

1. Структурный анализ механизма

Целью структурного анализа является определение класса и порядка механизма для последующего проведения кинематического и кинетостатического анализа. Построим кинематическую схему механизма, с обозначением всех звеньев и кинематических пар (рис. 1.1). Механизм состоит из n звеньев. Все кинематические пары — низшие. Число подвижных звеньев $n =$; число низших кинематических пар $p_5 =$ и высших — $p_4 =$. Степень подвижности определяем по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot \quad 2 \cdot \quad - \quad = \quad . \quad (1.1)$$

Кинематическая схема



Рис. 1.1

Структурная схема



Рис. 1.2

После замены поступательных пар на вращательные строим структурную схему механизма (рис.1.2), заменяющую кинематическую схему основного механизма. Разбиваем механизм на группы Ассур — n двухповодковые и начальную группу. Начальная группа состоит из звеньев 0 - 1, первая двухповодковая группа — из звеньев n , вторая группа Ассур - из звеньев n (рис. 1.2).

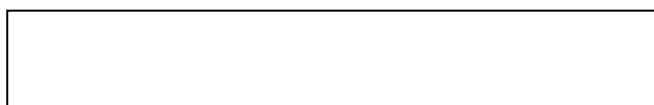


Рис.1.3

Определяем класс и порядок механизма по наибольшей группе Ассур:

Механизм класса порядка.

Запишем формулу строения механизма:



2.4. План скоростей двухповодковой группы с вращательными парами. Построение плана скоростей рассмотрим на примере шарнирного четырехзвенника $OABD$ (рис. 2.1).

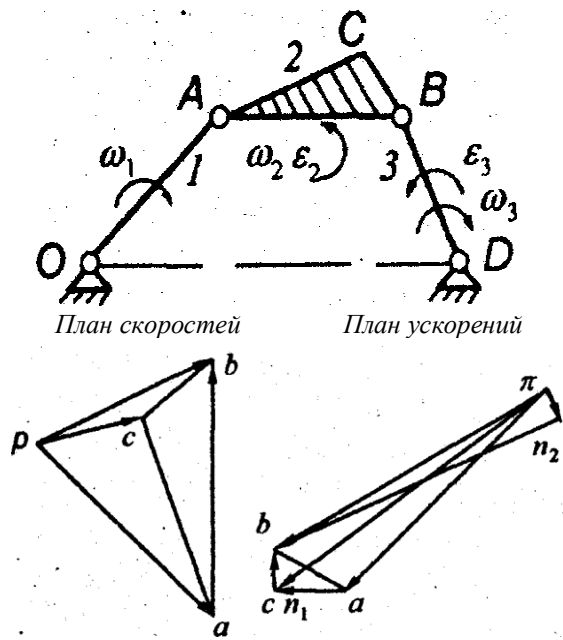


Рис. 2.1

К кривошипу 1 присоединена группа 2-3, состоящая из шатуна 2 и коромысла 3, причем точка С жестко связана с шатуном. План скоростей строится из полюса p . Вектор $p_a \perp |OA|$ и направлен в сторону вращения ω_1 . Для определения скорости точки B раскладываем плоскопараллельное движение на поступательное вместе с точкой A и на вращательное вокруг точки A . Составляем векторное уравнение скорости точки B (двумя, чертами подчеркиваем вектор, если известно его направление и модуль, одной - или направление, или модуль):

$$\underline{v}_B = \underline{v}_A + \underline{v}_{BA} \quad (2.5)$$

где $v_{BA} \perp |AB|$ и $v_B \perp |BD|$. Для определения скорости точки B проводим из полюса линию $\perp |BD|$, а из точки a - линию $\perp |AB|$. На пересечении получаем точку b . Любая другая точка, принадлежащая шатуну 2 или коромыслу 3, находится путем подобия многоугольников или пропорции отрезков.

Так точка c находится путем построения подобного треугольника abc с коэффициентом подобия $k = ab/AB$. При этом необходимо сохранить правило обхода, т.е. сохранить обход на плане скоростей против часовой стрелки точек abc такой же, как и на схеме механизма ABC . Значение линейных скоростей всех точек определяются как произведение отрезков плана скоростей на его масштаб, например:

$$v_B = \mu_v(pb) \quad (2.6)$$

Значение угловых скоростей шатуна 2 и коромысла 3 определяется как

$$\omega_2 = v_{BA} / l_{AB} = \mu_v(ab) / l_{AB}; \quad \omega_3 = v_B / l_{BD} = \mu_v(pb) / l_{BD}; \quad (2.7)$$

2.5. План скоростей двухповодковой группы с вращательно-поступательными парами. Построение плана скоростей рассмотрим на примере кривошипно-ползунного механизма (рис.2.2).

