Содержание

1. Кинематический анализ плоского рычажного механизма

1.1. Построение механизма в 12 положениях

1.2. Построение планов мгновенных скоростей

1.3. Построение планов мгновенных ускорений

1.4. Построение диаграммы перемещений

1.5. Построение диаграммы скоростей

1.6. Построение диаграммы ускорений

2. Силовой анализ плоского рычажного механиз

2.1. Определение нагрузок, действующих на звенья механизма

2.2. Силовой расчёт группы звеньев 7, 6

2.3. Силовой расчёт группы звеньев 4, 5

2.4. Силовой расчёт группы звеньев 2, 3

2.5. Силовой расчёт ведущего звена

2.6. Силовой расчёт ведущего звена методом Жуковского

3. Синтез зубчатого механизма

3.1. Определение геометрических параметров зубчатого механизма

3.2. Построение плана линейных скоростей

3.3. Построение плана угловых скоростей

4. Синтез кулачкового механизма

4.1. Построение графика аналогов ускорений

4.2. Построение графика аналогов скоростей

4.3. Построение графика аналогов перемещений

4.4. Нахождение минимального начального радиуса кулачка

4.5. Построение профиля кулачка

Список литературы

1. Кинематический анализ плоского рычажного механизма.

Дано:

Схема плоский рычажного механизма.

Геометрические параметры механизма:

а=200 мм;

b=200 мм;

lОА=125 мм;

lАВ=325 мм;

lАС=150 мм;

lDE=200 мм;

ω=15 с-1 .

Необходимо построить механизм в 12 положениях, планы мгновенных скоростей для каждого из этих положений, планы мгновенных ускорений для любых 2-х положений, а также диаграммы перемещений, скоростей и ускорений.

*1.1 Построение 12 положений плоского рычажного механизма.*

Строим окружность радиусом ОА. Тогда масштабный коэффициент будет:

Выбираем начальное положение механизма и от этой точки делим окружность на 12 равных частей. Центр окружности (т. О) соединяем с полученными точками. Это и будут 12 положений первого звена.

Через т. О проводим горизонтальную прямую линию Х-Х. Затем строим окружности радиусом АВ с центрами в ранее полученных точках. Соединяем точки В0, В1, В2,…,В12 (пересечения окружностей с прямой Х-Х) с точками 0, 1, 2, …, 12. Получим 12 положений второго звена.

От т. О откладываем вверх отрезок b. Получим точку О1. Из неё радиусом О1D проводим окружность.

На отрезках АВ0, АВ1, АВ2, …, АВ12 от точки А откладываем расстояние равное АС. Получим точки С0, С1, С2, …, С12. Через них проводим дуги радиусом DC до пересечения с окружностью с центром в точке О1. Соединяем точки С0, С1, С2, …, С12 с полученными. Это будут 12 положений третьего звена.

Точки D0, D1, D2, …, D12 соединяем с т. О1. Получим 12 положений четвёртого звена.

От самой верхней точки окружности с центром в т.О1 откладываем горизонтально отрезок равный a. Через его конец проводим вертикальную прямую Y-Y. Далее из точек D0, D1, D2, …, D12 строим дуги радиусом DE до пересечения с полученной прямой. Соединяем эти точки с вновь полученными. Это будут 12 положений пятого звена.

Учитывая масштабный коэффициент , размеры звеньев будут:

АВ= lАВ \*=325\*0.005=1,625 м;

АС= lАС\*=150\*0,005=0,75 м;

СD= lCD\*=220\*0.005=1.1 м;

О1D= lО1D\*=150\*0,005=0,75 м;

DЕ=lDE\*=200\*0,005=1 м;

а1= а\*=200\*0,005=1 м;

b1= b\*=200\*0.005=1 м.

*1.2 Построение планов мгновенных скоростей.*

Для построения плана скоростей механизма существуют различные методы, наиболее распространённым из которых является метод векторных уравнений.

Скорости точек О и О1 равны нулю, поэтому на плане скоростей совпадают с полюсом плана скоростей р.

**Положение 0:**

Скорость т.А получаем из уравнения:

Линия действия вектора скорости т.А перпендикулярна звену ОА, а сам направлен в сторону вращения звена.

