**БЕЛГОРОДСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ**

**Инженерный факультет**

**Кафедра общетехнических дисциплин**

***Расчетно-пояснительная записка***

***К курсовому проекту по ТММ***

***на тему: «Проектирование и исследование механизма качающегося конвейера»***

Задание 16 Вариант

Выполнил студент: инженерного

факультета 2-го курса 21 (1 ) гр.

Проверил: доцент Слободюк А.П.

**БЕЛГОРОД 2004**

**ВВЕДЕНИЕ**

Механизм привода конвейера предназначен для осуществления возвратно-поступательного движения ползуна для перемещения лотка или ленты с транспортируемым материалом. Для осуществления сепарирования и перемещения материала характер движения ползуна конвейера должен быть различным в обе стороны.

Кривошип 1 механизма приводится от электродвигателя через редуктор и совершает вращательное движение. Далее, через шатун 2 движение передается на коромысло 3, которое при работе механизма совершает качающееся движение относительно оси D.

Затем, через шарнир С, движение передается на шатун 4, совершающий сложное движение. Шатун 4 соединен с ползуном 5 – лотком конвейера. Ползун, совершая возвратно-поступательное движение, позволяет выполнять рабочий процесс.

В целом механизм привода конвейера можно отнести к исполнительным механизмам технологической машины.

1. **СТРУКТУРНОЕ И КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ**

**РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА**

1.1. Структурный анализ рычажного механизма

Степень подвижности механизма определим по формуле Чебышева

W = 3n - 2p1 - p2 ,

где n - число подвижных звеньев, p1 - число одноподвижных кинематических пар, p2 - число двухподвижных кинематических пар.

В рассматриваемом механизме 5 подвижных звеньев (т.е. n = 5), и все кинематические пары одноподвижные (т.е. p1=7, p2=0). Тогда

W = 3·5 - 2·7 = 1.

Так как подвижность механизма получена отличной от нуля, то механизм работоспособен.

Разбиваем механизм на группы Ассура: группа II класса 1-го порядка (шатун 2 - коромысло 3) и группа II класса 2-го порядка (шатун 4 - ползун 5) [2].

Структурная формула механизма I(0-1) – II1(2-3) – II2(4-5)

В целом механизм является механизмом II класса.

1.2. Построение кинематической схемы

Построение кинематической схемы начинаем с разметки неподвижных опор рычажного механизма. Принимаем на чертеже масштабный коэффициент схемы μl = 0.004 м/мм. В принятом масштабе

LОА = ОА/μl = 0.11/0.004 = 27.5 мм

За нулевое принимаем такое положение механизма, при котором ползун 5 занимает крайнее левое положение (в соответствии с условием). При этом шатун АВ находится на одной прямой с кривошипом ОА (см. лист 1 графической части). В этом положении достраиваем кинематическую схему в выбранном масштабе.

Разбиваем траекторию движения точки А кривошипа на 12 равных дуг, начиная от нулевого положения и в каждом из этих положений выстраиваем кинематическую схему механизма. Строим кинематическую схему во втором крайнем положении. Положение конца рабочего хода определяет точка Акрх. Рабочий ход составляет φрх= 210º = 3.67 рад.

1.3. Построение планов скоростей

Построение плана скоростей начинаем от входного звена - кривошипа ОА. Угловая скорость кривошипа ω1 =16 1/с. Скорость точки А

VA = ω1·ОА = 16⋅0,14 = 2,24 м/с

Из точки р, принятой за полюс плана скоростей (см. лист 1), откладываем в направлении вращения кривошипа 1 вектор ра = 56 мм скорости точки А, принадлежащей кривошипу.