К кривошипу 1 присоединена группа 2-3, состоящая из шатуна 2 и ползуна 3. Вектор $p_a \perp |OA|$ и направлен в сторону вращения ω_1 . Для определения скорости точки B раскладываем плоскопараллельное движение на поступательное вместе с точкой A и на вращательное вокруг точки A . Составляем векторное уравнение скорости точки B :

$$\underline{v}_B = \underline{v}_A + \underline{v}_{BA} \quad (2.8)$$

где $v_{BA} \perp |AB|$ и $v_B \parallel |OB|$. Для определения скорости точки B проводим из полюса линию параллельную $|OB|$, а из точки a - линию $\perp |AB|$. На пересечении линий получаем точку b . Скорость точки принадлежащей шатуну 2, находится путем подобия многоугольников или пропорции отрезков. Так точка s_2 лежит на отрезке (ab) пропорционально расположению точки S_2 на отрезке $|AB|$.

Значение линейных скоростей всех точек определяются по формулам (2.6), значение угловой скорости шатуна - по формулам (2.7).

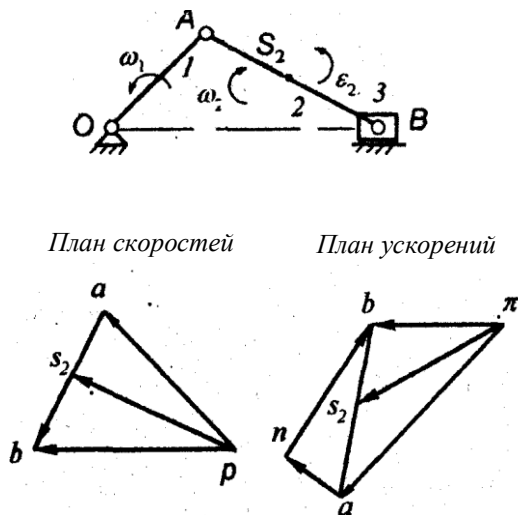


Рис. 2.2

Направление вращения ω_2 находится путем расположения вектора v_{BA} (на плане скоростей вектор ab) в точке B плана положений, в результате чего определяется направление вращения вокруг точки A . В данном положении скорость ω_2 направлена по часовой стрелке (рис. 2.2).

2.6. План скоростей двухповодковой группы с поступательно-вращательными парами.

Под этой группой понимается такое соединение звеньев, при котором поступательная кинематическая пара находится в плоскопараллельном движении. Построение плана скоростей рассмотрим на примере кулисного механизма (рис.2.3).

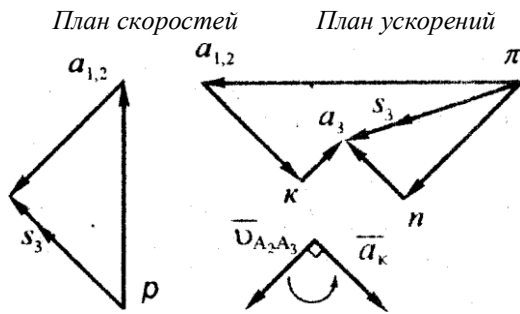
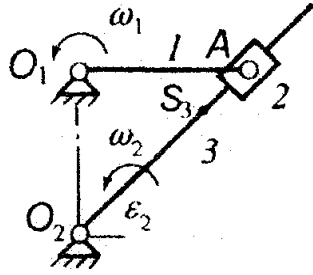


