Аннотация

Сидорова Е.А. Исследование плоского рычажного механизма и проектирование прямозубой цилиндрической передачи. Плоский рычажный механизм, со степенью подвижность *W*=1 имеет пять подвижных звеньев и семь кинематических пар пятого класса. – Златоуст: ЮУрГУ, технология машино- строения; 2021, 31с., 18 таблиц, 4 листа чертежей один ф.А4 и два ф. А1

Задачи данного курсового проекта включают в себя структурный анализ механизма, кинематическое исследования, геометрический расчет основных размеров зубчатой передачи и вычерчивания зацепления.

Решение этих задач неизбежно связано с созданием современной машины, что требует от конструктора всестороннего анализа его проекта. Конструкция должна удовлетворять многочисленным требованиям, которые находятся в противоречии.

Содержание

[Введение 3](#_Toc69936662)

[1 Исследование плоского рычажного механизма 5](#_Toc69936663)

[1.1 Исходные данные для исследований 5](#_Toc69936664)

[1.2 Вычерчивание кинематической схемы в выбранном масштабе длины 6](#_Toc69936665)

[1.3 Структурный анализ механизма 6](#_Toc69936666)

[2 Кинематическое исследование 8](#_Toc69936667)

[2.1 Графо – аналитический метод 8](#_Toc69936668)

[2.2 Метод кинематических диаграмм 11](#_Toc69936669)

[2.3 Аналитический метод 16](#_Toc69936670)

[2.4 Сравнительный анализ методов исследования. 19](#_Toc69936671)

[2.5 Выводы по кинематическому исследованию. 21](#_Toc69936672)

[3 Геометрический расчет прямозубой зубчатой передачи. 23](#_Toc69936673)

[3.1 Выбор коэффициентов смещения с учетом качественных требований к передаче. 23](#_Toc69936674)

[3.2 Проверка полученных качественных показателей. 25](#_Toc69936675)

[3.3 Вычерчивание зубчатой передачи. 26](#_Toc69936676)

[4.3 Выводы по геометрическому расчету прямозубой зубчатой передачи. 28](#_Toc69936677)

[Заключение 30](#_Toc69936678)

[Список литературы. 31](#_Toc69936679)

# Введение

Машиностроение – одно из основных отраслей в промышленности. От уровня развития машиностроения, от степени совершенствования машин в значительной степени зависит производительность и эффективность труда. Развитие современной науки и техники неразрывно связано с созданием новых машин, повышающих производительность и облегчающих труд людей.

Создание новых, более совершенных машин и механизмов требует развития существующих и разработки новых инженерных методов анализа и синтеза их. В решении этих задач важнейшая роль принадлежит теории механизмов и машин. В теории машин и механизмов рассматриваются научные основы построения механизмов и машин, а также методы их исследования.

При проектировании машин должны реализовываться мероприятия по повышению уровня и качества продукции машиностроения. В связи с этим должны решаться основные проблемы, связанные с конструированием машин:

1. Повышение надежности и ресурса машин.
2. Уменьшение энергозатрат путем уменьшения трения и повышения КПД механизмов.

Создание современной машины требует от конструктора всестороннего анализа ее проекта. Конструкция должна удовлетворять многочисленным требованиям, которые находятся в противоречии. Например, минимальная динамическая нагруженность должна сочетаться с быстроходностью, достаточная надежность должна обеспечиваться при минимальных габаритах и массах. Расходы на изготовление и эксплуатацию должны быть минимальными, но обеспечивающими достижение заданных параметров [1].

Из допустимого множества решений конструктор выбирает компромиссное решение с определенным набором параметров и проводит сравнительную оценку различных вариантов. Числовых показателей эффективности решения, называемых критериями качества, по которым следует оценивать конструкцию, обычно бывает несколько. Выделяют главные критерии, а вспомогательные показатели используют как ограничения, накладываемые на элементы решения.

Цель курсового проекта – исследование плоско-рычажного механизма и проектирование прямозубой зубчатой передачи.

Для достижения поставленной цели в данном курсовом проекте были решены следующие задачи:

* структурный анализ механизма
* кинематическое и динамическое исследование механизма
* силовой расчёт механизма
* геометрический расчёт основных размеров зубчатой передачи
* вычерчивания зубчатого зацепления

# 1 Исследование плоского рычажного механизма

Проектирование механизмов состоит из трех этапов: структурного анализа, кинематического и динамического исследований. Задачей проектирования механизмов является вывод закономерностей движения входного звена механизма от движения выходного, анализ движения механизма под действием заданных сил и анализа силовых факторов, возникающих между звеньями.

## 1.1 Исходные данные для исследований

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| ω1, с-1 | 20 | m1, кг | 1,1 |
| r, м | 0,11 | m2, кг | 9 |
| l2, м | 0,495 | m3, кг | 8 |
| l4, м | 0,495 | m4, кг | 9 |
| lCS4, м | 0,247 | m5, кг | 8 |
| lBS2, м | 0,247 | Q3, кг | 3500 |
| JS2, кг·м2 | 0,184 | Q5, кг | 3500 |
| JS4, кг·м2 | 0,184 | ϕ, град | 15 |

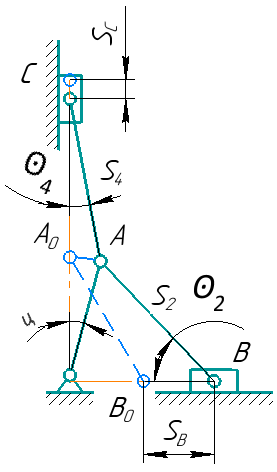


Рисунок 1 – Общий вид исследуемого механизма

## 1.2 Вычерчивание кинематической схемы в выбранном масштабе длины

Первоначально нам необходимо изобразить положение всех звеньев механизма в зависимости от положения ведущего звена. Положения ведущего звена механизма вычерчивается через каждые . Затем строятся положения всех остальных звеньев, в зависимости от положения ведущего звена.