На плане мгновенных скоростей строим отрезок (pа) ┴ ОА, его длина (ра)=45мм. Тогда масштабный коэффициент равен:

Скорость т.В получаем из уравнений:

, где VBA ┴ ВА, а VВВ0 ║Х-Х

Но скорость т.В совпала с полюсом р, следовательно VB=0, а это значит, что скорости всех остальных точек тоже совпадут с полюсом и будут равны нулю.

Аналогично строятся планы мгновенных скоростей для положений 3, 6, 9, 12.

**Положение 1**:

Скорость т.А получаем из уравнения:

Линия действия вектора скорости т.А перпендикулярна звену ОА, а сам направлен в сторону вращения звена.

На плане мгновенных скоростей строим отрезок (pа) ┴ ОА, его длина (ра)=45мм. Тогда масштабный коэффициент равен:

Скорость т.В получаем из уравнений:

, где VBA ┴ ВА, а VВВ0 ║Х-Х

Из т.a на плане скоростей строим прямую ┴ звену ВС, а из т.р проводим горизонтальную прямую. В пересечении получим т.b. Соединяем т.а и т.b. Это будет вектор скорости т.В (VB).

VB = pb\*= 0.04\*15.3 = 0.612

Скорость т.С определяем с помощью теоремы подобия и правила чтения букв. Правило чтения букв заключается в том, что порядок написания букв на плане скоростей или ускорений жёсткого звена должен в точности соответствовать порядку написания букв на самом звене.

Из пропорции:

 , можно определить длину отрезка ас:

Отложим от т.а отрезок равный 19,2 мм, получим т.с, соединим её с полюсом, получим вектор скорости т.С (VC).

Скорость т.D определяется с помощью решения системы геометрических уравнений:

, где VDC ┴ DC, а VDO1 ┴ DO1

Из т.c на плане скоростей строим прямую ┴ звену DС, а из т.р проводим прямую ┴ DO1. В пересечении получим т.d. Соединяем т.d с полюсом, получим вектор скорости т.D (VD).

VD = pd\*= 0.04\*37.4 = 1.496

Скорость т.Е находим также из решения системы уравнений:

, где VED ┴ ED, а VEE0 ║Y-Y

Из т.d на плане скоростей строим прямую ┴ звену DE, а из т.р проводим вертикальную прямую. В пересечении получим т.е. Соединяем т.а и т.b. Это будет вектор скорости т.В (VB).

VЕ = pе\* = 0.04\*34,7 = 1,388

Аналогично строятся планы мгновенных скоростей для 2, 3, 4, 5, 7, 8, 10, 11 положений механизма.

*1.3 Построение планов мгновенных ускорений.*

Ускорения точек О и О1 равны нулю, поэтому на плане ускорений они совпадут с полюсом плана ускорений π.

**Положение 0:**

Ускорение точки А находим:

На плане мгновенных ускорений строим отрезок πа ║ ОА, его длина (πа)=70 мм. Тогда масштабный коэффициент:

Ускорение точки В можно найти с помощью решения векторного уравнения:

Направление ускорения т.В и т.А ║ прямой Х-Х, ┴ ВА, следовательно ускорение т.В совпадёт с концом вектора мгновенного ускорения т.А, а это значит, что и ускорения всех остальных точек механизма совпадут с ним.

**Положение** **7:**

Ускорение точки А находим:

На плане мгновенных ускорений строим отрезок πа ║ ОА, его длина (πа)=70 мм.

Ускорение точки В можно найти с помощью решения векторного уравнения:

От т.а откладываем отрезок равный 21 мм ║ АВ, затем от конца полученного вектора строим отрезок ┴ АВ, а через полюс проводим горизонтальную прямую. Соединяя тоску пересечения с полюсом, получим вектор ускорения т.В.

Ускорение т.C находим с помощью теоремы подобия и правила чтения букв:

, следовательно

Ускорение точки D можно найти с помощью решения системы векторных уравнений:

От т.с откладываем отрезок равный 14,5 мм ║ DC, затем от конца полученного вектора строим отрезок ┴ DС.