Масштабный коэффициент плана скоростей

μv = VA/ра = 2,24/56 = 0,04 м/с/мм

План скоростей для группы Ассура (2-3) строим, графически решая систему векторных уравнений

VА3 = VA + VВA

VВ = VС + VВС

В этой системе VВ обозначен вектор скорости точки В, принадлежащей шатуну 2; VВA - вектор относительной скорости точки В относительно точки А. VВС - вектор относительной скорости точки В относительно точки С. Также имеем VС = 0 (так как в точке С находится опора), VВA┴AВ , VВС║ВС.

Построение. Из точки а плана проводим линию, перпендикулярную шатуну AВ - направление VВA. Из полюса р (поскольку VС = 0) проводим линию, перпендикулярную кривошипу 3 - направление VВD. Точка b пересечения этих линий дает конец вектора искомой скорости VB.

Чтобы построить план скоростей для группы Ассура (звенья 4-5), необходимо найти скорость точки D коромысла из условия подобия

VD/VB = СD/BС,

или, учитывая, что масштабный коэффициент μv остается постоянным,

pd/рb = СD/ВС .

Например, для положения 2 (φ1 = 60º)

pd = pb·СD/BС = 55.54·0.35/0.25 = 77.76 мм .

Вектор VD выходит из полюса p, параллелен вектору рb и направлен в ту же сторону (т.к. точка В – шарнир, в котором прикрепляется шатун 2 – лежит между точкой D и неподвижной опорой С коромысла).

Для группы Ассура (4-5) составляем систему векторных уравнений

VE = VD + VED

VE = горизонталь ,

где VED ⊥ ЕD – относительная скорость точки Е вокруг D.

Через точку d плана проводим линию, перпендикулярную звену ЕD. Через полюс p проводим линию, направленную горизонтально. Точка е пересечения этих линий дает точку конца вектора скорости VE. Вектор pе представляет вектор скорости любой точки ползуна 5 (т.к. ползун 5 совершает поступательное движение).

Чтобы определить скорость любой точки звена механизма, необходимо, исходя из подобия, найти соответствующую точку на одноименном отрезке плана скоростей и из полюса в эту точку провести вектор, который и будет вектором скорости данной точки.

Например, для положения 2 (φ1=60º) определим скорости точек Si (точки центров масс звеньев, расположенные по условию на звеньях):

VS4 = ps4·μv = 70.4·0.0088 = 0.62 м/с.

VS5 = VD = pd·μv = 65.3·0.0088 = 0.57 м/с.

Сводим определенные из планов величины скоростей точек S2, S3 , S4 и точки S5, принадлежащей ползуну, в таблицу 1.1.

Чтобы определить угловые скорости звеньев 2, 3, 4 необходимо величины относительных скоростей точек в относительном движении разделить на длины соответствующих звеньев.

Например, для положения 2 (φ1=60º):

ω3 = VВС/ВС = pc·μv /ВС = 0.04/0.14= 17.1 1/с.

ω4 = VCD/CD = cd·μv /CD = ·0.04 /0.57 = 2.98 1/с.

Для остальных положений вычисления аналогичны. Результаты сведены в таблицу 2.1.

**Таблица 2.1 Линейные скорости центров масс и угловые скорости звеньев**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Поло-**  **жение** | **φ1,**  **рад** | **Линейные скорости, м/с** | | | | **Угловые скорости, 1/с** | | |
| **VS2** | **VS3** | **VS4** | **VS5** | **ω2** | **ω 3** | **ω 4** |
| 0 | 0 | 2.24 | 0 | 1.12 | 0 | 0 | 16.00 | 3.93 |
| 1 | π/4 | 2.24 | 0 | 1.20 | 0.88 | 0 | 12.43 | 2.40 |
| 2 | π/2 | 2.24 | 0 | 1,47 | 1,39 | 0 | 11,33 | 0,87 |
| 3 | 3π/4 | 2.24 | 0 | 1,59 | 1,63 | 0 | 11,28 | 0,68 |
| 4 | π | 2.24 | 0 | 1,43 | 1,39 | 0 | 12,20 | 2,21 |
| 5 | 5π/4 | 2.24 | 0 | 1,09 | 0,26 | 0 | 15,28 | 3,73 |
| крх |  | 2.24 | 0 | 1,12 | 0 | 0 | 16,0 | 3,93 |
| 6 | 3π/2 | 2.24 | 0 | 2,93 | 2,91 | 0 | 24,01 | 16,33 |
| 7 | 7π/4 | 2.24 | 0 | 2,94 | 2,56 | 0 | 25,35 | 3,48 |

