**Содержание**

Задание для курсового проектирования

Введение - цели и задачи курсового проектирования

1. Синтез и динамический анализ основного механизма

2. Силовой анализ рычажного механизма

3.Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления

4. Синтез кулачкового механизма

Литература

**Введение**

Курсовой проект по дисциплине «Теория механизмов и машин» состоит из графической части и расчетно-пояснительной записки. Включает в себя четыре основных раздела:

1. Синтез и динамический анализ основного механизма.

2. Силовой анализ рычажного механизма.

3. Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления и синтез планетарного механизма.

4. Синтез кулачкового механизма.

В первом разделе курсового проекта выполняется проектирования основного рычажного механизма, рассчитывается момент инерции маховика и определяется истинный закон движения звена приведения.

Во втором разделе рассчитываются силы и моменты инерции, приложенные к звеньям, определяются неизвестные реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент.

В третьем разделе проводится расчет геометрических параметров, контрольных размеров, качественных и кинематических характеристик эвольвентного зубчатого зацепления. Проводится оценка спроектированной передачи по всем вышеизложенным параметрам. Исходные данные выбираются в соответствии с рекомендациями ГОСТ 16532-70. Здесь же выполняется синтез планетарного механизма.

В четвертом разделе проекта определяются основные параметры кулачкового механизма, и строится профиль кулачка, обеспечивающий заданный закон движения толкателя.

Графическая часть проекта выполняется на четырех листах формата А1 по разделам в соответствии с ГОСТ 2304-68 и ГОСТ 2302-68.

**РАЗДЕЛ I**

**Синтез и динамический анализ основного механизма**.

Целью данного раздела является проектирование основного кривошипно-шатунного механизма, определение длин его звеньев, расчет момента инерции маховика, определение истинного закона движения звена приведения.

* 1. По формуле Чебышева определим степень подвижности механизма:



Согласно классификации Артоболевского механизм состоит из: механизма I класса - кривошип ОА, стойка О.

Структурная группа Ассура II класса, II порядка, II вида. - шатун АВ, ползун В; I(0;1) – II2 (2;3) – структурная форма механизма.

В целом механизм является механизмом II класса – по наивысшему.

* 1. По заданным исходным данным спроектируем основной кривошипно-шатунный механизм:

 м/с;

n1 =  об/мин;



Для этого необходимо определить размеры звеньев, найти положения центров тяжести.

1.2.1. Длину кривошипа lОА вычисляем по формуле:

м

* + 1. Определяем длину шатуна:

 м

* + 1. Определяем масштаб построения:

,

где ОА – отрезок произвольно взятый на чертеже, мм.

Принимаем 

 

* + 1. Определяем длину шатуна:

 мм

1.2.5.Определим положение центра масс шатуна:

м

AS2 = 

* 1. Вычерчиваем в масштабе диаграмму изменения давления, расположив ось абсцисс параллельно перемещению ползуна и разметив ее в соответствии с положениями, занимаемыми ползуном.

 

Рассчитываем значения силы Р для каждого положения поршня и заносим в таблицу 1. Для этого определим площадь сечения цилиндра:

;

м2

 Н

### Значение силы Р Таблица1.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положения | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Р, Н | 0 | 1592 | 960 | 17246 | 17246 | 3562 | 0 | 0 | 0 |

1.4 Строим планы скоростей для соответствующих положений механизма. На планах изображены векторы скоростей, центров масс и их проекции на направление сил тяжести.

Построение начинаем с входного звена, т.е. с кривошипа ОА. Из произвольно взятой точки Pv , являющейся полюсом плана скоростей, откладываем в направлении движении кривошипа вектор из Pv в точку А, выбранной произвольно.

Выбираем Pv a= 100 мм.

Определяем положение центра масс шатуна

 м.

Определяем отрезок на чертеже

 мм

 мм,

где *ab –* отрезок с плана скоростей *,* мм*.*

1.5 Для каждого положения механизма вычислим приведенный момент сил сопротивления , который определяем по методике [1] стр. 8-9.

Используя формулу [1.4] и планы скоростей, определим момент сил для данного механизма.