Из т. π строим отрезок равный 1,75 мм ║ O1D, затем через конец полученного вектора проводим прямую ┴ O1D. Соединяя точку пересечения прямой ┴ O1D и прямой ┴ DС с полюсом, получим вектор ускорения т.D.

Ускорение точки E можно найти с помощью решения системы векторных уравнений:

Направление ускорения точки E ║ ED, поэтому через полюс проводим горизонтальную прямую, а от т.конца вектора ускорения т.D строим отрезок равный 1,4 мм ║ ED, затем от конца полученного ве6ктора проводим прямую ┴ ЕD. Соединяя точку пересечения прямой ║ ED и прямой ┴ ЕD с полюсом, получаем вектор ускорения точки Е.

*1.4 Построение диаграммы перемещений выходного звена.*

Диаграмма перемещений выходного звена получается в результате построения отрезков, которые берутся с чертежа плоского рычажного механизма в 12 положениях с учётом масштабного коэффициента

*1.5 Построение диаграммы скоростей выходного звена.*

Диаграмма скоростей выходного звена получается в результате графического дифференцирования методом приращений диаграммы перемещений выходного звена. Этот метод по сути является методом хорд. Если постоянное полюсное расстояние Н взять равным величине интервала Δt, тогда нет необходимости в проведении лучей через полюс П, так как в этом случае отрезки hi являются приращениями функции S(t) на интервале Δt.

Т. е. на диаграмме перемещений строится вертикальный отрезок от первого деления до пересечения с графиком. Затем из точки пересечения откладывается горизонтальный отрезок до пересечения со следующим делением. Потом от полученной точки снова откладывается вертикальный отрезок до пересечения с графиком. Так повторяется до окончания графика. Полученные отрезки строят на диаграмме скоростей с учётом масштабного коэффициента, но не от первого деления, а на пол деления раньше:

*1.6 Построение диаграммы ускорений выходного звена.*

Строится аналогично диаграмме скоростей выходного звена механизма

**2. Силовой анализ плоского рычажного механизма.**

Дано:

lОА = 125 мм;

lАВ = 325 мм;

lАС = 150 мм;

lCD = 220 мм;

lО1D = 150 мм;

lDE = 200 мм;

ω = 15 с-1;

Fmax= 6.3 кН;

δ = 0,07;

mК = 25 кг/м;

mВ = 20 кг;

mЕ = 15 кг;

Диаграмма сил полезных сопротивлений.

Необходимо определить реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент на входном валу механизма.

*2.1 Определение нагрузок, действующих не звенья механизма.*

Вычислим силы тяжести. Равнодействующие этих сил расположены в центрах масс звеньев, а величины равны:

G1 = m1\* g = mК \* lОА \* g = 25 \* 0.125 \* 10= 31.25 H

G2 = m2\* g = mК \* lBА \* g = 25 \* 0.325 \*10 = 81.25 H

G3 = mВ\* g = 20 \* 10 = 200 Н

G4 = m4\* g = mК \* lCD \* g = 25 \* 0.22 \* 10 = 55 H

G5 = m5\* g = mК \* lО1D \* g = 25 \* 0.15 \* 10 = 37,5 H

G6 = m6\* g = mК \* l DE \* g = 25 \* 0.2 \* 10 = 50 H

G7 = m7\* g = 15 \* 10 = 150 H

Найдём силу полезного сопротивления по диаграмме сил полезных сопротивлений. Для рассматриваемого положения механизма эта сила равна нулю.

Данных для вычисления сил вредных сопротивлений нет, поэтому их не учитываем.

Для определения инерционных нагрузок требуются ускорения звеньев и некоторых точек, поэтому воспользуемся планом ускорений для рассматриваемого положения механизма.