Все графические построения выполняются в масштабе, который и определяет длину отрезков, изображающих звенья. Масштаб длины находится как отношение длины отрезка, изображающего звено к истинной длине этого звена, поэтому и имеет размерность . В данной работе масштаб кинематической схемы принят равным: .

## 1.3 Структурный анализ механизма

Целью структурного анализа механизма является определение его степени подвижности, то есть количества обобщённых координат, полностью определяющих положение механизма относительно стойки. В качестве обобщённых координат удобно принимать параметры, определяющие положение входных звеньев механизма. В этом случае степень подвижности механизма показывает, сколько входных звеньев должен иметь механизм, чтобы его движение было вполне определённым.

Данный плоский рычажный механизм, представленный на рисунке 1, имеет пять подвижных звеньев. При этом у механизма имеется семь кинематических пар пятого класса (0 - 1, 1 - 2, 2 - 3, 3 - 0, 3 - 4, 4 - 5, 5 - 0). По формуле Чебышева (1.1) можно определить степень подвижности механизма.

 (1.1)

где  – степень подвижности механизма,  – количество кинематических пар пятого класса,  – количество кинематических пар четвертого класса.

Согласно всему вышесказанному можно заключить, что , , , а значит

 (1.2)

Согласно классификации Асура – Артоболевского, данный плоский механизм представляет собой механизм второго класса второго порядка.

Согласно классификации Асура, для двухповодковых групп, этот механизм состоит из двух кинематических пар второго вида и кривошипа представлен на рисунке 1.2.

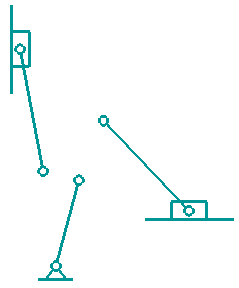


Рисунок 1.2 – Структурный анализ механизма

# 2 Кинематическое исследование

Исследование кинематики данного плоского рычажного механизма проводится графическим, графо – аналитическим и аналитическим методами. Механизм исследуется в двенадцати положениях ведущего звена (кривошипа). Далее производится сравнение результатов и оценка погрешности вычисления.

## 2.1 Графо – аналитический метод

Графо – аналитический метод заключается в построении планов скоростей и ускорений для всех положений механизма. Построение планов происходит по одному алгоритму, поэтому для примера построим план скоростей и ускорений для начального положения механизма.

Для нахождения скорости точки B, составим уравнения, связывающие векторы скоростей точек при плоском движении звена 2:

 (2.1)

(Условимся о таком порядке анализа векторных уравнений. Если известна и величина, и направление вектора – подчеркнем его двумя чертами, если что-то одно – одной чертой.) где - вектор скорости точки B в абсолютном движении. Он направлен вдоль прямой ОB, параллельной направляющей ползуна 3;   
- вектор переносной скорости точки А при плоском движении звена 2, направлен перпендикулярно кривошипу по вращению, приложен в точке и равен ; - вектор скорости точки С в относительном движении, т.е. при вращении звена 2 вокруг точки А. При плоском движении звена этот вектор перпендикулярен шатуну АB.

Так как;;, то уравнение можно записать в форме соотношения между изображающими отрезками: . Эти векторные уравнения содержат две неизвестные величины: VB и VBA, или и. Уравнение решается в форме построения соответствующего контура, называемого планом возможных скоростей: ; ; .

Для нахождения скорости точки S2 – центра масс на шатуне 2 – целесообразно использовать метод пропорционального деления отрезка , на плане возможных скоростей на отрезки и , отношение которых пропорционально отношению отрезков АS2 и S2В на схеме механизма .

Для нахождения скорости точки С, использовать выше описанный метод. Построения производить от того же самого полюса. Заменить звено 2 на звено 4, ползун 3 на ползун 5, точку В на точку С, центр масс S2 на S4.

Результатом выше описанных действий является рисунок 2.1.

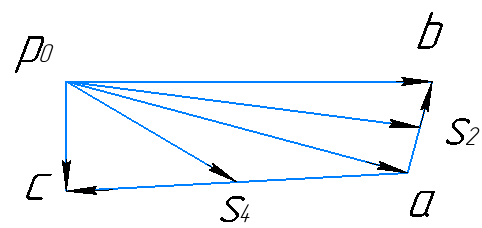


Рисунок 2.1 – План скоростей

Теперь перейдем к построению планов ускорений. Для нахождения ускорения точки “В”, запишем уравнение, связывающие векторы n ускорения точек при плоско параллельном движении звена 2: , где  - вектор, ускорения точки “В”, в абсолютном движении. Он направлен вдоль прямой ОВ, параллельной направляющей ползуна 3. - вектор ускорения точки А, при плоском движении звена 2. Этот вектор равен вектору нормального ускорения точки А, и равен .

Вектор , откладывается от полюса π, направлен от конца кривошипа к его центру (от точки *А* к точке *О*), и параллелен кривошипу. От конца вектора , откладывается вектор , это нормальное ускорение звена 2. Он равен , и направлен параллельно шатуна *АВ*. От конца вектора , откладывается вектор . Это тангенсальное ускорение шатуна *АВ.* Он откладывается перпендикулярно ускорению , и проводится до пересечения с ускорением точки *В*, а вектор соединяющий точку полюса π и конец ускорение , и будет являться ускорением точки *В*.

Для нахождения ускорения точки S2 – надо провести вектор от полюса π до середины отрезка . Так как точка S2 , находится на середине шатуна *АВ*.

Для нахождения ускорения точки С, использовать выше описанный метод. Построения производить от того же самого полюса. Заменить звено 2 на звено 4, ползун 3 на ползун 5, точку В на точку С, центр масс S2 на S4.

Результатом вышеописанных действий является рисунок 2.2.