;

Определим массы звеньев:

5,5кг

,5кг;

кг.

Рассчитываем силы тяжести:

;

 H

 H

 H

Определим моменты движущих сил для всех положений момента и заносим результаты в таблицу 2:



### Результаты вычислений приведенного момента сил сопротивления

Таблица 2.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение |  |  |  |  |  | , Н |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 1 | 0,6 | -1 | 0,6 | -1 | 0,67 | -154 |
| 2 | 1 | -1 | 1 | -1 | 0 | -1202 |
| 3 | 0,85 | -1 | 0,85 | -1 | 0,75 | -2212 |
| 4 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 5 | 0,85 | -1 | 0,85 | -1 | 0,75 | 467 |
| 6 | 1 | -1 | 1 | -1 | 0 | 12 |
| 7 | 0,6 | -1 | 0,6 | -1 | 0,67 | 10,2 |

Строим диаграмму приведенных моментов сил сопротивления в зависимости от угла поворота  звена приведения (кривая 1).

Вычисляем масштаб оси абсцисс ():

 рад/мм

Определяем масштаб диаграммы приведенных моментов сил сопротивления.



, где

 – значение из таблицы 2;

 – произвольно принимаем 100 мм.

 

* 1. Вычислим для полученных положений механизма, значения приведенных моментов инерции звеньев и строим диаграмму приведенного момента инерции всех звеньев  в масштабе:



 мм

Приведенный момент инерции  определим из условия равенства его кинетической энергии, суммарной энергии всех подвижных звеньев механизма по методике [1] стр. 9;10;12 используя формулы (17;18;19) можно записать формулу  для нашего случая:

;

Вычислим  для всех положений и результаты заносим в таблицу 3:



Приведенный момент инерции.

Таблица 3.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение механизма |  |  |  |  |  |  | ,  кг·м2 |
| 0 | 0 | 0 | 0,67 | 0,4489 | 1 | 1 | 0,0567 |
| 1 | 0,6 | 0,36 | 0,82 | 0,6724 | 0,7 | 0,49 | 0,129 |
| 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0,2475 |
| 3 | 0,85 | 0,7225 | 0,9 | 0,81 | 0,7 | 0,49 | 0,19 |
| 4 | 0 | 0 | 0,67 | 0,4489 | 1 | 1 | 0,0567 |
| 5 | 0,85 | 0,7225 | 0,9 | 0,81 | 0,7 | 0,49 | 0,19 |
| 6 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0,2475 |
| 7 | 0,6 | 0,36 | 0,82 | 0,6724 | 0,7 | 0,49 | 0,129 |

1.7 Строим диаграмму избыточных работ  путем интегрирования кривой .

Масштаб оси ординат диаграммы  вычисляем по формуле:

 Дж/мм



* 1. Строим диаграмму среднего приведенного момента на тех же осях и в том же масштабе .

Величину среднего приведенного момента можно определить графическим дифференцированием графика .

* 1. Используя уравнение 

Строим диаграмму изменения запаса кинетической энергии .

Определим масштаб оси ординат этой диаграммы:

,

где

k – коэффициент пропорциональности, в нашем случае k=1;

 Дж/мм.

* 1. Определяем момент инерции дополнительной массы (маховика) обеспечивающий вращение ведущего звена с заданным коэффициентом неравномерности =1/55 и закон его движения.

Динамический синтез механизма проводим методом Виттенбауэра.

Метод Виттенбауэра.

Строим диаграмму «Энергия-масса» путем совместного графического решения двух графиков  и , исключая параметр .

Для удобства построения диаграммы повернем на угол 90°.

На диаграмме и Е отмечаем соответственно точки 1' и проводим через них горизонтальную и вертикальную линии, на пересечении которой отмечаем точку 1, повторив процедуру получим остальные точки. Полученные точки соединяем плавной линией, строим диаграмму «Энергия-масса».

* 1. Проведем под углами max и min касательные к кривой «Энергия-масса». Точки пересечения этих касательных с осью ординат обозначаем А и В. Значение tg этих углов вычислим по формулам:





1°27'





1°24'

 рад/сек

* 1. Определяем момент инерции маховика, обеспечивающий вращения звена приведения с заданным коэффициентом =0,022.

