#### Задача № 5

**по разделу «Теория машин и механизмов»** Задание состоит из трех частей:

1. Структурный анализ зубчато-рычажного механизма.
2. Кинематический анализ зубчато-рычажного механизма.
3. Динамический анализ зубчато-рычажного механизма.

Цель*структурного анализа* – выявить строение (структуру) механизма.

При этом необходимо:

1. Определить число звеньев механизма и назвать каждое из них (например: звено 0 – стойка, звено 1 – кривошип, звено 2 – камень кулисы, звено 3 – кулиса и т.д.);
2. Определить число кинематических пар и дать их характеристику (например: стойка 0 – кривошип, 1 – вращательная кинематическая пара B0,1 пятого класса и т.д.);
3. Определить степень подвижности механизма (по формуле

П.Л. Чебышева);

1. Выявить структурные группы (группы Ассура), входящие в состав механизма; привести схемы групп, назвать их, определить класс группы, написать формулу строения (например: звено 2 – камень и 3 – кулиса образуют двухзвенную двухповодковую группу второго класса третьего вида с двумя внешними вращательными кинематическими парами В1,2, В0,3 и внутренней поступательной П2,3 – группа Ассура 2–3

[B1,2–П2,3–B3,0] и т.д.);

1. Привести формулу строения механизма (в развернутом виде). Задачами*кинематического анализа* механизма являются:
2. Определение положений механизма и траектории движения его отдельных точек;
3. Определение линейных скоростей и ускорений точек и угловых скоростей и ускорений звеньев.

В данном разделе необходимо:

1. Пользуясь данными табл. 6 построить механизм в масштабе и найти крайние (мертвые) положения механизма по рабочему звену.
2. Построить траектории движения всех характерных точек механизма (шарниров, центров тяжести звеньев) не менее чем по 8 основным и необходимому числу дополнительных положений механизма.
3. Произвести кинематические исследования механизма методом планов. Определить кинематические параметры (скорости, ускорения), найти численные значения линейных скоростей всех характерных точек механизма (кинематических пар, центров тяжести) и угловых скоростей всех звеньев для рассматриваемых положений, для чего – построить планы скоростей для двух положений механизма:

1-е положение – при рабочем ходе (примерно середина рабочего хода);

2-е положение – одно из крайних (мертвых) положений.

Построить планы ускорений (для тех же двух положений) и определить численные значения линейных ускорений всех характерных точек механизма и угловых ускорений всех звеньев для данных положений механизма. Определить направления угловых скоростей и ускорений звеньев механизма, обозначив эти направления знаком плюс (+) или минус (–). За положительное направление угловой скорости и углового ускорения принять направление движения ведущего звена, и отрицательное – при противоположном движении. **Примечания:**

1. Схема механизма вычерчивается в масштабе ГОСТ 2.302–68 и Ст. СЭВ 1180–78 (1:1; 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10 и т.д.; или 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1; 20:1 и т.д.).
2. Нумерацию положений следует вести от одного из крайних

(мертвого) положений, соответствующего началу рабочего хода, приняв его за нулевое, и обозначить: А0, А1, А2 и т.д., B0, B1, B2 и т.д.

1. Высота букв и цифр основного шрифта – 5 мм для строчных, 7 мм – для прописных. Индексы и степени – 3,5 мм.
2. Основное положение механизма вычерчивается контурной линией *S* (0,6…1,5 мм); все остальные положения – линиями *S*/2…*S*/3 (в том числе и крайние положения механизма); траектории движения точек – сплошной тонкой линией *S*/2…*S*/3.
3. Масштабные коэффициенты планов скоростей μv и планов ускорений μa следует выбирать из ряда: 1; 2; 4; 5; 10; 20; 25; 40; 50; (75); 100 и т.д.; или 0,5; 0,4; 0,25; 0,2; 0,1; 0,05; 0,01 и т.д.

