Содержание

Техническое задание

Исходные данные

Аннотация (реферат)

Введение

1. Проектирование основного механизма и определение закона движения

1.1 Проектирование механизма по заданным условиям

1.2 Построение графика аналога скоростей рабочего органа

1.3 Построение диаграммы сил сопротивления, в зависимости от положения кривошипа

1.4 Определение приведенного момента движущих сил

1.5 Суммарная работа

1.6 График переменных приведенных моментов инерции IIIпр звеньев II группы

1.7 График полной кинетической энергии Т() всего механизма

1.8 График кинетической энергии ТII () II группы звеньев

1.9. График кинетической энергии первой группы звеньев ТI ()

1.10 Необходимый момент инерции маховых масс 

1.11 Момент инерции дополнительной маховой массы Iдоп

1.12 Габаритные размеры и масса маховика

1.13 График (приближенный) угловой скорости 

1.14 Определение кинетической энергии механизма в начальный момент времени

1.15 Выбор электродвигателя и учет его механической характеристики

2. Силовой расчет механизма

2.1 Исходные данные для силового расчёта механизма

2.1 Построение планов скоростей и ускорений

2.2.1 Построение плана скоростей

2.2.2 Построение плана ускорений

2.3 Определение главных векторов и главных моментов сил инерции

2.4 Кинетостатический силовой расчет механизма

2.4.1 Силовой расчет группы звеньев 4-5

2.4.2 Силовой расчет группы звеньев 2-3

2.4.3 Силовой расчет начального звена 1

3. проектирование зубчатых передач планетарного редуктора

3.1 Построение профиля зуба колеса, изготовляемого реечным инструментом

3.1.1 Расчет параметров зубчатой передачи

3.1.2 Построение станочного зацепления

3.2 Построение проектируемой зубчатой передачи

3.3 Расчет планетарного редуктора

4. Проектирование кулачкового механизма

4.1 Построение кинематических диаграмм методом графического интегрирования

4.2 Определение основных размеров кулачкового механизма

4.3 Построение профиля кулачка

Вывод

Техническое задание

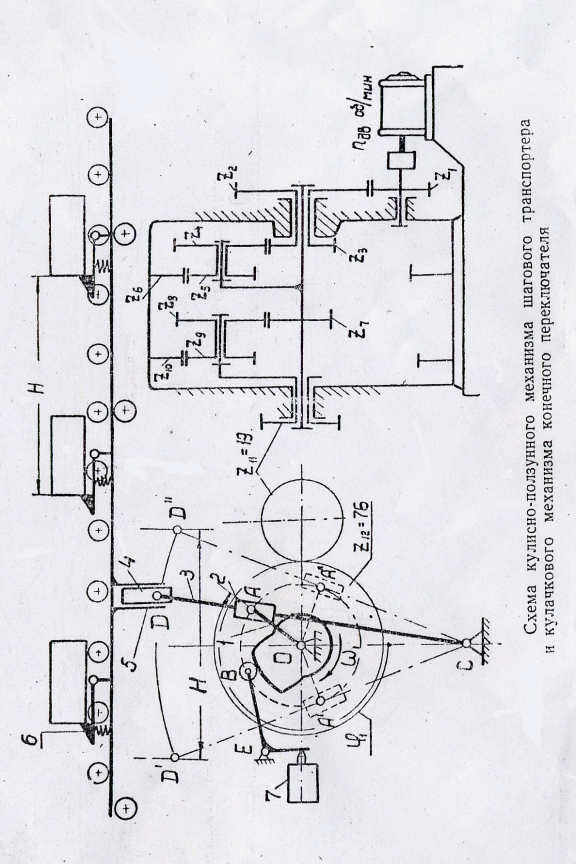
Шаговый транспортер предназначен для прерывистого перемещения деталей с одной позиции не другую при последовательной обработке деталей на нескольких станках, объединенных в автоматическую линию. Детали в количестве Zд перемещаются одновременно в направлении технологической последовательности обработки по направляющим типа рольганга. Перемещение осуществляется с помощью штанги 5 и захватов 6, выступающих над направляющими.

Для возвратно-поступательного перемещения штанги используется шестизвенный кулисно-ползунный механизм, состоящий из кривошипа 1, ползуна 2, кулисы 3, камня 4 и штанги 5.

