2.5 мм 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.

Условия:

* 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.

Расчет РАУ

# **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.

# **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:

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:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка  стали | 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 | Коэффициент  формы 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.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка  стали | 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 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.

**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

**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.