1.4. Построение планов ускорений

Рассмотрим построение плана ускорений для положения 1(φ1=45º).

Ускорение точки А определится как

aA = aAn + aAτ= ω12·ОА + ε1·ОА .

Так как ω1 = const, то ε1 = 0. Тогда

aA = aAn = ω12·ОА = 162·0,14= 35,84 м/с2.

Из полюса плана ускорений π проводим вектор нормального ускорения точки А – вектор πa длиной 160 мм в направлении от точки A к точке O параллельно звену OA. Тогда масштабный коэффициент плана

μа = aA/ πa = 35,84/160 = 0,224 м/с2/мм .

План ускорений для группы Ассура (2-3) строим, графически решая систему векторных уравнений

аА3 = аА2 + акA3А2 + аr А3A2

аА3 = аВ + аnА3В + аτА3В ,

где аВ = 0.

Величину кариолисового ускорения определим [2] как

акA3А2 = 2ω3·V A3А2 = 2⋅12,43·0.74544= 18.532 м/с2 ,

Направлен этот вектор от точки А3 к точке А паралв направлении от точки В к точке А, а его длина в масштабе плана kА3А2=акA3А2/μа=18.532/0.224=82.73 мм.

Величину нормального ускорения аnВС рассчитаем как

аnА3В = ω32·А3В = 12,432·0,1698 = 26,24 м/с2

Направлен этот вектор от точки В к точке С параллельно коромыслу в направлении от точки В к точке С, а его длина в масштабе плана nА3В= аnА3В/μа = 26,24/0,224 = 117,14 мм. Кроме этого, аτВA ⊥AВ и аτ ВС ⊥ВС.

Из точки a плана ускорений проводим вектор nВА нормального относительного ускорения, а через его конец - линию, перпендикулярную шатуну АВ (направление ускорения аτВA). Из полюса π проводим вектор nBС, а через его конец - линию действия касательного ускорения аτВС перпендикулярно коромыслу ВС. Точка пересечения линий действия ускорений аτВA и аτВС даст точку b конца вектора полного ускорения точки B.

Находим ускорение точки С, используя пропорциональную зависимость bc = πa3· BC/A3B= 120,794·35/42.457 = 99,58 мм .

Вектор аD выходит из полюса π и направлен в направлении вектора πb (т.к. точка В – шарнир, в котором прикрепляется шатун 2 – лежит между точкой D и неподвижной опорой С коромысла 3).

План ускорений для группы Ассура (4-5) строим, графически решая систему векторных уравнений

аД = аC + аnДС + аτДС

aД = вертикаль

Величину нормального ускорения аnДС рассчитаем как

аnДС = ω42·ДС = 2,402·0,57 = 3,283 м/с2

Направлен этот вектор от точки Д к точке С параллельно звену ДС, а его длина в масштабе плана nДС = аnДС/μа = 3,283/0,224 = 14,66 мм. Вектор аτДС⊥ДС будем проводить из конца вектора nДС.

Через точку с плана проводим вектор nED, а через его конец - линию в направлении аτED (перпендикулярно звену ЕD). Через полюс проводим горизонтальную линию. Точка пересечения этих линий дает точку е - конец вектора ускорения ползуна.