Расстояние между рабочими позициями станков кратно шагу Н транспортера. На величину этого шага деталь перемещается за один оборот кривошипа. По окончании рабочего хода детали закрепляются при помощи специальных зажимных устройств, команда на включение которых подается с помощью конечного переключателя 7 и кулачкового механизма. При холостом ходе штанги 5 захваты 6 наталкиваются на неподвижную деталь, поворачиваются относительно оси и проходят под деталью.

Средняя скорость перемещения деталей V5 ср обеспечивается при помощи привода, состоящего из электродвигателя, зубчатой передачи Z1, Z2, планетарного четырехрядного редуктора Z3-Z10, зубчатой передачи Z11, Z12 и кулисного механизма.

Число двойных ходов штанги в минуту n1 определяют по заданной средней скорости перемещения штанги V5 cp с учетом коэффициента изменения средней скорости Кv.



Исходные данные

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Наименование параметра | Обозначение | Единицы СИ | Значение |
| 1 | Шаг транспортера | H | м | 1,8 |
| 2 | Средняя скорость перемещения деталей | V5cp | м/мин | 4,5 |
| 3 | Коэффициент изменения скорости штанги | Kv | - | 1,60 |
| 4 | Число оборотов электродвигателя | nд | об/мин | 950 |
| 5 | Количество перемещаемых деталей | Zд | шт. | 8 |
| 6 | Вес детали | Gд | н | 600 |
| 7 | Вес погонного метра штанги | q | н\*м | 100 |
| 8 | Относительные размеры звеньев кулисного механизма |  | - | 0,60 |
| 9 | Приведенный коэффициент трения деталей по направляющим | fд | - | 0,10 |
| 10 | Приведенный коэффициент трения штанги по направляющим | fш | - | 0,08 |
| 11 | Момент инерции кулисы относительно оси качения | I3C | кг\*м2 | 1 |
| 12 | Маховой момент ротора электродвигателя | GDд2 | н\*м2 | 1,5 |
| 13 | Маховой момент зубчатых механизмов и муфты, приведенный к валу кривошипа | GD12 | н\*м2 | 3000 |
| 14 | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа |  | - | 0,035 |
| 15 | Угловая координата кривошипа для силового расчета | 1 | Град | 150 |
| 16 | Углы поворота дискового кулачка, соответствующие вкл. и выкл. переключателя | под=сп | Град | 50 |
| 17 | Угол поворота толкателя в кулачковом механизме |  | Град | 20 |
| 18 | Длина толкателя | LBE | м | 0,12 |
| 19 | Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме | доп | Град | 45 |
| 20 | Число зубьев колеса Z1 | Z1 | - | 13 |
| 21 | Сумма чисел зубьев колес в передаче Z1, Z2 | zc=z1+z2 | - | 36 |
| 22 | Межосевое расстояние первой зубчатой передачи Z1, Z2 | A | мм | 150 |
| 23 | Модуль зубчатых колес Z1, Z2 | m | мм | 8 |
| 24 | Число сателлитов в планетарном редукторе | K | Град | 3 |
| 25 | Параметр исходного контура реечного инструмента | 0h\*c\* | --- | 2010,25 |

Введение

В комплексных заданиях курсового проекта объект проектирования разбит на основные узлы, и для каждого из них рекомендована структурная схема механизма, наиболее удовлетворяющая исходным условиям. В числе этих механизмов могут быть рычажный и кулачковый, зубчатая передача и планетарный зубчатый механизм.

Выполнение курсового проекта предусматривает кинематическое проектирование, динамические и силовые расчеты механизмов. Проектирование механизма завершается построением его кинематической схемы с размерами для дальнейшего конструктивного оформления и прочностного расчета деталей механизма.

При выполнении проекта применяют аналитические и графические методы расчета. Аналитические методы позволяют получить любую требуемую точность результата. В настоящее время на кафедре теории механизмов МГТУ имеются программы расчетов кинематических и динамических параметров различных рычажных механизмов, сил в кинематических парах и износа контактирующих поверхностей, зубчатого зацепления и кулачковых механизмов.

Графические методы менее точны, но более наглядны, их применяют если нет возможности применить ЭВМ, а также для контроля правильности аналитического решения и при отладке программ для ЭВМ.

При графическом изображении физических величин масштаб обозначается буквой  с индексом, указывающим, к какой величине он относится.