Определим силы инерции звеньев. Ведущее звено, как правило, уравновешено, то есть центр масс его лежит на оси вращения, а равнодействующая сил инерции равна нулю. Для определения сил инерции других звеньев механизма предварительно определим ускорения их центров масс:

аS2 = \* πS2 = 0.4 \* 58.5 = 23.4 м/с2

аB = \* πb = 0,4 \* 64.9 = 25.96 м/с2

аS4 = \* πS4 = 0.4 \* 65.7 = 26.28 м/с2

аD = \* πd = 0,4 \* 78.8 = 31.52 м/с2

аS6 = \* πS6 = 0.4 \* 76.1 = 30.44 м/с2

аE = \* πe = 0,4 \* 74.5 = 29.8 м/с2

Теперь определим силы инерции:

FИ2 = m2 \* аS2 = 8.125 \* 23.4 = 190 H

FИ3 = m3 \* аB = 20 \* 25.96 = 519 H

FИ4 = m4 \* аS4 = 5.5 \* 26.28 = 145 H

FИ6 = m6 \* аS6 = 5 \* 30.44 = 152 H

FИ7 = m7 \* аE = 15 \* 29.8 = 447 H

Для определения моментов сил инерции необходимо найти моменты инерции масс звеньев и их угловые ускорения. У звеньев 3 и 7 массы сосредоточены в точках, у звена 1 и угловое ускорение равно нулю, поэтому моменты сил инерции этого звена равна нулю.

Примем распределение массы звеньев 2, 4 и 6 равномерно по их длинам. Тогда инерция звеньев относительно точек Si равен:

JS2 = m2 \* l22/12 = 8,125 \* 0,3252 /12 = 0,0715 кг\*м2

JS4 = m4 \* l42/12 = 5,5 \* 0,222 /12 = 0,0222 кг\*м2

JS6 = m6 \* l62/12 = 5 \* 0,22 /12 = 0,0167 кг\*м2

Угловые ускорения звеньев 2, 4, 5 и 6 определяются по относительным тангенциальным ускорениям, поэтому:

Найдём моменты сил инерции 2, 4, 6 звеньев:

МИ2 = JS2 \* = 0,0715 \* 82,22 = 5,88 Нм

МИ4 = JS4 \* = 0,0222 \* 42,73 = 0,95 Нм

МИ6 = JS4 \* = 0,0167 \* 35,6 = 0,59 Нм

*2.2 Силовой расчёт группы звеньев 6, 7.*

Выделим из механизма группу звеньев 6, 7, расставим все реальные нагрузки и силы и моменты сил инерции.

Действие на рассматриваемую группу отброшенных звеньев заменим силами. В т.Е на ползун 7 действует сила со стороны стойки - направляющей ползуна. В отсутствии трения сила взаимодействия направлена перпендикулярно к контактирующим поверхностям, т. е. перпендикулярно направлению движения ползуна, а влево или вправо, пока не известно, поэтому направим эту силу предварительно вправо. Если после вычислений окажется, что она отрицательна, то необходимо изменить направление на противоположное.

В индексе обозначения ставятся две цифры: первая показывает со стороны какого звена действует сила, а вторая - на какое звено эта сила действует.

В точке D со стороны звена 5 на звено 6 действует сила R56. Ни величина, ни направление этой силы неизвестны, поэтому определяем её по двум составляющим: одну направим вдоль звена и назовём нормальной составляющей, а вторую перпендикулярно звену и назовём тангенциальной составляющей. предварительное направление этих составляющих выбираем произвольно, а действительное направление определиться знаком силы после вычислений.

На ползун Е действует ещё сила полезного сопротивления, но она равна нулю.

Расставим на выделенной группе звеньев все перечисленные силы и определим неизвестные реакции в кинематических парах Е, D - RE и R56.

Сначала определяем тангенциальную составляющую силы R56 из условия равновесия звена 6. Приравняв нулю сумму моментов сил относительно точки Е, получим:

Момент сил инерции необходимо делить на потому, что звенья изображены в масштабе , и в расчётах используются их значения снятые с чертежа.

Нормальная составляющая силы R56 и сила RE находятся графическим методом из векторного многоугольника, построенного для группы звеньев 6, 7. Известно, что при силовом равновесии многоугольник, составленный из векторов сил, должен быть замкнутым:

Так как направления линий действия нормальной составляющей силы R56 и RE известны, то построив предварительно незамкнутый многоугольник из известных векторов сил, можно обеспечить его замыкание, если провести через начало первого и конец последнего вектора прямые, параллельные направлениям искомых сил. Точка пересечения этих прямых определит величины искомых векторов и их действительные направления.