Рис 2.3

К кривошипу 1 присоединена группа 2-3, состоящая из камня 2 и кулисы 3. Вектор $pa_{12} \perp |O_2A|$ и направлен в сторону вращения ω_1 . Камень 2 поступательно скользит по кулисе 3, которая в свою очередь вращается вместе с ним вокруг центра O_2 . Таким образом, необходимо найти скорость точки A, принадлежащей кулисе 3. Эта скорость складывается из скорости шарнира A вокруг центра O_1 и скорости скольжения камня 2 по кулисе 3:

$$v_{A3} = v_{A12} + v_{A2 A3} \quad (2.9)$$

где $v_{A3} \perp |O_2A|$ и $v_{A2 A3} \parallel |O_2A|$. Для определения скорости v_{A3} проводим из полюса линию $\perp |O_2A|$, а из точки a_{12} -линию, параллельную $|O_2A|$. На пересечении получаем точку a_3 . Любая точка, принадлежащая кулисе 2, находится путем подобия многоугольников или пропорции отрезков. Так точка s_3 лежит на отрезке (pa_3) пропорционально расположению точки S_3 на

отрезке $|O_2A|$. Значения линейных скоростей всех точек определяются по формулам (2.6). Угловая скорость кулисы определяется по формулам (2.7)

2.6. Определение линейных и угловых скоростей механизма. Построим план скоростей в произвольном положении для заданного механизма (рис. 2.4).

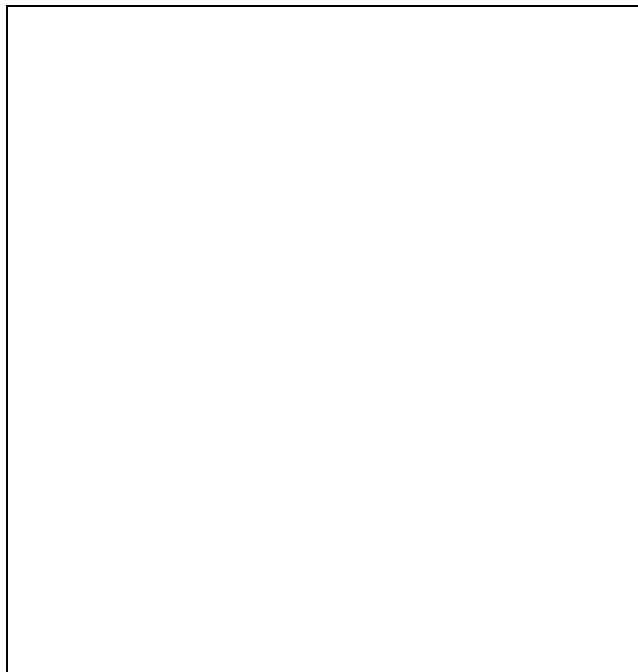


Рис 2.4

Составляем векторное уравнение для первой двухповодковой группы:

.....

где

Составляем векторное уравнение для второй двухповодковой группы:

.....

где

Найдем скорости других точек, принадлежащих различным звеньям механизма:

.....

.....

Составим уравнения для определения угловых скоростей звеньев (аналогично (2.7)):

.....

.....

2.7. Линейные ускорения точек механизма. Ускорения точек механизма определяются путем построения плана ускорений в масштабе μ_a для двух заданных положений механизма. Учитывая, что при $\omega_1 = \text{const}$ ускорение точки A является центростремительным, то оно определяется как

$$a_A = \omega_1^2 l_{OA} = \quad = \quad \text{м/с}^2. \quad (2.10)$$

2.10. План ускорений двухповодковой группы с поступательно-вращательными парами.

Построение плана ускорений рассмотрим на примере кулисного механизма (рис.2.3). Ускорение точки A , принадлежащей звену 3, определяется из решения векторных уравнений

$$\bar{a}_{A_3} = \bar{a}_{A_3O_2}^n + \bar{a}_{A_3O_2}^r \text{ где } a_{A_3O_2}^n = v_{A_3}^2 / l_{O_2A} = \omega_3^2 l_{O_2A} = \mu_v^2 (pa_3)^2 / l_{O_2A} \quad (2.17)$$

$$\bar{a}_{A_3} = \bar{a}_{A_{1,2}} + \bar{a}_{A_2A_3}^{-k} + \bar{a}_{A_2A_3}^{-r} \quad (2.18)$$

Относительное (релятивное) ускорение $\bar{a}_{A_2A_3}^{-r}$ представляет собой ускорение точки A_2 относительно точки A_3 , принадлежащей кулисе 3. Так как камень 2 имеет сложное вращательно-поступательное движение, то, кроме относительного ускорения в уравнение входит кориолисово ускорение $\bar{a}_{A_2A_3}^{-k}$ величина которого определяется как

$$a_{A_2A_3}^k = 2\omega_3 v_{A_2A_3} = 2\omega_3 (a_{1,2} a_3), \text{ где } (a_{1,2} a_3) - \text{отрезок плана скоростей.} \quad (2.19)$$

Направление вектора кориолисова ускорения определяется следующим образом: вектор относительной скорости $\bar{v}_{A_2A_3}$ необходимо повернуть на 90° в сторону вращения, обусловленного угловой скоростью ω_3 (рис.2.3).