,

где АВ отрезок на оси ординат кривой, «Энергия-масса».

 кг м2

1.13 Определим значение угловой скорости звена приведения во всех положениях кривошипа, для этого воспользуемся диаграммой «Энергия-масса».

Расчет угловой скорости ведем по формуле:

,

где KL – ордината диаграммы «Энергия-масса» в требуемом положении;

BL – абсцисса диаграммы «Энергия-масса» в требуемом положении.

Вычислим угловую скорость для каждого положения:



Вычислим изменение угловой скорости для каждого положения:





Результаты вычислений угловой скорости заносим в таблицу 4.

Исходные данные и результаты вычислений к ,с-1

Таблица 4.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Положения маховика | KL | к ,с-1 | ∆к |
| 0 | 40 | 29,82 | 0,2 |
| 1 | 46 | 29,88 | 0,26 |
| 2 | 42 | 29,58 | -0,03 |
| 3 | 18 | 29,54 | -0,077 |
| 4 | 1 | 29,354 | -0,266 |
| 5 | 12 | 29,47 | -0,149 |
| 6 | 24 | 29,60 | -0,02 |
| 7 | 32 | 29,71 | 0,09 |
| 8 | 40 | 29,82 | 0,2 |

По полученным значениям строим график изменения угловой скорости ∆wi= ∆wi(1), относительно прямой, совпадающей со значением угловой скорости звена приведения:



 

Вывод: входное звено вращается с переменной угловой скоростью и переменным ускорением, за счет действия переменных нагрузок. Т.к. >0, то маховик нужен, чтобы обеспечить заданную неравномерность хода  =0,0182.

**РАЗДЕЛ II**

**Силовой анализ рычажного механизма**

Силовой анализ механизма заключается в нахождении неизвестных сил и моментов, приложенных к каждому звену исследуемого механизма, в частности реакции в кинематических парах.

Чтобы выполнить силовой расчет необходимо определить внешние силы и моменты сил действующих на звенья механизма (движущая сила, силы полезного сопротивления, силы тяжести или сопротивление среды).

Возникновение реакции в кинематических парах обусловлено не только воздействием внешних сил, но и движением звеньев с ускорениями.

Расчет ведем по методу Д'Аламбера, который формулируется следующим образом:

Если к внешним силам, действующим на механические системы, прибавить силы инерции, то такую систему можно рассматривать условно находящуюся в равновесии.

Целью данного раздела является определение реакции в кинематических парах. Расчет ведется в порядке обратном кинематическому анализу, т.е. расчет начинаем с группы наиболее удаленной от ведущего звена.

2.1 Вычерчиваем в масштабе  кинематическую схему механизма соответствующую min и max значениям приведенного момента Мспр сил сопротивления:

,

где ОА – отрезок произвольно взятый на чертеже, мм.

Принимаем 

 

* 1. Составляем векторное уравнение для определения скорости в точке В.

;

,

где  – абсолютная скорость точки А.

 м/сек;

 – относительная скорость точки В, направленная перпендикулярно шатуну АВ.

 – относительная скорость точки В, направленная вдоль ползуна.

Определяем масштаб плана скоростей:

 ;

 – произвольно взятый отрезок 150 мм.

Строим план скоростей и с его помощью определенной скорости точек механизма и угловую скорость звена.

 м/с

 м/с

 м/с

 c-1.

2.3 Для определения ускорений составляем систему векторов ускорений:



,

где  – ускорение точки А.

Ввиду того, что ∆wmax мала, принимаем, что кривошип вращается с постоянной угловой скоростью w1= const.

Угловое ускорение кривошипа , тогда .

 м/с-2;

 м/с-2;

 – вектор ускорения точки Во принадлежит стойке 

 – вектор Кориолисова ускорения;

 – вектор относительного ускорения, известен только по направлению.

Определяем масштаб плана ускорений по формуле:



где  − выбираем произвольно.