Рассчитываем полные ускорения точек центров масс звеньев (точки S5, S4, S3, S2), умножая длины соответствующих векторов πsi на масштабный коэффициент плана ускорений для положения 1 (φ1=45º)

aS5 = aД = πd·μа = 57.3 ·0.224 = 12.84 м/с2 ;

aS4 = πs4·μа = 70.8·0.224 = 15.86 м/с2 ;

Перенеся вектор τВА в точку В, устанавливаем, что угловое ускорение ε2 для данного положения механизма направлено по часовой стрелке.

Угловое ускорение звена 3 рассчитываем

ε3 = аτA3B /A3B= τA3B·μа /A3B= 29.5·0.224 /0.1698 = 38,9 1/c2 .

Перенеся вектор τВC в точку В, устанавливаем, что угловое ускорение ε3 для данного положения механизма направлено против часовой стрелки.

Угловое ускорение звена 4 рассчитываем

ε4 = аτCД /СД = τДС·μа /ДС = 78,4·0,224 /0,57 = 30,8 1/c2 .

Перенеся вектор τED в точку E, устанавливаем, что угловое ускорение ε4 для данного положения механизма направлено против часовой стрелки.

Для положения на холостом ходе построение плана ускорений аналогично.

Результаты расчетов сведены в таблицу 2.2.

**Таблица 2.2 Линейные ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Поло-**  **жение** | **φ1,**  **рад** | **Линейные ускорения, м/с2** | | | | **Угловые ускорения, 1/с2** | | |
| **аS2** | **аS3** | **аS4** | **аS5** | ε2 | ε3 | ε4 |
| 1 | π/4 |  |  | 15.86 | 12.84 |  | 38,9 | 30,8 |
| 9 | 7π/4 |  |  | 82,3 | 79,5 |  | 212,1 | 103,3 |

Кинематические диаграммы точки D ползуна

Откладываем по оси абсцисс отрезок 192 мм, изображающий угол поворота кривошипа 360º и делим его на 8 равных частей. От точек, соответствующих углам поворота φ1 = 45º, φ1 = 90º, … откладываем ординаты, равные расстояниям D0D1, D0D2 и т.д., проходимые точкой D от начала отсчета в масштабе μs = 0.004 м/мм.

Определяем масштабные коэффициенты по времени и по углу поворота

μt = 2π/(ω1·L) = 2π/(16·192) = 0.002045307 с/мм

μφ = 2π/L = 2π/192 = 0.03272 рад/мм

Строим график скорости точки D графическим дифференцированием графика S(φ1). Разбиваем ось абсцисс графика S(φ1) на 24 равных участка. На участках деления заменяем кривую S(φ1) хордами. Проводим прямоугольные оси V и φ1. На оси φ1 откладываем полюсное расстояние H1 = 30 мм. Из полюса проводим линии, параллельные хордам на соответствующих участках графика перемещений. Наклонные отсекают по оси ординат V отрезки. На соответствующих участках графика V(φ1) строим ступени, равные по высоте отсеченным отрезкам по оси V. Плавную кривую проводим примерно по серединам полученных ступеней. Полученная кривая является графиком скорости точки D.

Масштабный коэффициент графика V(φ1) рассчитываем как

μv = μs /(μt·H1) = 0.004/(0.002045307·30) = 0.0652 м/с/мм

Аналогично, графическим дифференцированием графика V(φ1), строится график ускорения точки D.

μa = μv /(μt·H2) = 0.0652/(0.002045307·30) = 0.996 м/с2/мм ,

где H2 = 32 мм – полюсное расстояние для графика ускорений.

**2. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА**

2.1. Определение сил, действующих на звенья механизма

Вычерчиваем на листе (см. лист 2) кинематическую схему механизма в положении 1 (φ1=45º). Переносим с листа 1 план ускорений механизма и определяем ускорения центров масс звеньев 2, 3, 4 и 5 и угловое ускорение звеньев 2, 3 и 4 (см. п.1.4).

aS5 = aД = πd·μа = 57.3 ·0.224 = 12.84 м/с2 ;

aS4 = πs4·μа = 70.8·0.224 = 15.86 м/с2 ;

ε3 = аτA3B /A3B= τA3B·μа /A3B= 29.5·0.224 /0.1698 = 38,9 1/c2 .