Из построений видно, что направление силы R76 - от n к m, а силы R67 - от m к n.

Определим величины реакций в кинематических парах:

R56 = \* = 1/4 \* 209,7 = 52.43 Н

RE = \* = 1/4 \* 69,3 = 17.33 Н

*2.3 Силовой расчёт группы звеньев 5,4.*

Выделим из механизма группу звеньев 4, 5, расставим все реальные нагрузки и силы и моменты сил инерции, реакции отброшенных звеньев. В точке D действует сила R65, которая равна R56 и направлена противоположно ей.

Неизвестными являются: сила взаимодействия 4 и 2 звена, сила взаимодействия 5 звена и стойки.

В точке С со стороны звена 2 на звено 4 действует сила R24. Ни величина, ни направление этой силы неизвестны, поэтому определяем её по двум составляющим: одну направим вдоль звена и назовём нормальной составляющей, а вторую перпендикулярно звену и назовём тангенциальной составляющей. предварительное направление этих составляющих выбираем произвольно, а действительное направление определиться знаком силы после вычислений.

Сначала определяем тангенциальную составляющую силы R24 из условия равновесия звена 4. Приравняв нулю сумму моментов сил относительно точки D, получим:

Нормальная составляющая силы R24 и сила RO1 находятся графическим методом из векторного многоугольника, построенного для группы звеньев 5, 4. Известно, что при силовом равновесии многоугольник, составленный из векторов сил, должен быть замкнутым:

Так как направления линий действия нормальной составляющей силы R24 и RO1 известны, то построив предварительно незамкнутый многоугольник из известных векторов сил, можно обеспечить его замыкание, если провести через начало первого и конец последнего вектора прямые, параллельные направлениям искомых сил. Точка пересечения этих прямых определит величины искомых векторов и их действительные направления.

Определим величины реакций в кинематических парах:

R24 = \* = 1 \* 26.6 = 26.6 Н

RO1 = \* = 1 \* 276.6 = 276.6 Н

*2.4 Силовой расчёт группы звеньев 2, 3.*

Выделим из механизма группу звеньев 2, 3, расставим все реальные нагрузки и силы и моменты сил инерции, реакции отброшенных звеньев. В точке C действует сила R24, которая равна R24 и направлена противоположно ей.

Неизвестными являются: сила взаимодействия 1 и 2 звена, сила взаимодействия 2 звена и ползуна.

В точке С со стороны звена 1 на звено 2 действует сила R12. Ни величина, ни направление этой силы неизвестны, поэтому определяем её по двум составляющим: одну направим вдоль звена и назовём нормальной составляющей, а вторую перпендикулярно звену и назовём тангенциальной составляющей. предварительное направление этих составляющих выбираем произвольно, а действительное направление определиться знаком силы после вычислений.

Сначала определяем тангенциальную составляющую силы R12 из условия равновесия звена 2. Приравняв нулю сумму моментов сил относительно точки А, получим:

Нормальная составляющая силы R12 и сила RВ находятся графическим методом из векторного многоугольника, построенного для группы звеньев 2, 3. Известно, что при силовом равновесии многоугольник, составленный из векторов сил, должен быть замкнутым:

Так как направления линий действия нормальной составляющей силы R24 и RO1 известны, то построив предварительно незамкнутый многоугольник из известных векторов сил, можно обеспечить его замыкание, если провести через начало первого и конец последнего вектора прямые, параллельные направлениям искомых сил. Точка пересечения этих прямых определит величины искомых векторов и их действительные направления.

Определим величины реакций в кинематических парах:

R12 = \* = 1/2 \* 377,8 = 188,9 Н

RВ = \* = 1/2 \* 55,4 = 27,7 Н

*2.5 Силовой расчёт ведущего звена.*

Ведущее звено обычно уравновешено, то есть центр масс его находится на оси вращения. Для этого требуется, чтобы сила инерции противовеса, установленного на продолжении кривошипа ОА, равнялась силе инерции звена ОА:

m = M1/lOA = 3.125/0.125 = 25 кг - масса единицы длины.