Решаем совместно уравнения (2.17) и (2.18) графическим путем. Из конца вектора $\pi a_{1,2}$ (точки $a_{1,2}$) откладывается вектор $\bar{a}_{1,2}^k \perp |O_2A|$, размер которого определяется как $(a_{1,2}^k) = a_{A_2A_3}^k / \mu_a$, а из полюса π откладывается вектор $\bar{\pi n} \parallel |O_2A|$, направленный от точки A к точке O_2 , размер которого определяется как $(\pi n) = a_{A_3O_2}^n / \mu_a$ (рис.2.3). Затем из точки n проводится линия действия вектора $\bar{a}_{A_3O_2}^{-r}$, которая $\perp |O_2A|$, а из точки k - линия действия вектора $\bar{a}_{A_2A_3}^{-r}$, которая $\perp |O_2A|$. На пересечении линий получаем точку a_3 .

Ускорение любой точки, принадлежащей кулисе 3, находится аналогично тому, как это определялось на плане скоростей. Значение линейных ускорений всех точек определяются по формулам (2.14), значение углового ускорения кулисы - по формуле, аналогичной (2.15).

2.11. Определение линейных и угловых ускорений механизма. Построим план скоростей в произвольном положении для заданного механизма (рис. 2.5).

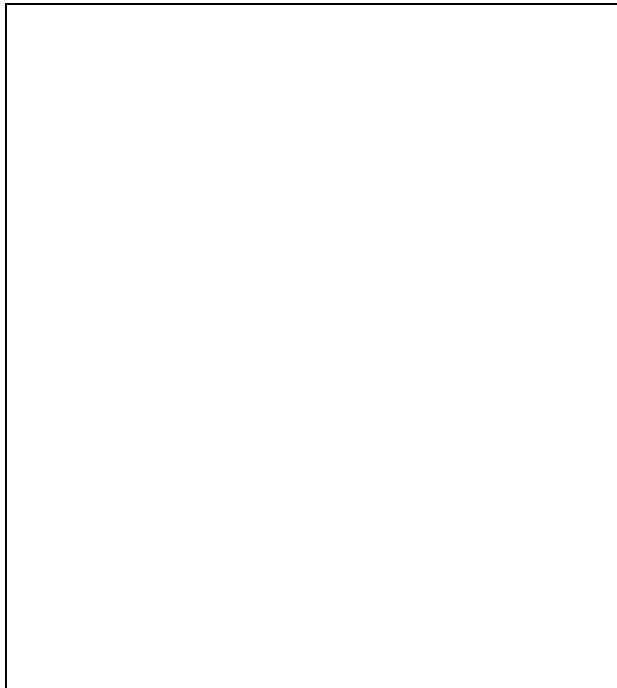


Рис.2.5

Составляем векторные уравнения для первой двухповодковой группы:

.....

где.....

Составляем векторные уравнение для второй двухповодковой группы:

.....

где.....

Найдем ускорения других точек, принадлежащих различным звеньям механизма:

.....

Составим уравнения для определения угловых ускорений звеньев (аналогично (2,15)):

.....

2.12. Расчет значений скоростей и ускорений. После построения всех планов скоростей полученные значения линейных абсолютных и относительных скоростей всех полученных точек, а также значения угловых скоростей звеньев механизма сводятся в табл. 2.3 (в таблицу заносятся величины значения которых состоят не более чем из 4-х значащих цифр).

Табл. №1

	Параметр	<i>Положение кривошипа</i>											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<i>Отрезки плана скоростей, мм</i>													
<i>Линейные скорости точек механизма, м/с</i>	v												
	v												
	v												
	v												
	v												
	v												
	v												
<i>Угловые ускорения звеньев, рад/с</i>	ω												
	ω												
	ω												

После построения двух планов ускорений определяются значения линейных ускорений всех полученных точек, а также значения угловых ускорений звеньев механизма, которые сводятся в табл.2.4.