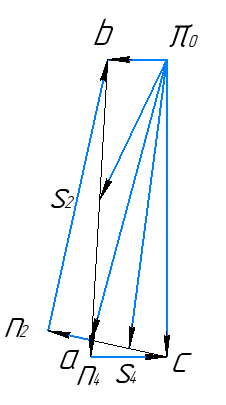


Рисунок 2.2 – План ускорений

По результатам составим таблицу 2.1

Таблица 2.1 – Графоаналитический метод исследования

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № |  | Vb,м/с | Vс,м/с | ab,м/с2 | ac, м/с2 | VS2, м/с | VS4, м/с |
| 0=12 | 15 | 2,26 | 0,64 | -3,19 | 50,97 | 2,21 | 1,20 |
| 1 | 45 | 1,83 | 1,68 | -31,32 | 31,31 | 1,85 | 1,73 |
| 2 | 75 | 0,71 | 2,19 | -51,04 | 3,19 | 1,23 | 2,14 |
| 2' | 90 | 0,00 | 2,21 | -53,73 | -9,52 | 1,10 | 2,20 |
| 3 | 105 | -0,68 | 2,09 | -51,05 | -19,62 | 1,23 | 2,15 |
| 4 | 135 | -1,81 | 1,45 | -31,37 | -30,86 | 1,85 | 1,75 |
| 5 | 165 | -2,26 | 0,53 | -3,14 | -33,97 | 2,21 | 1,21 |
| 5' | 180 | -2,19 | 0,00 | 9,49 | -34,24 | 2,20 | 1,10 |
| 6 | 195 | -2,01 | -0,52 | 19,59 | -34,01 | 2,08 | 1,21 |
| 7 | 225 | -1,35 | -1,41 | 30,86 | -30,89 | 1,63 | 1,75 |
| 8 | 255 | -0,46 | -2,05 | 33,97 | -19,61 | 1,18 | 2,15 |
| 8' | 270 | 0,00 | -2,23 | 34,23 | -9,54 | 1,10 | 2,20 |
| 9 | 285 | 2,22 | 0,61 | -3,15 | 51,03 | 2,21 | 1,20 |
| 10 | 315 | 1,82 | 1,62 | -31,34 | 31,35 | 1,85 | 1,73 |
| 11 | 345 | 0,72 | 2,14 | -50,99 | 3,19 | 1,23 | 2,14 |
| 11' | 360 | 0,00 | 2,15 | -53,79 | -9,51 | 1,10 | 2,20 |

## 2.2 Метод кинематических диаграмм

Для наглядного представления изменения кинематических характеристик какого-либо звена механизма в течении цикла движения механизма используются кинематические диаграммы. Это графические зависимости вида , , .

Для построения примем какое-либо из положений ползуна за начальное. В прямоугольной системе координат отложим по оси абсцисс отрезок В мм (базу диаграммы), изображающий в масштабе *μt*, время полного оборота кривошипа. Разделим базу диаграммы на отрезки, пропорциональные углам поворота кривошипа от одного рассматриваемого положения до следующего.

На соответствующих ординатах графика откладываем расстояния от точки В0 до точки *В* в соответствующем положении, то есть откладываем расстояния В0В0, В0В1, В1В2, и т.д. Соединив концы ординат плавной кривой, получим график .

Так как отрезки В0В0, В0В1, В1В2, снимаются непосредственно с плана механизма, то очевидно μs=μl =400 м/мм.

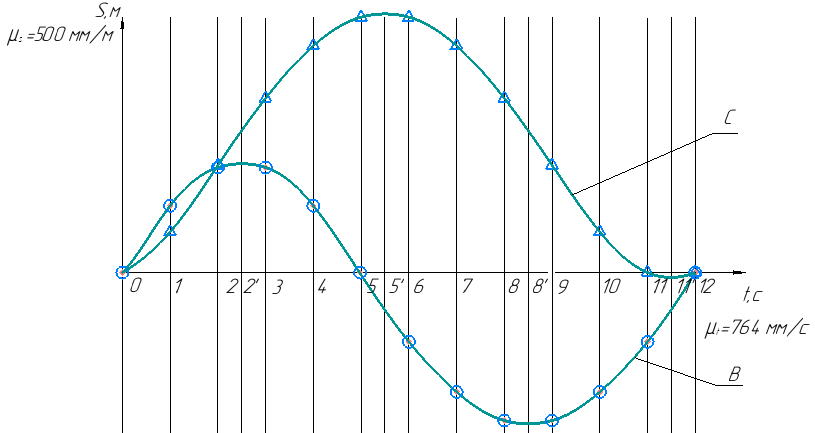


Рисунок 2.3–График скоростей

Имея диаграмму , можно построить диаграмму скорости , используя метод графического дифференцирования. Поскольку , а геометрический смысл производной – это тангенс угла наклона касательной к кривой в данной точке, то можно было бы построить зависимость , измеряя углы наклона касательных к кривой в разных точках. Однако, проведение касательных – операция сложная.

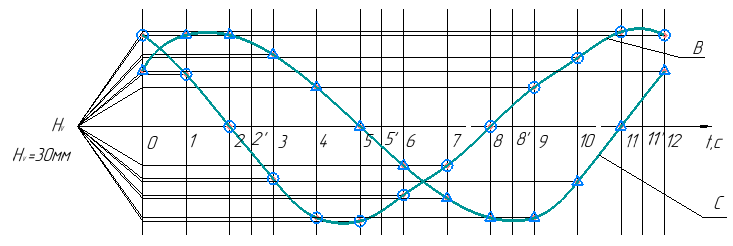
Поэтому рассмотрим графическое дифференцирование по методу хорд.

Порядок построения таков:

1. Заменим участки кривой  на интервалах 0-1, 1-2, 2-3 и т.д. хордами, то есть плавная кривая заменяется ломаной линией.
2. Под диаграммой  располагаем оси координат диаграммы ; на продолжении оси абсцисс этой диаграммы откладываем произвольный отрезок HV – базу дифференцирования.
3. Из полюса проводим лучи параллельные до пересечения с осью ординат диаграммы . Полученные точки сносим параллельно оси абсцисс на соответствующие ординаты, восстановленные из середины интервалов оси абсцисс диаграммы ;
4. Полученные точки 1’, 2’ и т.д. соединяем плавной кривой, которая и является диаграммой .

Выбор отрезка HV определяется желаемым размером графика .