Целью *динамического анализа* механизма является определение усилий в звеньях механизма, давлений (реакций) в кинематических парах, величины уравновешивающего момента, приложенного к ведущему звену.

В результате силового расчета можно определить коэффициент полезного действия механизма, а также мощность, необходимую для его привода. Силовой расчет может быть выполнен различными методами.

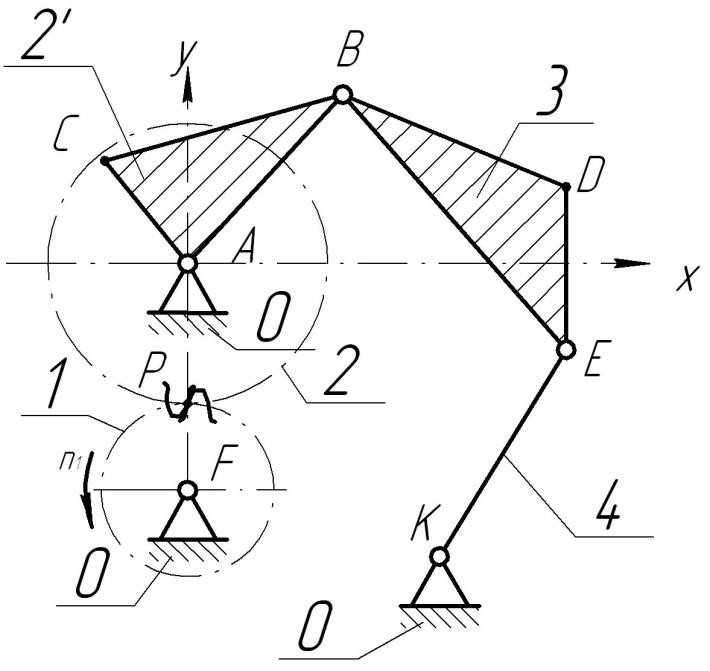
В данной работе силовой расчет выполняется методом планов сил для одного положения рабочего хода, для которого определены ускорения. При этом необходимо:

1. Определить силы, действующие на звенья механизма. При определении сил, кроме заданных сил (моментов) производственных сопротивлений, учесть силы тяжести, силы и моменты инерции звеньев. Силами трения в кинематических парах пренебречь.
2. Определить реакции во всех кинематических парах механизма методом планов сил.
3. Определить величину уравновешивающей силы *F*y (или уравновешивающего момента *М*y) методом планов сил и на основании принципа возможных перемещений (рычагом Н.Е. Жуковского), результаты сравнить (расхождение не должно превышать 5…7 %).
4. Определить силы, моменты и мгновенные мощности трения в каждой кинематической паре и для всего механизма. Коэффициент трения скольжения можно принять в среднем *f* = 0,1, коэффициент трения качения *k* = 0,01 см, радиусы цапф определить по соотношениям: для кривошипов *r* = (0,2...0,3)*l*, причем верхний предел относится к коренным, нижний – к мотылевым шейкам; *r* =(0,07...0,15) *l* – для шатунов коромысел, кулис. Здесь *l* – длина звена.
5. Определить мгновенное значение коэффициента полезного действия (КПД) механизма для данного положения.

Таблица 6

#### Исходные данные к задаче № 5

|  |  |
| --- | --- |
| **Номер варианта** | **2** |
| ***n*1, об/мин** | 600 |
| ***z*1** | 25 |
| ***z*2** | 50 |
| ***m,* мм** | 1,5 |



*lAB* = 20 мм, *lBC* = 40 мм, *lAC* =50 мм, *lEK* =150 мм, *lBE* =180 мм,

*lBD* =100 мм, *lED* =100 мм, *xK=*150 мм, *yK* =120 мм.