ε4 = аτCД /СD = τДС·μа /DС = 78,4·0,224 /0,57 = 30,8 1/c2 .

Рассчитываем величины сил инерции

Fи5= -m5·аs5 = 34·12.84 = 436.56 Н,

Fи4= -m4·аs4 = 4.2·15.86 = 66.6 Н,

Fи3= -m3·aS3 = 140·2.68 = 375.2 Н,

Fи2= -m2·aS2 = 90·5.35 = 481.5 Н,

и моментов сил инерции

Mи2= -Js2·ε2 = 0.4·12.95 = 5.18 Нм

Mи3= -Js3·ε3 = 1.0·14.87= 14.87 Нм

Mи4= -Js4·ε4 = 6.5·0.81 = 5.265 Нм

Силы инерции прикладываются в центрах масс звеньев: в т. Е, S4, S3, S2 в направлениях, противоположных векторам ускорений центров масс. Моменты сил инерции прикладываем к звеньям 2, 3 и 4 в направлениях, противоположных угловым ускорениям ε2, ε3 и ε4.

Сила производственного сопротивления постоянна на протяжении всего рабочего хода (по условию) и составляет Рпс= 5000 Н.

Кроме силы производственных сопротивлений Рпс, сил инерции Fи2, Fи3, Fи4, Fи5 и моментов сил инерции Ми2, Ми3, Mи4 на звенья механизма действуют силы тяжести G5, G4 , G3, и G2. Определяем силы тяжести

G5= -m5·g = 450·9.81 = 4414.5 Н,

G4= -m4·g = 180·9.81 = 1765.8 Н,

G3= -m3·g = 140·9.81 = 1373.4 Н,

G2= -m2·g = 90·9.81 = 882.9 Н,

Силы тяжести прикладываются в центрах масс звеньев вертикально вниз.

2.2. Замена сил инерции и моментов сил инерции

Для звена 4 заменяем силу инерции Fи4 и момент сил инерции Ми4 одной силой Fи4', равной по величине и направлению силе Fи4, но приложенной в центре качания k4 звена. Для его нахождения вычисляем плечо

hи4 = Mи4/Fи4 = 5.265/941.4 = 0.0056 м,

что в масштабе кинематической схемы µL=0.004 м/мм составляет 1.4 мм, и смещаем силу Fи4 на 1.4 мм параллельно самой себе так, чтобы обеспечить относительно точки S4 момент такого же направления, что и Mи4. Точка пересечения линии действия силы Fи4' и звена 4 дает точку k4 [2].

Для звена 3 заменяем силу инерции Fи3 и момент сил инерции Ми3 одной силой Fи3', равной по величине и направлению силе Fи3, но приложенной в центре качания k3 звена. Для его нахождения вычисляем плечо

hи3 = Mи3/Fи3 = 14.87/375.2 = 0.0396 м,

что в масштабе кинематической схемы µL=0.004 м/мм составляет 9.9 мм, и смещаем силу Fи3 на 9.9 мм параллельно самой себе так, чтобы обеспечить относительно точки S3 момент такого же направления, что и Mи3. Точка пересечения линии действия силы Fи3' и звена 3 дает точку k3 [2].

Для звена 2 заменяем силу инерции Fи2 и момент сил инерции Ми2 одной силой Fи2', равной по величине и направлению силе Fи2, но приложенной в центре качания k2 звена. Для его нахождения вычисляем плечо

hи2 = Mи2/Fи2 = 5.18/481.5 = 0.0108 м,

что в масштабе кинематической схемы составляет 2.7 мм, и смещаем силу Fи2 на 2.7 мм параллельно самой себе так, чтобы обеспечить относительно точки S2 момент такого же направления, что и Mи2. Точка пересечения линии действия силы Fи2' и звена 2 дает точку k2 [2].