1. Проектирование основного механизма и определение закона движения

1.1 Проектирование механизма по заданным условиям

Механизм шагового транспортера автоматической линии вычерчен в масштабе =50мм/м. Положения начального звена 1 при вращении вокруг центра О разбивается на 12 положений. Реальный механизм заменяется динамической моделью.

По заданным условиям определяем основные размеры механизма.

Угол перекрытия:



Длина звена 3:



Длина звена 5:



Расстояние ОС:



По заданным положениям определяем длину звена 1.



1.2 Построение графика аналога скоростей рабочего органа

Для определения средней угловой скорости первого звена найдем период:



Средняя угловая скорость первого звена равна:



С помощью компьютерной программы(“Diada”) были определены аналоги линейных, угловых скоростей для всех звеньев при 12-ти положениях начального звена. Значения компьютерной программы(“Diada”) были проверены при помощи построения планов возможных скоростей для 12-ти положений механизма. По компьютерным данным строим график проекции аналога линейной скорости звена 5 в масштабе , так же строим передаточную функцию U31 =  .

1.3 Построение диаграммы сил сопротивления, в зависимости от положения кривошипа

При рабочем ходе штанги, на неё будет действовать сила сопротивления равная:



На обратном ходу будет действовать сила сопротивления .

График сил сопротивления строим в масштабе f=0.1мм/H.

1.4 Определение приведенного момента движущих сил

Чтобы упростить закон движения механизма, заменяем реальный механизм одномассовой механической моделью и находим приложенный к её звену суммарный приведенный момент.



где -  - приведенный момент сил сопротивления;

 - приведенный момент движущих сил;

- определяем в каждом положении механизма по формуле:



График  строим сдвигая график  относительно оси ординат на такое расстояние, чтобы площадь отсекаемая от графика над осью была равна площади под осью. Отсюда приведенный момент  равен величине на которую необходимо сдвинуть график приведенного момента сил сопротивления. Графики приведенных моментов сил строятся в масштабе =0.2мм/нм. Результаты расчетов , и , а также значения  и  приведены в таблице 1.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|  | 0.0001 | 0.3739 | 0.5642 | 0.6488 | 0,6613 | 0.6066 | 0.4634 | 0.1727 | -0.3692 | -1.1289 | -1.3368 | -0.6558 |
|  | -753.6 | -753.6 | -753.6 | -753.6 | -753.6 | -753.6 | -753.6 | -753.6 | 273.6 | 273.6 | 273.6 | 273.6 |
|  | -0.0754 | -281.77 | -452.18 | -488.94 | -498.36 | -457.13 | -349.22 | -130.15 | -101.01 | -308.87 | -365.75 | -179.43 |
|  | 294.92 | 13.23 | -157.18 | -193.94 | -203.36 | -162.13 | -54.22 | 164.85 | 193.99 | -13.87 | -70.75 | 115.57 |
|  | 295 |

Таблица 1. приведенные моменты сил.

1.5 Суммарная работа

Суммарная работа всех сил равна работе .

 .

График суммарной работы всех сил строим методом графического интегрирования графика , выбрав отрезок интегрирования К=80мм. В конце цикла установившегося движения =0. Масштаб графика  по оси ординат определяется по формуле:

;

= 0.0955 мм/Дж;

1.6 График переменных приведенных моментов инерции IIIпр звеньев II группы

В данном механизме звеньями второй группы являются звенья 3 и 5. В общем случае приведенный момент инерции определяется по формуле:



где: - приведенный момент инерции;

 - момент инерции i-го звена относительно центра масс;

 - аналог угловой скорости i-го звена;

m – масса i-го звена;

 - аналог линейной скорости i-го звена;

По данной формуле рассчитаем  для 12 положений, а так же -суммарный приведенный момент инерции для 12 положений.

Момент инерции 5го звена:

=m5\*

где m5=q\*l/g=100\*34.2/10=342кг.

=\* ,

где  берется по данным компьютерной программы;

Результаты расчета  и  представлены в таблице 2.