Схема 3

# 1.1 Структурный анализ механизма

Таблица звеньев и кинематических пар

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № | Обозначения | Тип | Соединение звеньев |
| 1 | O | Вращательная | 0 - стойка  1 - кривошип |
| 2 | А1 | Вращательная | 1 - кривошип  2 - кулисный камень |
| 3 | В | Вращательная | 0 - стойка  3 - кулиса |
| 4 | А2 | Поступательная | 2 - кулисный камень  3 - кулиса |
| 5 | D′ | Вращательная | 3 - кулиса  4 - шатун |
| 6 | Е2 | Поступательная | 0 - стойка  5 - ползун |
| 7 | Е1 | Вращательная | 4 - кривошип  5 - кривошип |

Число кинематических пар: всего-7, из них пятого класса Р5=7, четвертого класса Р4=0

Степень подвижности механизма определяется по формуле Чебышева

W=3n - 2p5 - p4,

где n - число подвижных звеньев;

p5 - вращательных и поступательных пар пятого класса;

W=3∙5 - 2·7=15 - 14=1

Степень подвижности исследуемого механизма равна 1

Вывод: В данном механизме можно задать движение одному звену.

Исходный механизм Ι (0,1) (рис.1)



Рис.1. Группы Ассура



Рис. 2. Группа Асура II класс (3,2) 3 вид 2 порядок



Рис. 3. Группа Асура II класс (4,5) 2 вид 3 порядок

Механизм является механизмом второго класса, так как в его составе нет групп старше второго класса. Формула механизма 

# 1.2 Кинематический анализ механизма

Задача: составление векторных контуров для определения неизвестных параметров механизма таких, как неизвестные длинны, углы положения звеньев механизма, а также определение аналогов скоростей и ускорений.

Рассмотрим механизм при 

Для удобства, все расчеты выполнены в среде MATCAD. 2001 Professional

Входное звено (Рис.4)



Рис.4

Дано: 

Задача о положениях



Задача о скоростях

Возьмем производные от уравнений (1.2.1.1) и (1.2.1.2)



Задача об ускорениях

Возьмем производные от уравнений (1.2.1.3) и (1.2.1.4)



Рассмотрим векторный контур ОАВС (Рис.5)



Рис.5

Дано: 

Векторное уравнение контура 

Задача о положениях



Задача о скоростях

Продифференцируем первое уравнение системы 1.2.2.1.

,

получаем выражение для аналога угловой скорости 3его звена:



Задача об ускорениях

Продифференцируем уравнение 1.2.2.2:



так как аналог линейной скорости по х равен 0, то мы получаем 

Рассмотрим векторный контур ОАD (Рис.6)



Рис.6

Дано: 

Векторное уравнение контура 

Задача о положениях



Задача о скоростях

Продифференцируем систему уравнений 1.2.3.1., получим:

:

Задача об ускорениях

Продифференцируем систему уравнений 1.2.3.2:

рычажный механизм зубчатый



Рассмотрим векторный контур ОDE (Рис.7)



Рис.7

Дано: 

Векторное уравнение контура 

Задача о положениях



Задача о скоростях

Продифференцируем систему уравнений 1.2.4.1., получим:

:

Задача об ускорениях

Продифференцируем систему уравнений 1.2.4.2:



Таблица кинематических пар:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Обозначения | Тип | Соединения |
| O | Vr | 0 1 |
| A1 | Vr | 1 2 |
| A2 | Po | 2 3 |
| D | Vr | 3 4 |
| E1 | Vr | 4 5 |
| E2 | Po | 5 0 |
| B | Vr | 3 0 |

Таблица координат и смещений кинематических пар:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № звена | Обозначение пары | Xί (Rί), м | Yί (αί), м |
| 0 | O | 0.0 | 0.00 |
| 0 | B | -0.02 | 0.3 |
| 0 | E2 | -0.12 | 1.570796 |
| 1 | O | 0.00 | 0.0 |
| 1 | A1 | 0.09 | 0.0 |
| 2 | A1 | 0.0 | 0.0 |
| 2 | A2 | 0.0 | 1.571796 |
| 3 | A2 | -0.05 | 1.570796 |
| 3 | B | 0.0 | 0.00 |
| 3 | D | -0.45 | -0.05 |
| 4 | D | 0.0 | 0.0 |
| 4 | E1 | 0.18 | 0.0 |
| 5 | E1 | 0.0 | 0.0 |
| 5 | E2 | 0.0 | 1.570796 |