Отсюда можно определить массу противовеса m1, задавшись её расстоянием r1 от оси вращения. При r1 = 0,5 \* l m1 = M1 (масса звена ОА).

В точке А на 1 звено со стороны 2 звена действует сила R21, момент которой относительно точки О равен уравновешивающему моменту.

В точке О при этом возникает реакция RО, равная и противоположно направленная силе R21. Если сила тяжести звена соизмерим с силой R21, то её необходимо учесть при определении реакции опоры О, которая может быть получена из векторного уравнения:

*2.6 Силовой расчёт ведущего звена методом Жуковского.*

К плану мгновенных скоростей механизма, повернутому на 900 в сторону вращения, прикладываем все силы, действующие на механизм, и составляем уравнение моментов действующих сил относительно полюса.

**3. Синтез зубчатого механизма.**

Дано:

Схема механизма.

Угловая скорость входного звена ωд=125 с-1.

Угловая скорость выходного звена ωвм=15 с-1.

Модуль зубчатых колёс m=4мм.

Z5=13.

Z6=20.

На схеме представлен комбинированный зубчатый механизм, который состоит из:

- планетарного механизма (1, 2, 3, 4 и водила Н, колесо 4 остановлено);

- одноступенчатого зубчатого механизма с неподвижными осями (колёса 5 и 6).

*3.1 Определение геометрических параметров зубчатой передачи.*

Передаточное отношение многоступенчатого механизма равно произведению передаточных отношений его ступеней:

Для планетарного механизма:

Для одноступенчатой зубчатой передачи:

Передаточное отношение всего механизма:

Тогда

 = 4

Запишем условие соосности:

Z1+Z2=Z4-Z3

Из него ясно, что Z4 должно быть больше Z3. Соотношение заменяем отношением сомножителей a, b, c, d, каждый из которых соответственно пропорционален числу зубьев.

, следовательно, a + b = d - с.

Чтобы условие соосности выполнялось в любом случае, умножим правую часть равенства на левую, а левую - на правую:

(a + b) \* (d - с) = (d - с) \* (a + b).

Так как сомножители a, b, c, d пропорциональны числам зубьев, то для определения последних требуется умножить каждый сомножителей на коэффициент пропорциональности γ. Очевидно, что γ - любое положительное число. Таким образом, получим:

γ \* (a + b) \* (d - с) = γ \* (d - с) \* (a + b).

Преобразуем равенство к виду:

γ \* a \* (d - с) + γ \* b \* (d - с) = γ \* d \* (a + b) - γ \* с \* (a + b).

Теперь можно принять, что:

Z1 = γ \* a \* (d - с), Z2 = γ \* b \* (d - с),

Z3 = γ \* с \* (a + b), Z4 = γ \* d \* (a + b).

Разобьём передаточное отношение на четыре сомножителя, которые должны быть целыми числами. Это можно выполнить различным образом:

Рассмотрим третий вариант: а = 2, b = 3, с = 3, d = 8. Решение ищем в ранее полученном виде:

Z1 = γ \* a \* (d - с) = 2 \* (8 - 3) \* γ = 2 \* γ,

Z2 = γ \* b \* (d - с) = 3 \* (8 - 3) \* γ = 3 \* γ,

Z3 = γ \* с \* (a + b) = 3 \* (2 + 3) \* γ = 3 \* γ,

Z4 = γ \* d \* (a + b) = 8 \* (2 + 3) \* γ = 8 \* γ.

Наименьшим должно быть зубчатое колесо Z1. Число зубьев колеса Z1 определяется из условия отсутствия интерференции зубьев при зацеплении с колесом Z2; Z1 должно быть более 17, так как при 17 зубьях правильное зацепление возможно лишь с зубчатой рейкой. Примем γ = 9, тогда:

Z1 = 18, Z2 = 27, Z3 = 27, Z4 = 72.

Условия правильного зацепления выполняется (согласно таблице):

Z1 > 17, а Z4 > Z3 + 8.

Определим возможное число сателлитов по внешнему зацеплению:

По внутреннему зацеплению:

Число сателлитов может быть не более трёх. Проверим условие сборки при трёх сателлитах:

Условие сборки выполняется, так как l = 30 - целое число.