Табл. 2.4

Параметр	<i>Отрезки плана ускорений, мм</i>						<i>Линейные ускорения точек механизма, м/с²</i>						<i>Угловые ускорения, с⁻²</i>			
							a	a	a	a	a	a	a	ε	ε	ε
Положение №																
Положение №																

3. Силовой анализ механизма

Целью силового анализа является определение всех сил и реакций в кинематических парах, а также уравновешивающего момента на начальном звене, движущегося с определенной скоростью, в зависимости от внешних сил, приложенных к звеньям механизма.

3.1. Силы, действующие на звенья механизма. Основными силами являются движущие силы, совершающие положительную работу, и силы полезного сопротивления, возникающие в процессе выполнения работы и совершающие отрицательную работу. К движущим силам F_d относятся: сила давления рабочей смеси на поршень цилиндра двигателя, момент, развиваемый на электродвигателем на ведущем валу насоса или компрессора, и т.д. Силами полезного сопротивления F_c являются: силы сопротивления резанию в токарном станке, сила сопротивления сжимаемого воздуха и т.д. Силы F_d или F_c могут быть как постоянными, так и переменными. Если сила изменяется, то она зависит от величины хода выходного звена, которая представлена диаграммой в задании. Если представлена диаграмма изменения давления p газов (воздуха) в цилиндрах двигателя (компрессора), то силу нужно рассчитать по формуле:

$$F = pA_u = p\pi D^2/4 \quad (3.1)$$

Полученные значения силы F (или сил F_1 и F_2) заносим в табл.3.1.

Табл.3.1

Параметр		Положение кривошипа											
		1(13)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
F	Н												
	Н												

Силы тяжести определяются по формуле $G_i = m_i g$. Силы инерции Φ , возникающие при плоскопараллельном движении звеньев, а также моменты от сил инерции \overline{M}_ϕ определяются как

$$\overline{\Phi}_i = -m_i \overline{a}_s; \quad \overline{M}_{\phi i} = -\varepsilon_i J_s \quad (3.2)$$

где \overline{a}_s - ускорение центров тяжести звеньев механизма, значения которых для двух положений сведены в табл.2.4. Знак «-» означает то, что сила инерции $\overline{\Phi}$ направлена в сторону, противоположную направлению ускорения \overline{a}_s . Заносим полученные значения в табл.3.2.

Табл.3.2

Силу инерции Φ , приложенную в центре масс точке S , и момент от сил инерции M_ϕ , действующий на звено, можно свести к силе инерции $\overline{\Phi}'$, равной $\overline{\Phi}$, но действующей по линии, отстоящей от линии действия $\overline{\Phi}$, на расстоянии $h_\phi = M_\phi / \Phi$

Параметр		Звенья			
		2	3	4	5
G, Н					
Φ , Н					
M_ϕ , Нм	п.№				
	п.№				
h_ϕ , мм	п.№				
	п.№				

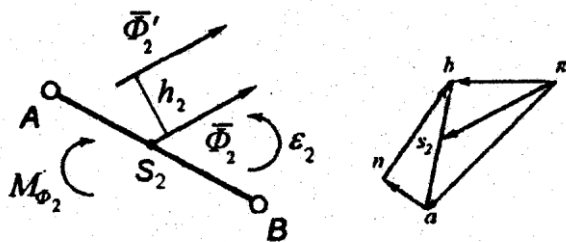


Рис.3.1

Определим направление силы Φ'_2 приложенной к звену 2, кривошипно-ползунного механизма в положении, взятом на рис.2.3. Сила Φ'_2 приложена в точке S_2 и направлена в сторону, противоположную вектору $\overline{\pi s_2}$, взятого из плана ускорений. Момент от сил инерции \overline{M}_{ϕ_2} , направлен в сторону, противоположную направлению углового ускорения ε_2 .