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Номер звена | Обозначение  центра масс | Координата Xί | Координата Yί |
| 3 | S3 | -0.139 | 0.08 |
| 4 | S4 | 0.06 | 0.0 |

Таблица координат характерных точек звеньев механизма:

Для ввода значений в таблицу начальных приближений необходимо определить координаты точек звеньев в главных осях при произвольном угле φ графическим либо аналитическим методом.

Таблица начальных приближений при угле :

Таблица 4

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № звена | Xί | Yί | φί |
| 1 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| 2 | 0.09 | 0.0 | 1.7651 |
| 3 | -0.02 | 0.3 | 1.7651 |
| 4 | 0.1160 | -0.1319 | 0.0660 |
| 5 | 0.2956 | -0.1200 | 0.0 |

# 1.3 Анализ динамики установившегося движения

Силы, возникающие при работе машины, можно разделить на следующие группы: движущие силы F или их моменты М (работа этих сил за цикл положительна); силы полезного сопротивления F или их моменты М (полезные сопротивления - это силы, для преодоления которых предназначен данный механизм или машина); силы трения F или их моменты М (они могут быть как силами сопротивления, тормозящими движение звеньев механизма, так и движущими, например силы трения); силы тяжести G - бывают движущими (при опускании центров масс звеньев) силы инерции F или их моменты сил инерции М, возникающие при движении звеньев с ускорениями. Внутренними являются силы взаимодействия между звеньями, образующими кинематические пары, в том числе и силы трения.

Целью динамического анализа является определение закона движения машины по заданным действующим на нее силам.

Основные задачи динамического анализа:

1. Построение динамической модели машины.
2. Численный анализ параметров динамической модели, угловой скорости и углового ускорения главного вала машины (без маховика).
3. Определение работы сопротивлений, величины момента и мощности двигателя.
4. Оценка неравномерности хода машины, определение момента инерции маховика и значения угловой скорости главного вала в начале цикла.
5. Численный анализ угловой скорости и углового ускорения главного вала машины с маховиком.

Допущение 4: пренебрегаем трением в кинематических парах и вредным сопротивлением среды.

Допущение 5: момент, развиваемый двигателем, считаем

постоянным на всем периоде установившегося движения.

Допущение 6: полезное сопротивление зависит лишь от положения механизма.

Допущение 7: пренебрегаем весом и инертностью кулисных камней.

Характерными режимами движения машин являются установившийся и переходный режимы. Установившийся режим характерен для машин, выполняющих циклически повторяющийся рабочий процесс. При этом скорость звена приведения является периодической функцией времени, период которой равен одному циклу. За цикл установившегося движения работа движущих сил полностью затрачивается на преодоление сил полезного и вредного сопротивлений.

После определения закона движения звена приведения (начального звена) законы движения остальных звеньев механизма могут быть получены методами кинематического анализа.

В состав исследуемой машины входят: 1 - двигатель, 2 - редуктор, 3 - рычажный механизм, выполняющий роль технологической машины.

Примечание: все расчеты были проведены с помощью Microsoft Excel.

# Расчет параметров динамики установившегося движения

График сил полезного сопротивления: строится из условия:





Рис.9

При решении задач динамики используют динамическую модель.

Динамической моделью механизма является модель, основанная на допущениях.

Математическое описание динамической модели машины осуществляется путём составления соответствующих уравнений.

Нахождение обобщённой силы называют приведением сил к звену приведения.

Приведённый момент МПР - это пара сил, приложенная к звену приведения и определяемая из равенства элементарной работы этой пары сил сумме элементарных работ сил и моментов, действующих на звенья механизма.