Построение плана ускорений помогает определить абсолютные и относительные ускорения точек и угловые ускорения звеньев механизма для выбранных положений.

 м/с -2;

 м/с-2;

 м/с-2;

 с-2

2.4 Определяем величины главных векторов сил инерции Ри и его главных моментов Ми:

 H;

 H;

 .

Момент сил инерции Mu2 заменим парой сил

 Н

2.5 Определяем реакции в кинематических парах методом плана сил. Для этого вычерчиваем в масштабе l группу Ассура и прикладываем к ней силу Р; силы тяжести G2 и G3 и силы инерции Ри2 и Ри3; моменты сил инерции Mu2, реакцию R03; реакцию кривошипа на шатун R12, которую раскладываем на нормальную и тангенциальную.



Реакцию  определим из уравнения равновесия моментов сил действующих на звено 2 (шатун АВ) относительно точки В.

В уравнении берем слагаемые со знаком «+», если момент создаваемый силой направлен против часовой стрелки, и со знаком «–», если по часовой стрелки.







Записываем векторное уравнение всех сил:



Значения сил

Таблица 5.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положения механизма |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 3 | 16500 | 295 | 54 | 619 | 17246 | 54 | 514 | 3200 | 16700 |

Неизвестные реакции  и  определим графическим построением плана сил в масштабе:

;

**2.6 Производим силовой расчет входного звена**

К звену приложены сила реакции  в точке А, сила тяжести G1 в точке 0, неизвестная по величине и направлению реакции R01 в точке 0 и неизвестна по величине уравновешивающая сила Рур в точке А.

Силовой расчет ведущего звена сводится к определению уравновешивающей силы, которую определяем из уравнения моментов.

М0 = 0 (сумма моментов относительно точки 0 должна быть равна 0)





Рассчитаем Рур для3-ого положения:



Таблица 6. Значения сил

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение механизма |  |  |  |  |
| 3 | 14473 | 2698 | 16700 | 11000 |



Реакция R01 стойки на звено определим в результате графического решения векторного уравнения равновесия сил:



2.7 Методом рычага Жуковского определим уравновешивающую силу. Рычаг Жуковского представляет собой план скоростей, повернутый на 90° вокруг своей оси, в соответствующих точках, которого, приложены все внешние силы инерции, а так же моменты, действующие на звенья механизма.



Записываем векторное уравнение всех сил:



Рычаг Жуковского будет в равновесии, если к нему приложить уравновешивающую силу и моменты.





2.8 Сравним полученные значения Рур, рассчитанные по методу плана сил и методом рычага Жуковского.



Вывод: Проведя силовой анализ механизма, определили реакцию опор, нашли уравновешивающую силу, выяснили, что на данный механизм влияют силы инерции.

**РАЗДЕЛ III**

**Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления**

Задачами проектирования является выбор исходных данных, расчет геометрических параметров, контрольных размеров, качественных показателей и кинематических параметров эвольвентного зубчатого зацепления. Исходные данные для расчета:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование параметра | Обозначение | Значение |
| Число зубьев шестерни |  | 14 |
| Число зубьев колеса |  | 27 |
| Модуль | m | 2,5 мм |
| Угол наклона |  | 0° |
| Угол профиля |  | 20° |
| Коэффициент высоты головки |  | 1 |
| Коэффициент граничной высоты |  | 2 |
| Коэффициент радиального зазора | с\* | 0,25 |
| Коэффициент смещения у шестерни |  | 0,826 |
| Коэффициент смещения у колеса |  | 0,399 |

3.1 Рассчитываем передаточное число зубчатых колес:



Выбираем коэффициент смещения по таблице 4,5,6 стр. 67,68 [5] по передаточному отношению х1 и х2.

Определяем коэффициент суммы смещения:



Определяем угол зацепления:



26°38'

###### Определим межосевое расстояние:

мм

3.2 Рассчитываем диаметр зубчатых колес.