Таблица 2. приведенные моменты инерции и суммарный приведенный момент инерции.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|  | 0.0001 | 0.3739 | 0.5642 | 0.6488 | 0,6613 | 0.6066 | 0.4634 | 0.1727 | -0.3692 | -1.1289 | -1.3368 | -0.6558 |
|  | 0 | 47.81 | 108.87 | 221.89 | 226.16 | 125.84 | 73.44 | 10.20 | 46.62 | 435.85 | 611.17 | 224.28 |
|  | 0 | -0.147 | -0.222 | -0.256 | -0.261 | -0.239 | -0.183 | -0.068 | 0.145 | 0.445 | 0.527 | 0.258 |
|  | 0 | 0.0216 | 0.0493 | 0.0655 | 0.0681 | 0.0571 | 0.0335 | 0.0046 | 0.0210 | 0.1980 | 0.2777 | 0.0666 |
|  | 0 | 48.026 | 108.919 | 221.956 | 226.228 | 125.897 | 73.474 | 10.205 | 46.641 | 436.048 | 611.448 | 224.347 |

Суммарный приведенный момент инерции машины рассчитываем по формуле:

=+

 =const – момент инерции первой группы звеньев;

1.7 График полной кинетической энергии Т() всего механизма

Полная кинетическая энергия находится в зависимости

T=+Tнач

Ось абсцисс графика  нужно перенести вниз на ординату, соответствующую начальной кинетической энергии Тнач.. Однако конкретное значение Тнач пока неизвестно; поэтому новое положение оси абсцисс показано условно.

1.8 График кинетической энергии ТII () II группы звеньев

График получим, выполнив переход от построенного графика  пересчитав масштаб по формуле:



=2\*0.23/0.1612=18.75мм/Дж;

1.9 График кинетической энергии первой группы звеньев ТI ()

График строится по уравнению:

Т1=Т-Т2

При построении кривой необходимо из ординаты кривой  в каждом положении механизма вычесть отрезки, изображающие . Длины вычитаемых отрезков находим по формуле:



где yII – ордината, взятая из графика , мм.

Величины вычитаемых отрезков приведены в таблице 3.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|  | 0 | 0.7 | 1.4 | 2.8 | 2.9 | 2.3 | 0.9 | 0.2 | 0.7 | 5.5 | 7.6 | 2.8 |

Таблица 3. Длины вычитаемых отрезков.

1.10 Необходимый момент инерции маховых масс 

Необходимый момент инерции маховых масс  определяем по формуле

=

 - коэффициент неравномерности вращения кривошипа ОА;



=35/0.0955=366Дж

=366/(0.1612 \*0.035)=403424 кг\*м2

1.11 Момент инерции дополнительной маховой массы Iдоп.

Iдоп. определяется по формуле



где  - сумма приведенных моментов инерции звеньев связанных с начальным звеном постоянным передаточным отношением и обладают маховыми массами, которые влияют на закон движения начального звена.

 =341293кг\*м2,

=5=750 кг\*м2

=403424-341293-750=61381 кг\*м2

1.12 Габаритные размеры и масса маховика

Маховик может быть выполнен в двух видах: в форме сплошного диска или обода со шлицами и ступицей. В осевом сечении обод маховика имеет форму прямоугольника, стороны которого определяются наружным D2 и внутренним D1 диаметрами и толщиной b.

1) маховик – обод со шлицами и ступицей:

наружный диаметрD2 =0.437\*=0.437\*=3.96м;

внутренний диаметрD1= 0.8\* D2=0.8\*3.96=3.17м;

ширина ободаb=0.2\* D2=0.79м;

масса обода m=6123\*( D22- D21)\*b=2725кг;

2)маховик – диск:

диаметрD=0.366\*=0.366\*=3.32м;

ширинаb=0.2\*D=0.2\*3.32=0.66м;

массаm=1230\*D3 =4501кг;

1.13 График (приближенный) угловой скорости 

Этот график получаем совершая переход от графика Т1 , т.е. определяем масштаб угловой скорости по формуле

;

=0.0955\*403424\*0.161=6203мм/рад\*с-1;

Расстояние от линии  до оси абсцисс находим по формуле:

=

=0.161\*6203=998мм.

1.14 Определение кинетической энергии механизма в начальный момент времени

Кинетическая энергия механизма в начальный момент времени определяется по формуле:



=+

т.к. =0, то ==403424 кг\*м2

=5229Дж

1.15 Выбор электродвигателя и учет его механической характеристики

Определение работы Асц. силы сопротивления постоянны соответственно на рабочем и холостом ходах.