Определяем диаметры делительных окружностей зубчатых колёс:

d1 = Z1 \* m = 18 \* 4 = 72 мм,

d2 = Z2 \* m = 27 \* 4 = 108 мм,

d3 = Z3 \* m = 27 \* 4 = 108 мм,

d4 = Z4 \* m = 72 \* 4 = 288 мм,

d5 = Z5 \* m = 13 \* 4 = 52 мм,

d6 = Z6 \* m = 20 \* 4 = 80 мм.

*3.2 Построение плана линейных скоростей.*

Построение плана возможно, если у каждого звена будут известны скорости минимум двух его точек. Известными являются скорости точек звеньев, движения которых задано, а так же скорости точек неподвижных геометрических осей вращения звеньев (они равны нулю).

При построении плана используем свойство эвольвентного зацепления: скорость полюса зацепления является общей для точек начальных окружностей зацепляющих колёс.

На чертеже строим схему механизма, учитывая масштабный коэффициент:

Определяем скорость точки А:

На плане линейных скоростей проводим ось Y-Y. От неё из точки А1 строим вектор-отрезок скорости т.А (А1а = 45 мм). Тогда масштабный коэффициент:

Теперь можно определить скорости всех точек звена 1, так как известны скорости двух его точек А и О ( скорость т.О равна нулю). Прямая, проходящая через точки а и О1, и будет изображать скорости всех точек звена 1.

Известно, что колёса Z2 и Z3 равны и их центры располагаются на одной оси (жёстко связаны). Следовательно скорости всех их точек будут располагаться на одной прямой, проходящей через точки В1 (полюс зацепления колёс Z3 и Z4, при чём колесо Z4 остановлено) и а (так как т.А - полюс зацепления колёс Z1 и Z2). Для того, чтобы определить скорость т.С, необходимо провести из т.С1 горизонтальную прямую до пересечения с прямой В1а. Отрезок С1с будет вектором скорости т.С:

Сателлит проходит через две точки: О' (её скорость равна нулю, так как она располагается на одной прямой с т.О) и С (её скорость известна), следовательно, скорости всех точек сателлита будут лежать на прямой, проходящей через точки О1 и с.

Скорость точки Е - отрезок построенный из точки Е1 до пересечения с прямой О1с:

Скорость т.D равна нулю, скорость т.Е (полюс зацепления Z5 и Z6) известна, значит скорость всех точек 6 звена есть прямая D1е.

*3.3 Построение плана угловых скоростей.*

Проводим горизонтальную прямую и перпендикулярно к ней строим отрезок Н произвольной величины (50 мм). Затем из конца отрезка (т.О) проводим лучи параллельные линиям распределения скоростей звеньев. на горизонтальной прямой отсекутся отрезки ωi, изображающие в масштабе угловые скорости звеньев механизма.

По отношению отрезков может быть определено передаточное отношение между звеньями механизма.

Передаточное отношение от звена 5 к звену 6:

Погрешность определения передаточного отношения графическим методом относительно аналитического метода:

**4. Синтез кулачкового механизма.**

Дано:

Диаграмма аналоговых ускорений.

Схема кулачкового механизма.

φб.о.= 400.

φд.о.= 600.

αдоп= 250.

Smax=40 мм.

Рассчитаем недостающие фазовые углы:

φраб.= φд.о+ φу

φх.х.= φб.о+ φв

φу= φв

φ= φраб.+ φх.х.= φу + φв+600+400 =3600

φу = φв=1300

*4.1 Построение графиков аналогов ускорений.*

Строится он в произвольном масштабе (максимальная ордината должна быть не менее 80 мм) с учётом фазовых углов удаленияφу, дальней остановки φд.о, возвращения φв, ближней остановки φб.о. При этом следует соблюдать условия равенства площадей F1=F2, F3=F4, так как площади F1 и F2, F3 и F4 в определённом масштабе представляют собой максимальное значение ординаты графика аналога скоростей соответственно на фазе удаления и фазе возвращения. Если φу= φв, то F1=F2=F3=F4.