Расположим силу $\overline{\Phi}'_2$ на линии $\parallel \overline{\Phi}_2$ и находящейся от нее на расстоянии $h_2 = h_{\phi_2} \mu_1$ (μ_1 - масштаб плана положений, $|AB| = l_{AB} / \mu_1$). Плечо силы h_2 откладывается от силы $\overline{\Phi}_2$; в такую сторону, чтобы направление силы создало инерционный момент $\overline{M}_{\phi_2} = \overline{\Phi}_2 \times \overline{h}_2$ направленный по часовой стрелке. В результате, на звено 2 действует единственная сила инерции $\overline{\Phi}'_2$.

3.2. Кинестатический расчет механизма Метод определения реакций в кинематических парах, когда в число заданных сил входят силы инерции, называется *кинестатическим* расчетом механизма. Расчет механизмов будем вести в предположении, что трение в кинематических парах отсутствует и все силы, действующие на звенья механизма, расположены в одной плоскости. Наиболее удобным методом кинестатического расчета является метод планов сил, который строится для каждой двухповодковой группы. Принцип определения реакций в кинематических парах основан на том, что группа Ассуря является статически уравновешенной, т.е. для любой двухповодковой группы можно составить и решить уравнения равновесия. Порядок силового расчета является *обратным* порядку кинематического исследования (см. п. 2.2). т.е. кинестатический расчет начинается с последней (считая от начального звена) присоединенной двухповодковой группы и кончается силовым расчетом начального звена.

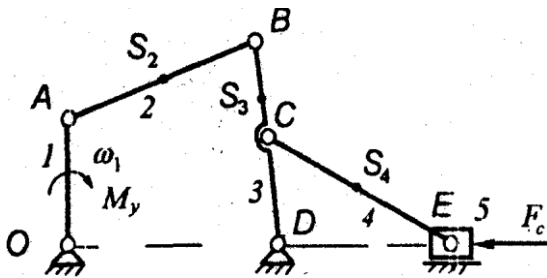


Рис.3.2

Рассмотрим порядок кинестатического расчета на примере механизма, изображенного на рис.3.2. Механизм, схема которого строится в масштабе μ_l , состоит из начального звена и стойки (группа 0-1), присоединенной к нему группы 2-3 с вращательными кинематическими парами и группы 4-5 с вращательно-поступательными кинематическими парами. К звену 5 приложена сила полезного сопротивления F_c , для преодоления которой к начальному звену 1 необходимо приложить уравновешивающий момент M_y . Расчет начинаем с группы 4-5.

3.3. Кинестатический расчет группы с вращательно-поступательными парами. Определим все внешние силы, действующие на звенья группы 4-5 (рис.3.3). К звену 5 приложена сила полезного сопротивления \bar{F}_c , сила инерции $\bar{\Phi}_5$, и сила тяжести \bar{G}_5 . К звену 4 приложена сила инерции $\bar{\Phi}_4$, сила тяжести \bar{G}_4 , приложенные в центре масс S_4 , и инерционный момент $\bar{M}_{\phi 4}$.

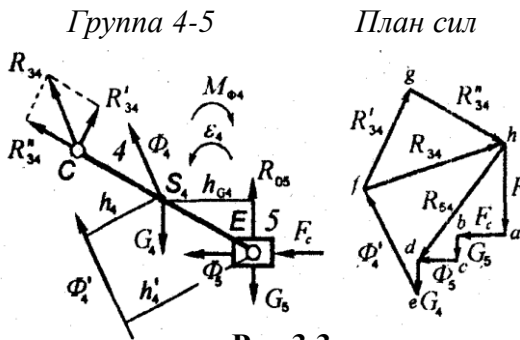


Рис.3.3

Силу $\bar{\Phi}_4$ и момент $\bar{M}_{\phi 4}$ заменяем на силу $\bar{\Phi}'_4$, приложенную на расстоянии h_4 (см. п.3.1). В кинематических парах звеньев возникают реакции, которые являются искомыми величинами. В поступательной паре 0-5 действует реакция \bar{R}_{05} направленная \perp линии движения, а во вращательной паре 3-4 – реакция \bar{R}_{34} (индекс «34» означает, что звено 3 воздействует на звено 4), которую можно для удобства дальнейшего вычисления разложить на две составляющих: нормальную $\bar{R}_{34}^n \parallel CE$ и тангенциальную $\bar{R}_{34}^r \perp CE$, значение которой определяется из условия равенства моментов сил относительно точки E:

$$\sum M_E(F_i) = 0, \quad R_{34}^r |CE| + \Phi'_4 h'_4 - G_4 h_{G4} = 0 \Rightarrow R_{34}^r = (G_4 h_{G4} - \Phi'_4 h'_4) / |CE| \quad (3.3)$$