=753.6\*1.8+273.6\*1.8=1849Дж



1849\*100/60=3081Вт

Передаточное отношение:



=950/100=9.5

Коэффициент полезного действия:



=0.86



=3081/0.86=3583Вт

Определяем среднюю частоту вращения электродвигателя:



=100\*9.5=950

По средней частоте вращения электродвигателя выбираем марку двигателя. Двигатель асинхронный трехфазный единой серии 4А с повышенным скольжением. Синхронная частота вращения 1000об/мин.

Параметры электродвигателя приведены в таблице 4.

Таблица 4. Параметры электродвигателя.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип двигателя | Номинальная мощность при ПВ=40%, кВт | При номинальной мощности | | / | / | mD2,кг\*м2 |
| Скольжение % | Частота вращения, об/мин |
| 4АС132S6У3 | 6.3 | 6.0 | 940 | 1.9 | 2.1 | 16\*10-2 |



рад/с



=36.6 н\*м



=69.54 н\*м



=2.1\*36.6=76.86 н\*м

=0.25.(mD2)

=0.25\*0.16=0.04кг\*м2

2. Силовой расчет механизма

2.1 Исходные данные для силового расчёта механизма

Угловая координата кривошипа для силового расчёта = 150° Моменты инерции звеньев механизма = 403424 кг\*м2 ,13s = 1кг\*м2 Массы звеньев механизма т1 = 2725кг,т5 = 1095.6кг

В заданном положении механизма: угловая скорость



угловое ускорение



где =-175.06н\*м - приведённый суммарный момент,

=1985.5кг\*м2 – приведенный момент инерции,

=154.8кг\*м2кг/рад - производная приведённого момента инерции,

-175.06/1985.5-0.1612\*154.8/2\*1985.5=0.058рад/с2,

сила сопротивления действующая на звене 5 

2.1 Построение планов скоростей и ускорений

2.2.1 Построение плана скоростей

Линейную скорость точки A звена 1 находим по формуле для вращательного движения



На плане скорость  изображается отрезком pvA. Зададимся величиной этого отрезка рVA = 90мм и определим масштаб плана скоростей:

= 1000мм/м\*с-1

Для нахождения скорости точки К звена 3 составим векторное уравнение сложного движения:



из графического решения этого уравнения устанавливаем значения скорости

мм

мм

Скорость точки D и центра масс звена 3 определяем пропорциональным делением отрезков плана скоростей:

 105мм

 52мм

м/с

м/с

Угловую скорость звена 3 находим по следующей формуле:

0.042рад/с

Для определения скорости точки Е звена 5 составим векторное уравнение сложного движения



из графического решения этого уравнения находим значения скорости

м/с

м/с

2.2.2 Построение плана ускорений

Ускорение точки А звена 1 определяем по формуле вращательного движения



где  - нормальная составляющая ускорения,

=0.1612\*0.54=0.014м/с2 ,

где  - тангенциальная составляющая,

=0.0031м/с2 ,

Задаемся величиной отрезка = 31мм изображающего на плане ускорений тангенциальную составляющую, и устанавливаем масштаб.

10000мм/мс-2 ,

Ускорение точки А звена 3 определяется совместным решением векторного уравнения сложного движения точки К относительно точки А.



где  - ускорение Кориолиса точки К в относительном движении относительно точки А.

=2\*0.042\*0.035=0.003м/с2 ,

и уравнения вращательного движения звена 3,



где  - нормальная составляющая ускорения,

0.0422\*1.96=0.005м/с2 ,

где  - тангенциальная составляющая,

Тангенциальные составляющие ускорений найдем из плана ускорений,



0.0052 .

Ускорение точки D и центра масс звена 3 определим методом пропорционального деления отрезков плана ускорений:

 92мм

 46мм





По величине тангенциальной составляющей находим угловое ускорение звена 3

0.0052/1.96=0.0026рад/с2 ,

Ускорение точки Е звена 5 определяется из решения векторного уравнения сложного движения точки Е относительно точки D.



Из плана ускорений

0.0073

=56/10000=0.0056 .

2.3 Определение главных векторов и главных моментов сил инерции

Главные векторы сил инерции





Главные моменты сил инерции

Для звена 1

Для звена 3

2.4 Кинетостатический силовой расчет механизма

2.4.1 Силовой расчет группы звеньев 4-5

В начале рассмотрим звено 4. Векторное уравнение сил:

Из этого уравнения следует, что сила  и приложена в точке D к звену 4. Сумма моментов для звена 4 относительно точки D позволяет вычислить момент в поступательной паре Е образованной звеньями 4 и 5.