В результате приведения сил и масс механизм заменяется эквивалентной динамической моделью (расчётной схемой), состоящей из одного вращающегося звена - звена приведения, которое имеет момент инерции IПР (приведённый момент инерции механизма) и находится под действием приведённого момента МПР.

В качестве звена приведения принимается начальное звено.

Приведённый момент инерции вычисляем из условия равенства кинетической энергии звена приведения и кинетической энергии механизма.



Таким образом получаем следующую формулу, для расчета приведенного момента инерции:



Производная от приведенного момента инерции:



Таблица результатов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| φ | Jпр | J`пр |
| 0 | 2,8000 | 0,0000 |
| 1 | 2,9038 | 0,2915 |
| 2 | 3,0446 | 0,2177 |
| 3 | 3,1168 | 0,0545 |
| 4 | 3,1045 | -0,0951 |
| 5 | 3,0251 | -0, 2006 |
| 6 | 2,9047 | -0,2438 |
| 7 | 2,8039 | -0,0801 |
| 8 | 2,9277 | 0,6862 |
| 9 | 3,5678 | 1,5208 |
| 10 | 3,8589 | -0,9176 |
| 11 | 3,0804 | -1,2396 |
| 12 | 2,8000 | 0,0000 |

# 

# Определение движущего момента при условии, что этот момент постоянный

По формуле рассчитывается момент сил сопротивления для двенадцати положений механизма



или



Таблица результатов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| φ | Pпс | Mc |
| 0 | 0,00 | 0,000 |
| 1 | 266,57 | -13,849 |
| 2 | 862,81 | -77,024 |
| 3 | 1558,86 | -161,518 |
| 4 | 1790,85 | -181,979 |
| 5 | 694,59 | -59,900 |
| 6 | 0,00 | 0,299 |
| 7 | 0,00 | 0,024 |
| 8 | 0,00 | -0,262 |
| 9 | 0,00 | -2,044 |
| 10 | 0,00 | -4,770 |
| 11 | 0,00 | -3,416 |
| 12 | 0,00 | 0,000 |

По значениям момента сил сопротивления строится диаграмма моментов сил сопротивления, затем графическим методом определяется работа сил сопротивления.

Исходя из условия, что сумма работ за один цикл равна нулю, получаем

.

Для вычисления движущего момента используется формула

,

результат вычислений . Далее рассчитывается сумма работ внешних сил для каждого положения механизма:

,

Таблица результатов

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| φ | Ac | Ad | AΣ |
| 0 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 |
| 1 | 7,2508 | 21,9971 | 14,7463 |
| 2 | 47,5776 | 43,9942 | -3,5834 |
| 3 | 132,0879 | 65,9842 | -66,1037 |
| 4 | 227,3530 | 87,9863 | -139,3667 |
| 5 | 258,7404 | 110,0192 | -148,7212 |
| 6 | 258,7405 | 132,0804 | -126,6601 |
| 7 | 258,7282 | 153,9798 | -104,7484 |
| 8 | 258,8651 | 175,9769 | -82,8882 |
| 9 | 259,9355 | 197,9740 | -61,9614 |
| 10 | 262,4326 | 219,9711 | -42,4615 |
| 11 | 263,9654 | 241,9683 | -21,9971 |
| 12 | 263,9654 | 263,9654 | 0,0000 |

# Определение закона движения входного звена

Определение угловой скорости из уравнения движения машины в интегральной форме:

,

исходя из условия, получим

.

Угловое ускорение определяется из уравнения движения машины в дифференциальной форме:

,

исходя из условия, получится:

.

Далее определяется разность между угловыми скоростями для каждого положения механизма и средней угловой скоростью: .