Задаём оси координат аφ и φ. Затем строим график аналоговых ускорений с максимальной ординатой в 50мм, учитывая масштабные коэффициенты:

*4.2 Построение графиков аналогов скоростей.*

График аналогов скоростей строится графическим интегрированием графика аналогов ускорений. При интегрировании полюсное расстояние Н следует брать таким, чтобы максимальная ордината графика была не менее 80 мм. А также необходимо учитывать масштабный коэффициент:

*4.3 Построение графиков аналогов перемещений*

График аналогов перемещений строится графическим интегрированием графика аналогов скоростей. При интегрировании полюсное расстояние Н следует брать таким, чтобы максимальная ордината графика была не менее 80 мм. А также необходимо учитывать масштабный коэффициент:

*4.4 Определение начального радиуса кулачка.*

Параллельно траектории движения толкателя кулачкового механизма проводится прямая линия.

От произвольной точки на этой линии (нулевая точка) по направлению перемещения толкателя на фазе удаления откладываются отрезки 0-1, 0-2, 0-3, ..., 0-6, соответствующие отрезкам 1-1, 2-2, 3-3, ..., 6-6 фазы удаления графика перемещений. На фазе возвращения (тоже от нулевой точки) откладываются отрезки 0-10, 0-11, 0-12, ..., 0-16, соответствующие отрезкам 10-10, 11-11, 12-12, ..., 16-16 фазы возвращения графика перемещений, учитывая масштабный коэффициент:

Из точек 1, 2, 3, ... перпендикулярно траектории движения толкателя в сторону векторов его скоростей на фазах удаления и возвращения), повёрнутых на 900 в направлении угловой скорости кулачка ω1 откладываются соответствующие отрезки аналогов скоростей (из графика аналогов скоростей). Масштаб этих отрезков должен быть тем же, что и масштаб отрезков перемещения толкателя, отложенных на траектории его движения. Для этого соответствующую ординату с графика аналогов скоростей необходимо умножить на масштабный коэффициент изображения аналогов скоростей. Получим истинную величину аналога скорости. Чтобы изобразить аналог скорости в масштабе перемещений, необходимо истинную величину аналога скорости разделить на масштабный коэффициент перемещений:

Концы отрезков соединяют плавной кривой.

Касательно к полученной кривой под максимально допустимым углом давления αдоп к траектории движения толкателя проводятся лучи, таким образом, чтобы точка их пересечения О1 и нулевая точка О располагались по одну сторону от кривой. Расстояние между точкой, принимаемой за ось вращения кулачка и точкой О и будет представлять собой величину начального радиуса кулачка.

Если за ось вращения кулачка принять точку пересечения лучей О1, получим минимально возможный начальный радиус кулачка.

*4.5 Построение профиля кулачка.*

При построении профиля кулачка все линейные величины откладываются в одном масштабе.

Проводим окружность с центром О1, радиус которой равен начальному радиусу кулачка.

Обозначаем направление вращения кулачка ω.

Построенная окружность делится на столько равных частей, сколько их имеет ось абсцисс графика перемещений. Нумерация точек производится в направлении, обратном направлению вращения кулачка.

Через полученные точки касательно к окружности с центром в точке О1 проводятся траектории движения толкателя в обращённом движении.

От точек 0,1, 2, ..., 17 пересечения траектории с окружностью начального радиуса откладываются отрезки 1-1’, 2-2’, 3-3’, ..., 17-17’, соответствующие отрезкам 1-1, 2-2, 3-3, ..., 17-17 графика перемещений.

Полученные точки соединяются плавной кривой, которая и будет представлять собой центровой профиль кулачка.

Согласно графику аналогов перемещений отмечаются фазовые углы.

**Список литературы.**

1. Методические указания к курсовому проектированию по теории механизмов и машин. «Кинематический анализ плоских рычажных механизмов Горький 1995.
2. Методические указания к курсовому проектированию по курсу теория механизмов и машин. «Кинетостатический (силовой) анализ плоского рычажного механизма». Горький 1995.
3. Методические указания к курсовому проектированию по курсу теория механизмов и машин. «Синтез кулачковых механизмов».. Горький 1995.
4. Методические указания к курсовому проектированию по теории механизмов и машин. «Синтез зубчатой передачи». Горький 1995.