 М45 =0,

Векторное уравнение сил для группы звеньев 4-5 дает возможность графически определить значение сил  и ,

Строим план сил в масштабе 0.2 мм/н и находим

=760н, =342н

2.4.2 Силовой расчет группы звеньев 2-3

На первом этапе рассматриваем равновесие звена 2 и составляем для него векторное уравнение сил

Из этого уравнения следует, что  и приложена в точке А перпендикулярно к звену 2.

Сумма моментов для звена 2 относительно точки К позволяет вычислить момент в поступательной паре образованной звеньями 2 и 3.

 М23 =0,

Затем составляем уравнение моментов относительно точки С для группы звеньев 2-3, из которого находим значение силы :





где  =2.47м, =1.96м

(760\*2.47+0.0026)/1.96=758.76н

Векторное уравнение сил для группы звеньев 4-5 дает возможность графически определить вектор  по модулю и направлению:

Строим план сил в масштабе 0.2 мм/н и находим

24/0.2=120н.

2.4.3 Силовой расчет начального звена 1

Векторное уравнение сил для звена 1 позволяет графически определить вектор  по модулю и направлению:

Строим план сил в масштабе 0.2 мм/н и находим

758.76Н

Сумма моментов для звена 1 относительно точки О позволяет вычислить значение движущего момента:

где  =0.14м,

=758.76\*0.14-343.98=-276.34н/м,

Сравнивая приведенный момент, определенный в силовом расчете, со средним движущим моментом, найденным на первом листе, проведем оценку точности:

(276.34-295)/295\*100=4.89%

3. проектирование зубчатых передач планетарного редуктора

3.1 Построение профиля зуба колеса, изготовляемого реечным инструментом

3.1.1 Расчет параметров зубчатой передачи

Для построения зубчатой передачи воспользуемся разработанной ранее программой ZUB,которая позволяет рассчитать необходимые коэффициенты и качественные показатели в зависимости от величины смещения режущего инструмента.

Заданные параметры для расчета:

1. число зубьев шестерни Z1=13;
2. число зубьев колеса Z2=23;
3. модуль зуба m=8
4. угол наклона линии зубьев по делительному цилиндру =00;
5. параметры инструмента:=200,h\*=1,с\*=0,25;

Рассчитанные параметры, представлены в виде таблице в приложении. По этим параметрам строим график по оси абсцисс которого отложим X1,а по оси, ординат - значение S\*a b и коэффициента перекрытия , ,. Добиться того, что бы все качественные показатели одновременно были хорошими трудно. При выборе коэффициента смещение необходимо учитывать.

1. проектируемая передача не должна заклинивать;
2. коэффициент перекрытия проектируемой передачи должен быть больше допустимого(>[
3. зубья у проектируемой передачи не должны быть подрезаны и толщина их на окружности вершин должна быть больше допустимой(Sa>[ Sa]).

Значения коэффициента X1,X2 должны быть такими, что бы предотвратить все перечисленные явления. Расчетные коэффициенты должны быть выбраны так, что бы не было подрезания зубьев. Отсутствие подрезания обеспечивается при наименьшем, а отсутствие заострения – при максимальном значении коэффициента перекрытия, должно выполняться неравенство

X1max>X1>X1min

Значение X1min приведено в приложение .Максимальный коэффициент смещения получается графическими построениями.X1min=0,240,а X1max=0,93.

Из данного неравенства определяем Х1=0,6.

3.1.2 Построение станочного зацепления

Профиль зуба изготовляемого колеса воспроизводиться, как огибающая ряда положений исходного производящего контура реечного инструмента в станочном зацеплении. При этом эвольвентная часть профиля зуба образуется прямолинейной частью исходного производящего контура реечного инструмента, а переходная кривая профиля зуба – закругленным участком.

Построения производятся следующим образом.