Результаты вычислений записываются в таблицу:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| φ | ω (φ) | ε (φ) | Δω |
| 0 | 25,0000 | 15,0043 | 0,0000 |
| 1 | 24,7553 | -21,0616 | -0,2447 |
| 2 | 23,9254 | -31,9603 | -1,0746 |
| 3 | 22,7827 | -42,8808 | -2,2173 |
| 4 | 21,7695 | -37,8244 | -3,2305 |
| 5 | 21,9129 | 10,0051 | -3,0871 |
| 6 | 22,6996 | 36, 1901 | -2,3004 |
| 7 | 23,4394 | 22,8357 | -1,5606 |
| 8 | 23,2619 | -49,1503 | -1,7381 |
| 9 | 21,3488 | -85,9351 | -3,6512 |
| 10 | 20,7723 | 60,9526 | -4,2277 |
| 11 | 23,5335 | 123,9596 | -1,4665 |
| 12 | 25,0000 | 15,0043 | 0,0000 |

Определяются экстремальные значения угловой скорости:

,.

По формуле вычисляется коэффициент неравномерности движения:

,.

Так как δф > δ (δ = 0.1), то его значение уменьшают с помощью маховика.

# Определение момента инерции маховика

Для определения момента инерции маховика используется формула



Так как,

 или ,

то. 

То есть , ,

где KA∑ = 1 Н м/мм, KΔJпр = 0,005 кг м2/с2 мм, ωmax = 26.452 рад/с, ωmin = 21.720 рад/с.

Отсюда получается, что tgψmax =1.749315, tgψmin =1.17937, то есть ψmax = 60.24545 град, ψmin = 49.715 град. Под полученными углами проводятся касательные к кривой на “Диаграмме ΔJпр - A∑” и определяются для точек А и В величины Jпр, A∑:

Jпр (φА) = 3.853677 кг м2/с2

Jпр (φВ) = 2.80939 кг м2/с2,A∑ (φА) = - 44.17 Н м,

A∑ (φВ) = 4.9977 Н м.

По формулам определяются максимальная и минимальная угловые скорости для движения машины с маховиком:

и ,

ωmax = 26,25 рад/с, ωmin = 23,75 рад/с. Используя рассчитанные параметры, вычисляется момент инерции маховика: Jм = 2.68955 кг м2/с2.

# Закон движения входного звена после установки маховика

Рассчитывается начальная угловая скорость при движении механизма с маховиком по формуле

,

Вычисляется значение угловой скорости для двенадцати положений механизма по формуле:



Для расчета углового ускорения используется формула:

.

Результаты вычислений записываются в таблицу:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| φ | ωм (φ) | εм (φ) |
| 0 | 26,084 | 7,653087 |
| 1 | 25,94276 | -12,5029 |
| 2 | 25,49701 | -18,4438 |
| 3 | 24,90948 | -23,4941 |
| 4 | 24,42358 | -19,2602 |
| 5 | 24,52613 | 7,425869 |
| 6 | 24,94724 | 21,12433 |
| 7 | 25,33282 | 12,32854 |
| 8 | 25, 20709 | -31,3752 |
| 9 | 24,02271 | -63,7408 |
| 10 | 23,60903 | 44,73941 |
| 11 | 25,29202 | 75,40104 |
| 12 | 26,084 | 7,653087 |

# 

# 1.4 Кинетостатический анализ

Целью кинетостатического анализа является определение исходных данных для прочностного расчёта.

Основные задачи динамического анализа:

1. Определение реакций в кинематических парах механизма и внешней уравновешивающей силы (уравновешивающего момента), при которой обеспечивается приятный закон движения начального звена.
2. Расчёт входного звена и построение плана сил.

Чтобы выполнить расчёт, необходимо определить внешние силы и моменты сил, действующие на звенья механизма (движущие силы, силы полезного сопротивления, силы тяжести и сопротивления среды).

Возникновение реакций в кинематических парах обусловлено не только воздействием внешних сил, но и движением звеньев с ускорениями. Дополнительные динамические составляющие реакций учитывают путём введения в расчёт сил инерции звеньев.

В основе кинетостатического метода расчёта лежит принцип ДАламбера.