Определяем делительный диаметр шестерни и колеса:

мм

мм

Определяем начальный диаметр шестерни и колеса:

мм

мм

Определяем коэффициент воспринимаемого смешения:

мм

Определим делительное межосевое расстояние:

мм

Определяем коэффициент уравнительного смещения:

мм

Определяем диаметр вершины зубьев шестерни и колеса:

мм;

мм

Определяем диаметр впадины шестерни и колеса:

мм

мм

Проверка вычислений межосевого расстояния:

мм;

мм.

3.3 Рассчитываем размеры для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев.

Определяем нормальную толщину шестерни и колеса:

мм;

мм.

3.4 Рассчитываем размеры для контроля номинальной поверхности зуба.

Определяем основной диаметр шестерни и колеса:

мм

мм

Определяем угол профиля зуба в точке на окружности вершин шестерни и колеса:

;

40°30'



30°30'

Определяем радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке шестерни и колеса:

мм;

мм.

3.5 Рассчитываем размеры для контроля взаимного положения одноименных профилей зубьев.

Определяем шаг зацепления:

мм.

Определяем делительный шаг окружности:

мм.

Определяем осевой шаг:



3.6 Проверим качество зацепления по геометрическим показателям.

Определим коэффициент наименьшего смещения шестерни и колеса:

.

Проверим отсутствия интерференции зубьев.

Определим радиус кривизны в граничной точке профиля зуба шестерни и колес:





Определяем коэффициент торцевого перекрытия:



###### 3.7 Расчет кинематических параметров

Определяем удельное скольжение профиля зуба в заданной точке шестерни и колеса:

− в нижней точке зуба:





− на вершине зуба:





Строим картину эвольвентного зацепления по методике [4] стр.18-20 в масштабе:



**РАЗДЕЛ IV**

### **Синтез кулачкового механизма**

Синтез кулачкового механизма заключается в определении основных геометрических параметров кулачкового механизма и построении профиля кулачка, обеспечивающий заданный закон движения толкателей.

Основные геометрические параметры кулачкового механизма определяют по заданному закону движения и условию обеспечения допустимого угла давления для механизмов с поступательно-движущимся роликовым толкателем.

Для толкателя характерными являются 4 фазы движения:

1. Фаза подъема, определяемая углом поворота кулачка, и обозначается 

2. Фаза верхнего выстоя 

3. Фаза опускания 

4. Фаза нижнего выстоя 

По заданному закону движения толкателя



Строим аналог ускорений.

Для этого определим рабочий угол кулачка:





###### Определим масштабы диаграмм:





Масштаб времени:





Масштаб ускорений:





Масштаб скорости:



Определяем минимальный радиус кулачка по методу Геронимуса. Для этого строим диаграмму S=S(φ1).

При этом масштабе на обеих осях должны быть между собой равны .

В случае неравенства указанных масштабов определяется угол v, под которым проводится наклонная прямая MN. Угол v откладываем на горизонтальной оси в сторону, обратную вращению кулачка.

=54°20'

К полученной кривой проводим касательные АВ и СД под углом 63°.

rmin = OС0=м

Построение профиля кулачка ведём по методике, описанной в [3] стр.15.

Область, ограниченная углом ВО1Д будет зоной расположения возможных центров вращения кулачка.

Определим радиус ролика :

r< 0,7min = 0,7x17=11,9мм

r< 0,4 Rmin = 0,4x34=13,6мм

За радиус ролика принимаем меньшее из меньшего значения r = 10 мм

Через точки 1 /,2 / и т.д. проводим касательные, которые пересекаясь с соответствующими окружностями дадут центровой профиль кулачка. Практический профиль вычерчивается, как огибающая окружностей, проведенных из центров, расположенных на центровом профиле, радиусом ролика.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Методические указания к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин,− Курган, КМИ, 1984г.

2. Силовой расчёт механизмов. Методические указания к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин, Курган, КМИ, 1992г.

3. Синтез кулачковых механизмов. Методические указания к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин, Курган, КМИ, 1985г.

4. Проектирование эвольвентного зацепления и планетарного механизма с применением ЭВМ. Методические указания к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин, Курган, КМИ, 1989г.

5.Кореняко А.С., Курсовое проектирование по теории механизмов и машин, М.−Л., изд. Машиностроение, 1964г. 324с.