1. Проводим делительную dw1 и основную db1 окружности, окружности вершин da1 и впадин df1.
2. Откладываем от делительной окружности с учетом знака смещения x1m и проводят делительную прямую исходного производящего контура реечного инструмента. Эта прямая проходит выше делительной окружности колеса, что соответствует положительному смещению инструмента x1m . На расстоянии ha\* m верх и вниз от делительной прямой проводят прямые граничных точек ,а на расстоянии (hc\*m+C\*m) - прямые вершин и впадин; станочно-начальную прямую Q-Q проводят касательной к делительной окружности в точке Р0 (полюс станочного зацепления).
3. Проводим линию станочного зацепления N0 Р0 через полюс станочного зацепления Р0 касательно к основной окружности в точке N0 эта линия образует с прямыми исходного производящего контура инструмента углы .
4. Строим исходный производящий контур реечного инструмента так , чтобы ось симметрии впадины совпадала с вертикалью. Симметрично относительно вертикали РО строим профиль второго исходного производящего контура. Расстояние между одноименными профилями зубьев сходного контура равно шагу р=m .
5. Строим профиль зуба проектируемого колеса, касающегося профиля исходного производящего контура.

Для построения ряда последовательных положений профиля зуба исходного производящего контура проводим вспомогательную прямую касательно к окружности вершин. Фиксируем точку пересечения линий и прямолинейной частью профиля инструмента, и центра закругленного участка профиля в точку L.Далее строим круговую сетку , с помощью которой производим обкатку зуба проектируемого колеса исходным производящим контуром. Получаем эвольвентный профиль зуба. Далее производим копирование зубьев по делительной окружности.

3.2 Построение проектируемой зубчатой передачи

Построение производим используя приложение.

1. Откладываем межосевое расстояние аw и проводим окружности dw1 dw2 делительные d1, d2, и основные db1, db2, окружности вершин dа1, dа2, и впадин df1, df2,

Начальные окружности касаются в полюсе зацепления. Расстояние между делительными окружностями по осевой линии равно ym. Расстояние между окружностями вершин одного колеса и окружностями впадин другого, измеренное по оси, равно С\*m .

1. Через полюс зацепления касательной к основным окружностям колес проводим линию зацепления. В точке касания N1 и N2 называются предельными точками линии зацепления. Буквами В1 и В2 отмечена активная линия зацепления ,точка В1 – точка начала зацепления , точка В2 - точка конца зацепления.

Зубья шестерни копируем из построения станочного зацепления, а зубья зубчатого колеса получаем графическим построением.

3.3 Расчет планетарного редуктора

Для расчета планетарного редуктора предварительно задана его схема с к=3. Передаточное отношение:





в тоже время:



где - общее передаточное отношение,

- передаточное отношение планетарного редуктора,

- передаточное отношение зубчатой передачи,

23/13=1.7

Отсюда находим передаточное отношение планетарного редуктора .

=9.5/1.7=6

Уравнение передаточного отношения:



Уравнение соосности:



или при m12=m34

Z1+Z2=Z4-Z3

Уравнение сборки имеет вид:



Условие совместимости при Z2>Z3:

>

Решение проводим методом сомножителей. Из условия передаточного отношения определяем числовое значение , и полученное число раскладываем на сомножители А, В, С, D, которым числа зубьев Z1,Z2,Z3,Z4, должны быть соответственно пропорциональны. Чтобы обеспечить соосность механизма  вводят дополнительные множители.



С учетом условий соосности получаем:

Z1=A(D-C)q

Z2=B(D-C)q

Z3=C(A+B)q

Z4=D(A+B)q

Общий множитель q подбираем так, чтобы числа зубьев были целыми и Z1>17, Z2>17, Z320, Z485,Z4- Z38.

Из изложенного выше находим числа зубьев зубчатых колес:

BD=AC

Z1=2 (2-1)\*10=20

Z2=80(2-1)\*10=50

Z3=25(2+5)\*10=70

Z4=700(2+5)\*10=140

Проверка условия сборки:

20\*6\*(1+3\*1)/3=160 – условие выполнено

Проверка условия соседства:

Sin60>(50+2\*1)/(50+20)=0.74<0.866 – условие выполнено

На третьем листе проекта изображена схема планетарного редуктора и определены скорости точек контакта зубчатых колес.

4. Проектирование кулачкового механизма

4.1 Построение кинематических диаграмм методом графического интегрирования

Заданный закон движения толкателя – прямолинейный симметричный. График скорости Vb=f(t) толкателя можно получить методом графического интегрирования из графика ускорения толкателя, а график перемещения толкателя – методом графического интегрирования из графика скорости толкателя.