2.3. Определение реакций в кинематических парах группы Ассура (4-5)

Определение реакций начинаем с последней присоединенной группы Ассура, т.е. группы (4-5).

Вычерчиваем схему группы (μl = 0.004 м/мм ) в том положении, в котором она находится в механизме в данном положении.

Прикладываем к звену 5 внешние силы Рпс= 5000 Н, G5= 4414.5 Н и Fи5=2304 Н, а к звену 4 - силу Fи4'= 941.4 Н, приложенную в центре качания звена k4 и силу веса G4 = 1765.8 H.

По принципу освобождаемости от связей заменяем действие стойки 0 на звено 5 реакцией R05, перпендикулярной к линии движения ползуна (т.к. силы трения не учитываются). Со стороны отсоединенного звена 3 на звено 4 действует реакция R34, которую представляем в виде нормальной и касательной составляющих Rn34 и Rτ34 (Rn34 направляем вдоль ЕD, а Rτ34 - перпендикулярно ЕD).

Величину и направление реакции Rτ34 определим из уравнения моментов всех сил, действующих на группу (4-5), относительно точки Е

ΣME(Fi) = -Rτ34·ЕD - Fи4·h1 + G4·h2 = 0 ,

откуда

Rτ34 = (G4·h2 -Fи4·h1)/ЕD =

(1765.8·90.43 – 941.4·30.96)/187.5 = 696.2 Н

Поскольку знак Rτ34  из уравнения получен положительным, значит предварительное направление этой составляющей реакции на листе выбрано верно.

Поскольку направления реакций R05 и Rn34 известны, то, применяя принцип Даламбера, записываем условие равновесия группы Ассура

R05 + Рпс + G5 + Fи5 + G4 + Fи4' + Rτ34 + Rn34 = 0 .

Выбрав масштаб μF = 50 Н/мм, строим план сил для группы 4-5, последовательно откладывая векторы сил и замыкая силовой многоугольник от точки пересечения направлений неизвестных реакций R05 и Rn34.

По построенному силовому многоугольнику определяем величины реакций, умножая длину соответствующего вектора на масштабный коэффициент плана сил

R05 = 63.1·50 = 3155 Н

R34 = 175.3·50 = 8765 Н

Применяя принцип Даламбера, записываем условие равновесия звена 4

R34 + Fи4 + G4 + R54 = 0 .

На построенном плане сил по данному векторному уравнению достраиваем недостающий вектор R54, соединяя конец вектора G4 с началом вектора R34. Определяем величину этой реакции

R54 = 148.2·50 = 7410 Н

2.4. Определение реакций в кинематических парах группы Ассура (2-3)

Вычерчиваем схему группы (μl = 0.004 м/мм ) и прикладываем к звеньям группы все известные силы и моменты.

К звену 3: R43 = -R34 = 8765 Н; G3= 1373.4 Н; Fи3' = 375.2 Н. Вектор R43 прикладываем в точке D, развернув вектор R34 на 180˚.

К звену 2 прикладываем: G2= 882.9 Н; Fи2' = 481.5 Н.

В раскрытых кинематических парах прикладываем реакции. Реакцию R03 представляем в виде нормальной и касательной составляющих Rn03 и Rτ03 (Rn03 направим вдоль СD, а Rτ03 - перпендикулярно СD). Реакцию R12 представляем в виде нормальной и касательной составляющих Rn12 и Rτ12 (Rn12 направим вдоль АВ, а Rτ12 - перпендикулярно АВ)

Величину Rτ03 определим из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 3, относительно точки В (центрального шарнира группы):

ΣMВ3(Fi) = -R43·h3 + Fи3'·h4 - G3·h5 + Rτ03·ВD = 0 ,

откуда

Rτ03 = (R43·h3 - Fи3'·h4 + G3·h5)/ ВD =

= (8765·19.04 – 375.2·8.25 + 1373.4·6.58)/62.5 = 2765.2 Н

Поскольку знак Rτ03  из уравнения получен положительным, значит предварительное направление этой составляющей реакции на листе выбрано верно.