Определим масштаб μV полученной диаграммы скорости. Обозначим элементарное приращение перемещения через dx, а элементарное приращение времени – du. То есть μS , μl , , но . Отрезок, изображающий скорость в середине интервала, обозначим μv, но по построению, , следовательно .

Рисунок 2.4 – График ускорений

Аналогичным способом, дифференцированием графика скорости можно

получить график ускорения, причем , *мм⋅с2/м.*

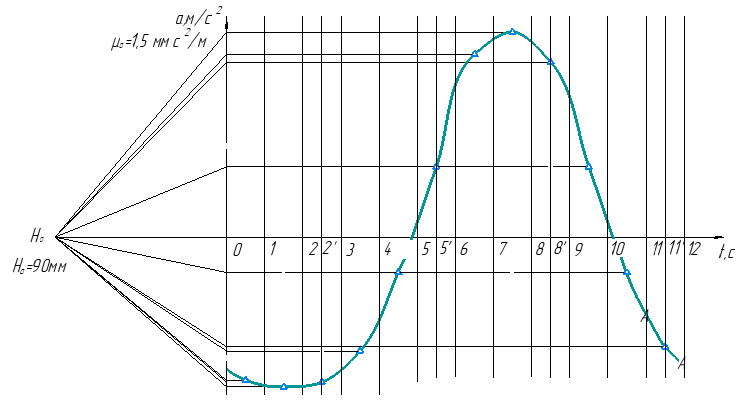


Рисунок 2.5–График ускорений

По результатам составим таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Графический метод исследования

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № |  | Vb, м/c | Vс, м/с | ab, м/с2 | ac, м/с2 |
| 0=12 | 15 | 2,23 | 0,65 | -3,19 | 50,95 |
| 1 | 45 | 1,78 | 1,65 | -31,34 | 31,34 |
| 2 | 75 | 0,66 | 2,16 | -51,00 | 3,17 |
| 2' | 90 | 0,00 | 2,19 | -53,75 | -9,52 |
| 3 | 105 | -0,68 | 2,05 | -51,00 | -19,4 |
| 4 | 135 | -1,78 | 1,43 | -31,34 | -30,84 |
| 5 | 165 | -2,23 | 0,53 | -3,17 | -33,96 |
| 5' | 180 | -2,18 | 0,00 | 9,52 | -34,21 |
| 6 | 195 | -1,97 | -0,50 | 19,57 | -33,96 |
| 7 | 225 | -1,30 | -1,43 | 30,85 | -30,84 |
| 8 | 255 | -0,44 | -2,05 | 33,97 | -19,4 |
| 8' | 270 | 0,00 | -2,19 | 34,20 | -9,52 |
| 9 | 285 | 2,27 | 0,64 | -3,14 | 51,05 |
| 10 | 315 | 1,78 | 1,69 | -31,28 | 31,35 |
| 11 | 345 | 0,71 | 2,19 | -51,01 | 3,23 |
| 11' | 360 | 0,00 | 2,21 | -53,79 | -9,57 |

## 2.3 Аналитический метод

Целью аналитического метода исследования является определение положения, перемещений звеньев, траекторий точек, линейных скоростей и ускорений точек, угловых скоростей и ускорений звеньев с помощью формул.

Как уже было установлено, данный механизм является одноподвижным (W=1). В таких механизмах обобщенной координатой является угол поворота ведущего звена.

Ведущее звено – это звено, которому сообщается движение для приведения в движение других звеньев механизма.

Общий порядок исследования таков. В первую очередь устанавливаются зависимости линейных и угловых координат звеньев механизма от обобщенной координаты. Эти зависимости могут быть получены непосредственно на основании кинематической схема механизма. Для определения скоростей звеньев зависимости, полученные для определения координат, дифференцируются по времени. Дифференцирование зависимостей для скоростей позволяет получить формулы для определения ускорений .

Непосредственно из чертежа следует:

 (2.1)

 (2.2)

Дифференцируя (2.2), получим:

 (2.3)

 (2.4)

Формулы для ускорений ε2  и аb , могут быть получены дифференцирова- нием выражений (2.3) и (2.4).

 (2.5)

 (2.6)

Аналогичную операцию проводим для 4-го звена.

 (2.7)

 (2.8)

Дифференцируя (1.8), получим:

 (2.9)

 (2.10)

Формулы для ускорений ε4 и аc , могут быть получены дифференцирова- нием выражений (2.9) и (2.10).

 (2.11)

 (2.12)

Таким образом, в ходе аналитического метода исследования с помощью выведенных формул для выходных звеньев были определены значения угла его поворота, угловые скорость и ускорение. Аналитический метод точный. Однако и другие методы не следует отвергать, так как они позволяют проще и быстрее произвести оценку.

Также с помощью этих методов можно проверить аналитическое решение.

По результатам составим таблицу 2.3:

Таблица 2.3 – Аналитический метод исследования

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Поло-жение | θ2° | θ4° | ω2, с-1 | ω4,  с-1 | Vb, м/с | Vc, м/с | ε2, рад/с2 | ε4, рад/с2 | ab , м/с2 | ac, м/с2 |
| 0=12 | 0,03 | 3,30 | -1,18 | 4,30 | 2,25 | 0,62 | -83,55 | -21,90 | -3,18 | 51,02 |
| 1 | 0,08 | 9,04 | -3,18 | 3,18 | 1,80 | 1,67 | -60,46 | -60,46 | -31,36 | 31,36 |
| 2 | 0,12 | 12,40 | -4,30 | 1,18 | 0,69 | 2,18 | -21,90 | -83,55 | -51,02 | 3,18 |
| 2' | 0,12 | 12,84 | -4,44 | 0,00 | 0,00 | 2,20 | 0,00 | -86,67 | -53,78 | -9,53 |
| 3 | 0,12 | 12,40 | -4,30 | -1,18 | -0,69 | 2,07 | 21,90 | -83,55 | -51,02 | -19,60 |
| 4 | 0,08 | 9,04 | -3,18 | -3,18 | -1,80 | 1,44 | 60,46 | -60,46 | -31,36 | -30,87 |
| 5 | 0,03 | 3,30 | -1,18 | -4,30 | -2,25 | 0,51 | 83,55 | -21,90 | -3,18 | -33,99 |
| 5' | 0,00 | 0,00 | 0,00 | -4,44 | -2,20 | 0,00 | 86,67 | 0,00 | 9,53 | -34,22 |
| 6 | -0,03 | -3,30 | 1,18 | -4,30 | -2,00 | -0,51 | 83,55 | 21,90 | 19,60 | -33,99 |
| 7 | -0,07 | -9,04 | 3,18 | -3,18 | -1,31 | -1,44 | 60,46 | 60,46 | 30,87 | -30,87 |
| 8 | -0,09 | -12,40 | 4,30 | -1,18 | -0,45 | -2,07 | 21,90 | 83,55 | 33,99 | -19,60 |
| 8' | -0,10 | -12,84 | 4,44 | 0,00 | 0,00 | -2,20 | 0,00 | 86,67 | 34,22 | -9,53 |
| 9 | 0,03 | 3,30 | -1,18 | 4,30 | 2,25 | 0,62 | -83,55 | -21,90 | -3,18 | 51,02 |
| 10 | 0,08 | 9,04 | -3,18 | 3,18 | 1,80 | 1,67 | -60,46 | -60,46 | -31,36 | 31,36 |
| 11 | 0,12 | 12,40 | -4,30 | 1,18 | 0,69 | 2,18 | -21,90 | -83,55 | -51,02 | 3,18 |
| 11' | 0,12 | 12,84 | -4,44 | 0,00 | 0,00 | 2,20 | 0,00 | -86,67 | -53,78 | -9,53 |

## 2.4 Сравнительный анализ методов исследования.

Нами было изучено три метода исследования: графический, графоаналитический и аналитический. Различными методами были найдены угловые ускорение и скорость пятого звена. Сравним результаты расчетов разными методами исследования и выявим достоинства и недостатки методов.

Используя таблицы 2.1, 2.2, 2.3, оценим погрешность в нахождении угловой скорости второго и четвертого выходного звена. По результатам составим таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Оценка погрешности в нахождении Vb и Vc.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Поло-жение | Методы | | | | | | | | | |
| аналитический | | графический | | | | графоаналитический | | | |
| Vb , м/с | Vc , м/с | Vb , м/с | Vc , м/с | % | % | Vb , м/с | Vc , м/с | % | % |
| 0=12 | 2,25 | 0,62 | 2,26 | 0,64 | 0,4 | 3,2 | 2,23 | 0,65 | 0,9 | 4,8 |
| 1 | 1,80 | 1,67 | 1,83 | 1,68 | 1,6 | 0,6 | 1,78 | 1,65 | 1,1 | 1,2 |
| 2 | 0,69 | 2,18 | 0,71 | 2,19 | 2,9 | 0,5 | 0,66 | 2,16 | 4,5 | 0,9 |
| 2' | 0,00 | 2,20 | 0,00 | 2,21 | 0,0 | 0,5 | 0,00 | 2,19 | 0,0 | 0,5 |
| 3 | -0,69 | 2,07 | -0,68 | 2,09 | 1,4 | 0,9 | -0,68 | 2,05 | 1,5 | 1,0 |
| 4 | -1,80 | 1,44 | -1,81 | 1,45 | 0,5 | 0,7 | -1,78 | 1,43 | 1,1 | 0,7 |
| 5 | -2,25 | 0,51 | -2,26 | 0,53 | 0,4 | 0,5 | -2,23 | 0,53 | 0,9 | 3,9 |
| 5' | -2,20 | 0,00 | -2,19 | 0,00 | 0,5 | 0,0 | -2,18 | 0,00 | 0,9 | 0,0 |
| 6 | -2,00 | -0,51 | -2,01 | -0,52 | 0,5 | 1,9 | -1,97 | -0,50 | 1,5 | 2,0 |
| 7 | -1,31 | -1,44 | -1,35 | -1,41 | 3,1 | 2,1 | -1,30 | -1,43 | 0,8 | 0,7 |
| 8 | -0,45 | -2,07 | -0,46 | -2,05 | 2,2 | 1,0 | -0,44 | -2,05 | 2,3 | 1,0 |
| 8' | 0,00 | -2,20 | 0,00 | -2,23 | 0,0 | 1,4 | 0,00 | -2,19 | 0,0 | 0,5 |
| 9 | 2,25 | 0,62 | 2,22 | 0,61 | 1,4 | 1,6 | 2,27 | 0,64 | 0,9 | 3,2 |
| 10 | 1,80 | 1,67 | 1,82 | 1,62 | 1,1 | 3,1 | 1,78 | 1,69 | 1,1 | 1,2 |
| 11 | 0,69 | 2,18 | 0,72 | 2,14 | 4,3 | 1,9 | 0,71 | 2,19 | 2,9 | 0,5 |
| 11' | 0,00 | 2,20 | 0,00 | 2,15 | 0,0 | 2,3 | 0,00 | 2,21 | 0,0 | 0,5 |

Используя таблицы 2.1, 2.2, 2.3, оценим погрешность в нахождении угловых ускорений второго и четвертого выходного звена. По результатам составим таблицу 2.5

Из таблиц 2.4 и 2.5 видно, что погрешность в нахождении величин разными методами не превышает пяти процентов. Отсюда можно сделать вывод, что найденные значения величин близки к реальным, а погрешность в нахождении связана с погрешностью в измерениях и вычислениях.

Изучив все методы исследования, можем сделать выводы о достоинствах и недостатках.