Силовой анализ ведется от последней группы Ассура к начальному звену, для которого определятся кроме реакций стойки еще и уравновешивающая сила (или уравновешивающий момент).

Исходные данные для силового анализа кривошипно-ползунного механизма кроме данных для кинематического анализа включают следующие параметры: масса кривошипа m2, масса шатуна m3, масса ползуна m5, момент инерции массы кривошипа I2S, момент инерции массы шатуна I3C и силы полезного сопротивления Pп. с.

Силовой анализ производится в обратном порядке кинематическому анализу, то есть от группы Ассура к начальному звену.

# Выбор расчетного положения

За расчетное принимается положение механизма, для которого значение силы полезного сопротивления является наибольшим.

Выбранное положение - 4, для которого характерно:

, , .

# Определение ускорений и сил инерции

Ускорение звеньев находятся по формулам:

или,

или,

.

По расчетам получается:

.

Угловые ускорения звеньев находятся по формулам:

,

.

Силы инерции и моменты сил инерции находятся по формулам:



# Кинетостатический анализ групп Ассура и первичного механизма

Анализ группы Ассура 4-5



рис.10

Уравнения равновесия:



Анализ группы Ассура 2-3



Рис.11



Анализ первичного механизма



Рис.12



# Подсчет погрешности вычислений

Причины погрешности: измерения плеч сил выполнялись при помощи измерительных средств в графическом режиме; погрешности округлений и вычислений. Подсчет погрешности выполняется по формуле



# 2. Синтез зубчатого механизма

Задача: спроектировать эвольвентную зубчатую передачу по заданному межосевому расстоянию, исключить подрезание ножки зуба меньшего колеса.

Примечание: все расчеты выполнены в программе MATCAD. (Приложение В)

Модульm = 10 мм

Межосевое расстояниеaw = 115 мм

Числа зубьевz1 = 8

z2 = 14

Постоянные параметрыh\*a = 1

c\* = 0.25

α = 20°

# 2.1 Выбор коэффициентов смещения исходного производящего контура

Выражается из формулы межосевого расстояния

,

где угол зацепления - αw (необходимо определить)

;

.

Инвалюта угла определяется по формуле

;

,.

Вычисляются коэффициенты смещения (суммарный, для первого и второго зубчатого колеса)

,

,;

,,.

# 2.2 Геометрический расчет эвольвентного зубчатого зацепления

Делительный диаметр:

,;

Диаметр:

,;

Диаметр впадин:

,

Диаметр вершин:

,

;

Делительный окружной шаг:

;

Делительная окружная толщина зуба:

,

Делительная окружная ширина впадины:

,;



# 2.3 Расчет показателей качества зубчатого зацепления

где инвалюта рассчитывается по формуле:

,,

,.



Рассчитывается окружная толщина зуба по формуле

,

,

Так как , то первое зубчатое колесо выполнено с заострением зубьев,  - на втором колесе нет заострений.

Коэффициент торцевого перекрытия рассчитывается по формуле

,

где;



Так как , то зацепление нормальное.

15,6% времени двухконтактное зацепление, а 84,4% времени одноконтактное зацепление.

Коэффициенты удельного давления вычисляются по формулам

,,

где ρ1 и ρ2 - радиусы кривизны зуба первого и второго колеса (соответственно) в точке контакта.

Значения радиусов кривизны и вычисленные коэффициенты удельного давления записываются в таблицу:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | B1 | H2 | P | H1 | B2 |
| ρ1 | 0 | 10.95 | 18.35 | 34.85 | 50.4 |
| ρ2 | 50.4 | 39.45 | 32.05 | 15.55 | 0 |
| υ1 | 1,00000 | -1.059 | 0 | 0.745 | -∞ |
| υ2 | -∞ | 0.514 | 0 | -2.922 | 1,00000 |

В связи с тем, что коэффициенты удельного давления для второго зубчатого колеса больше, чем для первого, то износу будет подвержено больше второе колесо.