Величину Rτ12 определим из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 2, относительно точки В (центрального шарнира группы):

ΣMВ2(Fi) = G2·h6 + Fи2'·h7 - Rτ12·АВ = 0 ,

откуда

Rτ12 = (G2·h6 + Fи2'·h7)/ АВ =

= (882.9·28.52 + 481.5·15.9)/60 = 547.3 Н

Поскольку знак Rτ12  из уравнения получен положительным, значит предварительное направление этой составляющей реакции на листе выбрано верно.

Поскольку направления реакций Rn03 и Rn12 известны, то, применяя принцип Даламбера, записываем условие равновесия группы Ассура

Rn03 + Rτ03 + R43 + G3 +Fи3' + G2 + Fи2' + Rτ12 + Rn12 = 0 .

Выбрав масштаб μF = 50 Н/мм, строим план сил для группы 2-3, последовательно откладывая векторы сил и замыкая силовой многоугольник от точки пересечения направлений неизвестных реакций Rn03 и Rn12.

С учетом масштаба величины реакций

R12 = 189.6·50 = 9480 Н;

R03 = 153.6·50 = 7680 Н.

Применяя принцип Даламбера, записываем условие равновесия звена 3

R03 + R43 + Fи3 + G3 + R23 = 0 .

На построенном плане сил по данному векторному уравнению достраиваем недостающий вектор R23, соединяя конец вектора G3 с началом вектора R03. Определяем величину этой реакции

R23 = 186.4·50 = 9320 Н

2.5. Силовой расчет ведущего звена

Проводим силовой расчет ведущего звена.

Прикладываем в т. А реакцию R21 = 9480 Н, развернув вектор R12 на 180˚, а также уравновешивающую силу Fур перпендикулярно звену.

Величину уравновешивающей силы находим из уравнения моментов относительно т. O:

Fур·ОА - R21·h8 = 0,

откуда Fур = R21·h8/ОА = 9480·27.83/55 = 4796.9 H.

Выбрав масштаб μF = 50 Н/мм, строим план сил для звена 1 по уравнению Fур + R21 +R01 = 0, и определяем из плана сил величину реакции R01 = 163.5·50 = = 8175 Н.

2.6. Определение уравновешивающей силы по методу Н.Е.Жуковского

Для нахождения уравновешивающей силы по методу Жуковского строим план скоростей для положения 2 (φ1 = 60˚), повернутый на 90˚.

В соответствующих точках отрезков этого плана прикладываем все известные внешние силы, включая силы инерции и уравновешивающую силу, перенося их параллельно самим себе со схем групп Ассура.

Для нахождения уравновешивающей силы составляем уравнение моментов всех сил относительно полюса такого плана скоростей, рассматривая его, как жесткий рычаг:

-Рпс·pе - Fи5·pе – Fи4'·h9+ G4·h10 - Fи3'·h11 + G3·h12 - Fи2'·h13 + G2·h14 + Fур·pa = 0 ,

откуда

Fур = (Рпс·pе + Fи5·pе + Fи4'·h9 - G4·h10 + Fи3'·h11 - G3·h12 + Fи2'·h13 - G2·h14)/pa =

= (5000·130.7 + 2304·130.7 + 941.4·139.86 – 1765.8·27.3 +

+ 375.2·92.91- 1373.4·27.3 + 481.5·54.79 – 882.9·115.8)/200 = 4798.0 Н

Погрешность Δ в определении Fур двумя методами составляет

Δ = [(FурКст - FурЖ)/ FурЖ]·100% =

[(4796.9 – 4798)/4798]·100% = 0.02%