Таблица 2.5 – Оценка погрешности в нахождении ab и ac.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Поло-жение | Методы | | | | | | | | | |
| аналитический | | графический | | | | графоаналитический | | | |
| ab, м/с2 | ac,м/с2 | ab, м/с2 | ac, м/с2 | % | , % | ab, м/с2 | ac, м/с2 | , % | % |
| 0=12 | -3,18 | 51,02 | -3,15 | 50,96 | 0,95 | 0,12 | -3,19 | 50,95 | 0,3 | 0,13 |
| 1 | -31,36 | 31,36 | -31,34 | 31,56 | 0,06 | 0,63 | -31,34 | 31,34 | 0,06 | 0,06 |
| 2 | -51,02 | 3,18 | -51,03 | 3,15 | 0,02 | 0,95 | -51,00 | 3,17 | 0,03 | 0,32 |
| 2' | -53,78 | -9,53 | -53,75 | -9,49 | 0,05 | 0,42 | -53,75 | -9,52 | 0,05 | 0,11 |
| 3 | -51,02 | -19,60 | -50,95 | -19,58 | 0,13 | 0,1 | -51,00 | -19,4 | 0,03 | 1,0 |
| 4 | -31,36 | -30,87 | - | - | - | - | -31,34 | -30,84 | 0,06 | 0,1 |
| 5 | -3,18 | -33,99 | -3,15 | -33,95 | 0,95 | 0,12 | -3,17 | -33,96 | 0,3 | 0,1 |
| 5' | 9,53 | -34,22 | - | - | - | - | 9,52 | -34,21 | 0,1 | 0,03 |
| 6 | 19,60 | -33,99 | - | - | - | - | 19,57 | -33,96 | 0,15 | 0,1 |
| 7 | 30,87 | -30,87 | - | - | - | - | 30,85 | -30,84 | 0,06 | 0,1 |
| 8 | 33,99 | -19,60 | 33,94 | -19,58 | 0,15 | 0,1 | 33,97 | -19,4 | 0,05 | 1,0 |
| 8' | 34,22 | -9,53 | - | - | - | - | 34,20 | -9,52 | 0,05 | 0,11 |
| 9 | -3,18 | 51,02 | - | - | - | - | -3,14 | 51,05 | 0,12 | 0,06 |
| 10 | -31,36 | 31,36 | - | - | - | - | -31,28 | 31,35 | 2,5 | 0,03 |
| 11 | -51,02 | 3,18 | -51,09 | 3,15 | 0,14 | 0,95 | -51,01 | 3,23 | 0,01 | 1,6 |
| 11' | -53,78 | -9,53 | - | - | - | - | -53,79 | -9,57 | 0,02 | 0,4 |

Из таблиц 2.4 и 2.5 видно, что погрешность в нахождении величин разными методами не превышает пяти процентов. Отсюда можно сделать вывод, что найденные значения величин близки к реальным, а погрешность в нахождении связана с погрешностью в измерениях и вычислениях.

Изучив все методы исследования, можем сделать выводы о достоинствах и недостатках.

Роль аналитических методов возрастает с распространением в инженерной практике ЭВМ. Однако и другие методы не следует отвергать, так как они позволяют проще и быстрее произвести оценку, проверить аналитическое решение. Аналитический метод является самым точным. Кроме того, он позволяет выявить влияние геометрических параметров механизма на его кинематику. Так, например, можно установить, как движется кулиса - является она качающейся или вращающейся. Аналитический метод позволяет определить кинематические характеристики для любой точки звена, совершающей сложное движение.

Для наглядного представления изменения кинематических характеристик какого-либо звена механизма в течение цикла движения механизма используются кинематические диаграммы.

Используя теорему подобия в графоаналитическом методе можно определить скорости (ускорения) любых точек механизма, располагающихся на звеньях, для которых построен план скоростей (ускорений). Имея план скоростей (ускорений) можно определить величину и направление угловых скоростей (ускорений) звеньев.

## 2.5 Выводы по кинематическому исследованию.

В ходе кинематического исследования данного механизма мы изучили движение его звеньев без учета сил, вызывающих это движение.

Различными методами исследования рассчитали зависимость угла поворота, угловой скорости и углового ускорения от времени. Вычисленная погрешность позволяет сделать вывод о том, что полученные значения величин близки к реальным.

Изучив методы исследования, сделаны выводы об их достоинствах и недостатках.

В разделе «Кинематическое исследование» мы рассматривали движение механизма, не касаясь сил, действующих на механизм. В реальных условиях движущийся механизм подвержен действию различных сил – сил движущих, сил сопротивления, сил тяжести. От этих сил, от закона их изменения зависит закон движения механизма.

Современные машины отличаются, как правило, быстроходностью. При этом динамические нагрузки на звенья могут во много раз превосходить

статические, а реальный закон движения ведущего звена существенно отличается от равномерного вращения, которое мы предполагали при кинематическом исследовании. Поэтому проектирование современных высоконадежных машин не мыслимо без динамических расчетов.

# 3 Геометрический расчет прямозубой зубчатой передачи.

Задачей проектирования рядовой зубчатой передачи является ее геометрический расчет и вычерчивание зацепления. Исходными данями для расчета являются параметры исходного контура инструмента, числа зубьев колес и коэффициенты смещения колес.

Таблица 3.1 – Исходные данные

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| z1 | z2 | m, мм | α, рад | ha\*, мм | c\*, мм | ρ\*, мм |
| 14 | 22 | 1 | 0,39 | 1 | 0,25 | 0,38 |

Коэффициенты смещения выбираются с учетом качественных требований к передаче.

## 3.1 Выбор коэффициентов смещения с учетом качественных требований к передаче.

Задачей этого раздела является назначение коэффициентов смещения х1 и х2 по блокирующему контуру при условии, что коэффициент перекрытия будет максимальным.

Коэффициент перекрытия ε, при прочих равных условиях, растет с уменьшением угла зацепления, поэтому точки, соответствующие передачам с максимальным значением ε, следует искать в левом нижнем углу блокирующего контура.

Зона допустимых значений коэффициентов смещения ограничивается толстыми линиями и линиями минимальных смещений по подрезу зуба.

С учетом этих требований выбираем: х1=0,16, х2=-0,5 (см. приложение A – Блокирующий контур).

Таким образом, коэффициенты смещения выбраны. Они потребуются для расчета основных размеров.