Масштаб по оси абсцисс определяем по формуле:



где b – база графика, мм,

 - угол рабочего профиля кулачка,

в нашем случае b =240мм, 

103.4мм/рад

Для соблюдения равенства масштабов отрезки интегрирования К в обоих случаях должны быть равны или равными 103.4мм/рад.

Масштаб перемещения:



где  - максимальная ордината на графике перемещений центра ролика толкателя, мм h – ход толкателя(по условию=0.039м).

Из графика перемещений находим, что =64мм,

=64/0.039=1641мм/м

Масштаб передаточной функции скорости:

=1641\*40/103.4=634.8мм/(мрад-1)

Масштаб передаточной функции ускорения:

=634.8\*40/103.4=245.6мм/(мрад-2).

4.2 Определение основных размеров кулачкового механизма

Для определения минимального радиуса кулачка r0 необходимо построить область допустимых решений. Для этого строим график зависимости перемещения толкателя от его скорости. Перемещение будем откладывать по дуге перемещения толкателя, а скорость – по лучам проведенным из оси вращения толкателя до центра толкателя.

Из крайних левой и правой точек от перпендикуляра к лучам отложим допустимые углы давлений (по условию =45о). Там, где эти прямые пересекутся получится точка О. Расстояние от начала координат до точки О и есть минимальный радиус кулачка.

4.3 Построение профиля кулачка

При графическом построении профиля кулачка применяют метод обращения движения: всем звеньям механизма условно сообщают угловую скорость, равную . При этом кулачок становится неподвижным, а остальные звенья вращаются с угловой скоростью, равной по величине, но противоположной по направлению угловой скорости кулачка.

При построении профиля кулачка из центра – точки О проводят окружность радиусом r0 . Затем отмечают на окружности заданный рабочий угол кулачка  и делят полученный сектор на части(их количество должно быть равно количеству отрезков разбиения на графике). На каждом полученном радиусе откладывают соответствующее перемещение толкателя в масштабе и соединяют полученные точки плавной кривой. Таким образом получают теоретический (центровой) профиль кулачка.

Для получения конструктивного (рабочего) профиля кулачка строят эквидистантный профиль, отстоящий от центрового на величину радиуса ролика. Он получается как огибающая к дугам, проведенным из произвольных точек центрового профиля радиусом ролика.

Радиус ролика выбирается соотношением : Rp=(0.25-0.4)r0 .

Так как полученный минимальный радиус кулачка в нашем случае равен 110мм, возьмем радиус ролика равный :

Rp=0.3\*110=33мм.

В конце строим график зависимости угла давления от положения толкателя. Для этого в каждой точке теоретического профиля проводим нормаль и измеряем угол между этой нормалью и радиусом. Этот угол откладываем на оси ординат. Полученные точки соединяем плавной линией.

Вывод

По первому листу:

1) Динамическая модель машины с числом степеней свободы w =1 представляет звено приведения с моментом инерции суммарным моментом. Значения Jnp и Мпр не зависят от скорости звена приведения.

2) Расчет показал, что в состав первой группы звеньев надо ввести дополнительную маховую массу - маховик, который обеспечивает колебания угловой скорости  в пределах, заданных коэффициентом неравномерности. Этот маховик устанавливается на валу электродвигателя.

Необходимый момент инерции маховика Jmax приблизительно равен J1необ.

По второму листу:

1) Полученная погрешность при определении моментов, действующих на первое звено, составляет приблизительно 5 %. Она возникает из-за неточности построений плана ускорений и графиков сил (а, следовательно, и неточности определения численных значений ускорений и сил) и из-за незначительной погрешности линейки.

2) Так как целью второго листа была также и проверка первого, то можно сказать, что первый лист выполнен правильно, потому что погрешность небольшая.

По третьему листу:

1) Коэффициент смещения инструмента для зубчатого зацепления выбран исходя из следующих факторов: недопустимости подрезания, заострения зубьев и недопустимости взаимного внедрения профилей при работе.

2) При расчете планетарного механизма числа зубьев находились подбором, при этом использовался метод сомножителей, соседства, сборки и условие целого числа зубьев.

По четвертому листу:

Кулачок спроектирован по заданному закону движения с учетом допустимого угла давления.