Таблица 3.2 – Основные размеры зубчатой передачи

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Обзначение | Расчетная формула | Результат |
| Инвалюта, рад | inv(α) | tg(α)–α | 0,014904 |
| Угол зацепления, рад | αw | invα+2(x1+x2)tgα/(z1+z2) | 0,32 |
| Межцентровое расстояние, мм | aw | m(z1+z2)cosα/2cosαw | 17,818564 |
| Коэффициент воспринимаемого смещения, мм | y | (aw/m)–0.5(z1+z2) | -0,181436 |
| Коэффициент уравнительного смещения, мм | Δу | x1+x2–y | -0,158564 |
| Толщины зубьев по делительной окружности, мм | S1  S2 | (πm/2)+2mx1tgα  (πm/2)+2mx2tgα | 1,687267  1,206826 |
| Радиусы окружностей вершин, мм | ra1  ra2 | m((z1/2)+x1+ha\*–Δy)  m((z2/2)+x2+ha\*–Δy) | 8,318564  11,658564 |
| Радиусы окружностей впадин, мм | rf1  rf2 | m((z1/2)+x1–ha\*–Δy)  m((z2/2)+x2–ha\*–Δy) | 5,91  9,25 |
| Радиусы основных окружностей, мм | rb1  rb2 | 0.5mz1cosα  0.5mz2cosα | 6,577848  10,336619 |
| Радиусы начальных окружностей, мм | rw1  rw2 | rb1/cosαw  rb2/cosαw | 6,929442  10,889123 |
| Радиусы делительных окружностей, мм | r1  r2 | mz1/2  mz2/2 | 7  11 |
| Угол давления на окружности вершин, рад | αа1  αa2 | arcos(rb1/ra1)  arcos(rb2/ra2) | 37,744979  27,549493 |
| Толщины зубьев на окружности вершин, мм | Sa1  Sa2 | 2ra1((0.5π+2x1tgα)/z1+invα+invαW)  2ra2((0.5π+2x2tgα)/z2+invα+invαW) | 0,333658  0,674425 |

Таблица 3.2(продолжение) Основные размеры зубчатой передачи

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Радиусы окружностей граничных точек, мм | rl1  rl2 | m(((ha\*–x1)ctgα)2+(0.5z1– ha\*)2)1/2  m(((ha\*–x2)ctgα)2+(0.5z2– ha\*)2)1/2 | 6,578139  10,349405 |
| Радиусы нижних точек рабочих участков профиля зуба, мм | rc1  rc2 | (rb12(aWsinαw–(ra22+rb22)1/2)2)1/2  (rb22(aWsinαw–(ra12+rb12)1/2)2)1/2 | 6,581248  10,3559270 |
| Коэффициенты удельных скольжений | λ1  λ2 | (z2(tgαa2–tgαw)/(zCtgαw-tgαa2z2))(1+z1/z2)  (z1(tgαa1–tgαw)/(zCtgαw–tgαa1z1))(1+z1/z2) | 15,224661  9,317889 |
| Коэффициент перекрытия | ε |  | 1,653279 |

Основные размеры передачи подсчитаны. Чтобы убедиться, что передача спроектирована правильно, проверим полученные качественные показатели.

## 3.2 Проверка полученных качественных показателей.

Задачей данного раздела является проверка качественных показателей.

аw= rw1+ rw2=6,93+10,89=17,82 (мм) (3.1)

Sa≥0,25 m (3.2)

Sa1=0,33, мм >0,25, мм (3.3)

Sa2=0,67, мм >0,25, мм (3.4)

rc> rl (3.5)

rc1=6,58, мм >rl1=6,57, мм (3.6)

rc2=10,35, мм >rl2=10,34, мм (3.7)

ε≥1 (3.8)

ε=1,653279 ≥1 (3.9)

Передача спроектирована правильно, значит можно приступить к вычерчиванию зубчатой передачи.

## 3.3 Вычерчивание зубчатой передачи.

Цель – определить все размеры зубчатого колеса и начертить его.

Вначале проводится линия межцентрового расстояния (МЦР), все окружности колес и линия зацепления.

Затем относительно двух систем координат X1Y1 и X2Y2 рассчитываются профили двух эвольвент, проходящих через полюс зацепления. Каждая ось Y повернута относительно линии МЦР на угол invαw=0,020042 (рад. Координаты профилей зубьев рассчитываются по формулам:

X=rb*⋅*(sinν-ν*⋅*cosν) (3.10)

Y=rb*⋅* (cosν+ν*⋅*sinν) (3.11)

Для удобства расчета величины, стоящие в скобках этих формул, занесем в таблицу 3.3.

Таблица 3.3

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ν, рад | 0.15 | 0.3 | 0.45 | 0.6 | 0.75 | 0.9 | 1.05 |
| sinν | 0.14944 | 0.29552 | 0.43496 | 0.56464 | 0.68164 | 0.78333 | 0.8674 |
| cosν | 0.98877 | 0.95534 | 0.90045 | 0.82534 | 0.73169 | 0.62161 | 0.4975 |
| sinν-ν\*cosν | 0.00111 | 0.00892 | 0.02976 | 0.06944 | 0.13287 | 0.22388 | 0.3449 |
| cosν+ν\*sinν | 1.01118 | 1.04399 | 1.09618 | 1.16412 | 1.24292 | 1.3266 | 1.4083 |

Рассчитаем значения X1, Y1, X2, Y2 в зависимости от нескольких значений ν. По результатам расчета составим таблицу 4.4.

Таблица 3.4 – Расчет координат профиля зубьев.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ν, рад | 0.15 | 0.3 | 0.45 | 0.6 | 0.75 | 0.9 | 1.05 |
| X1, мм | 0,007383 | 0,058670 | 0,195785 | 0,456773 | 0,874013 | 1,472635 | 2,269184 |
| Y1, мм | 6,651433 | 6,867225 | 7,210516 | 7,657412 | 8,175726 | 8,726201 | 9,264014 |
| X2, мм | 0,011603 | 0,092195 | 0,307663 | 0,717786 | 1,373448 | 2,314141 | 3,565861 |
| Y2, мм | 10,452252 | 10,791353 | 11,330811 | 12,033076 | 12,847569 | 13,712602 | 14,557737 |

Для построения переходной кривой вначале делаются расчеты координат удлиненной или укороченной эвольвенты, по которой движется центр скругления инструмента. Построение выполняется относительно систем X1′Y1′ и X2′Y2′, положение которых определяется длинами отложенных на делительных окружностях отрезков а1 и а2:

По результатам расчета составим таблицу 3.5.

Таблица 3.5– Расчет координат эвольвенты, по которым движется центр скругления инструмента.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ν, рад | 0.15 | 0.3 | 0.45 | 0.6 | 0.75 | 0.9 | 1.05 |
| X1′, мм | -0,098249 | -0,147394 | -0,100489 | 0,085173 | 0,446119 | 1,010958 | 1,798917 |
| Y1′, мм | 6,376248 | 6,629628 | 7,033925 | 7,562833 | 8,180903 | 8,844866 | 9,505267 |
| X2′, мм | -0,192388 | -0,306760 | -0,268509 | -0,009726 | 0,527726 | 1,389474 | 2,606312 |
| Y2′, мм | 9,768406 | 10,175076 | 10,824356 | 11,674596 | 12,669660 | 13,741020 | 14,810331 |

Прорисовывая несколько последовательных положений окружностей радиуса ρ\* с центром на траектории удлиненной эвольвенты, проведем к ним внешнюю огибающую. Эта огибающая и явится переходной кривой, которая должна плавно сопрягаться с эвольвентным профилем в точке, лежащей на окружности радиуса rb. Откладывая толщины зубьев по делительным окружностям и шаги зацепления, строим не менее 3-х зубьев каждого колеса.

Сверим результаты построения с расчетными данными. Замеряем также отрезок АВ и рассчитываем коэффициент перекрытия по формуле:

ε=АВ/(π⋅m⋅cosα)= 1,66 (3.12)

По результатам сравнений составим таблицу 3.6

Таблица 3.6 – Проверка правильности вычерчивания зацепления.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Показатель | Результат | | ε, % |
| аналитический | графический |
| ε | 1.65 | 1.66 | 0,61 |
| Sa1, мм | 0,33 | 0,32 | 3,125 |
| Sa2, мм | 0,67 | 0,65 | 3,08 |

Из таблицы 3.6 видно, что построения выполнены верно, так как погрешность в нахождении величин двумя методами не превышает 5%.

В ходе данного раздела мы вычертили зубчатую передачу и доказали, что она соответствует требованию, по которому выбирались коэффициенты смещения на блокирующем контуре.

## 4.3 Выводы по геометрическому расчету прямозубой зубчатой передачи.

Основу проектирования зубчатой передачи составляют качественные показатели, которые предъявляются к проектируемой передаче.

Качественным показателем данной передачи является наибольший коэффициент перекрытия, который учитывает непрерывность и плавность зацепления в передаче. Такие качества передачи обеспечиваются перекрытием работы одной пары зубьев работой другой пары. Для этого каждая последующая пара зубьев должна войти в зацепление еще до того, как предшествующая пара выйдет из зацепления. О величине перекрытия судят по коэффициенту перекрытия.

Оценка качественных показателей необходима для рационального назначения коэффициентов смещения, которые влияют на форму зуба.

Коэффициенты смещения были найдены по блокирующему контуру с учетом требования о максимальном коэффициенте перекрытия.

После основных расчетов мы проверили полученные качественные показатели. Результаты проверки показали, что передача спроектирована правильно, то есть можно приступить к вычерчиванию передачи. Сравнив результаты построения с расчетными, подтвердили, что она соответствует требованиям, по которым выбирались коэффициенты смещения.

Из чертежа зацепления видно, что:

1 передача существует в любой момент времени, так как коэффициент перекрытия больше единицы;

2 общая нормаль касательна к обоим окружностям;

3 точка контакта профилей перемещается по линии зацепления;

4 линией зацепления является прямая;

5 активный профиль зубьев обоих колес лежит на эвольвентной части зуба и не переходит на переходящую кривую;

6 между окружностью вершин одного колеса и окружностью впадин другого имеется радиальный зазор;

7 профили зубьев колес не имеют подрезов и заострений.

Таким образом, спроектированная передача будет работать плавно, без заклинивания.

# Заключение

В ходе курсового проекта исследован плоский рычажный механизм, определены все кинематические характеристики – скорость, ускорение, коэффициент неравномерности – посредством решения уравнения движения звеньев механизма, также рассчитаны теоретические параметры маховика, который необходимо установить на ведущий вал механизма для уменьшения неравномерности хода машины. Были вычислены силовые факторы, возникающие в шарнирах и опорах механизма. Также спроектирована прямозубая зубчатая передача, необходимая для передачи непрерывного вращения от одного вала к другому с заданным передаточным отношением, с показателями, удовлетворяющими заданным качественным требованиям, по которым выбирались коэффициенты смещения на блокирующем контуре.

# Список литературы.

1 Кореняко, А.С., Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Учебное пособие / А.С. Кореняко.– М., 1964.– 321 с.

2 Лопатин, Д.Б., Теория машин и механизмов. Учебное пособие по курсовому проектированию/ Д.Б. Лопатин, Н.М. Зизин. – Челябинск,: Изд-во ЮУрГУ, 1999. – Ч.1.–56 с.

3 Безруков, В.И., Курс лекций по теории механизмов и машин. Учебное пособие /В.И. Безруков – Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1993. – Ч.1. –72 с.

4 Безруков, В.И., Курсовое проектирование по ТММ с использованием ЭВМ/ В.И. Безруков, Ю.А. Гончаров – Челябинск: Изд-во ЧПИ, 1980. –77 с.

5 Карева, Н.Т. Термическая обработка сталей и сплавов: учебное пособие / Н.Т. Карева, И.В. Лапина, С.И. Ильин. – 2-е изд., испр. и доп. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ,2006.–98с.