Если в результате вычислений получился знак «-», то направление вектора \bar{R}_{34}^r противоположно выбранному на схеме. Если получился знак «+», то направление вектора совпадает. Векторное уравнение равновесия сил группы 4-5 можно записать как

$$\sum F_i = 0, \quad \bar{F}_c + \bar{\Phi}'_4 + \bar{\Phi}_5 + \bar{G}_4 + \bar{G}_5 + \bar{R}_{34}^r + \bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{05} = 0 \quad (3.4)$$

В векторном уравнении (3.4) неизвестными величинами являются модули сил \bar{R}_{34} и \bar{R}_{05} .

Построение плана сил в масштабе μ_F , [Н/мм] начинаем из точки a, откладывая вектор \bar{F}_c

(рис.3.3). Затем последовательно пристраиваем вектора сил \bar{G}_5 , $\bar{\Phi}_5$, \bar{G}_4 , $\bar{\Phi}'_4$, \bar{R}_{34}^r соблюдая масштаб и направления. Далее из точки g проводим линию $\parallel CE$, а из точки a - линию \perp горизонту, на пересечении которых получим точку h, которая и замыкает векторный многоугольник. Соединяя точку f с точкой h, получим полную реакцию \bar{R}_{34} . Соединяя точки h и d, получим реакцию \bar{R}_{54} в кинематической паре 4-5 (шарнире E).

3.4. Кинестатический расчет группы с вращательными парами. Определим силы, действующие на звенья группы 2-3 (рис.34). На звено 3 действует реакция \bar{R}_{43} , равная по модулю известной реакции \bar{R}_{34} , но противоположно ей направленная, сила инерции $\bar{\Phi}_3$ и сила тяжести \bar{G}_4 , приложенные в центре масс S_2 , и инерционный момент \bar{M}_{ϕ_3} . Силу $\bar{\Phi}_3$ и момент \bar{M}_{ϕ_3}

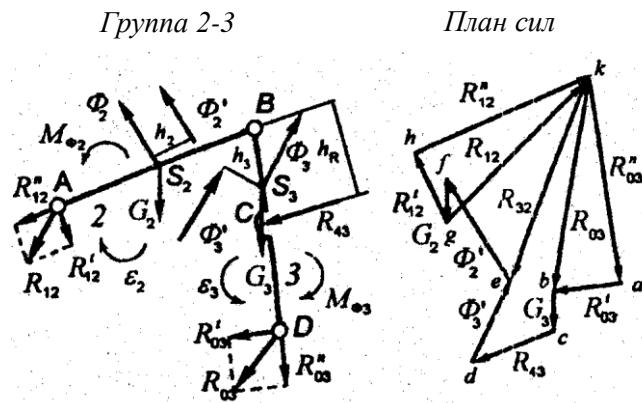


Рис.3.4

заменяем на силу $\bar{\Phi}'_3$, приложенную на расстоянии h_3 . На звено 3 действует сила инерции $\bar{\Phi}_2$ и сила тяжести \bar{G}_2 , приложенные в центре масс S_2 , и инерционный момент \bar{M}_{ϕ_2} . Силу $\bar{\Phi}_2$ и момент \bar{M}_{ϕ_2} заменяем на силу $\bar{\Phi}'_2$, приложенную на расстоянии h_3 (см. п.3.1). В шарнире D возникает реакция \bar{R}_{03} , которая раскладываем на нормальную $\bar{R}^n_{03} \parallel BD$ и тангенциальную $\bar{R}^r_{03} \perp BD$ составляющие.

В шарнире A возникает реакция \bar{R}_{12} , которая раскладываем на нормальную $\bar{R}^n_{12} \parallel AB$ и тангенциальную $\bar{R}^r_{12} \perp AB$ составляющие. Определим значения тангенциальных составляющих из условия равенства моментов всех сил звена 2 и звена 3 относительно точки B.

$$\sum M_B(F_i) = 0; R^r_{03}|BD| + \Phi'_3 h'_3 - G_3 h_{G3} - R_{34} h_R = 0 \Rightarrow R^r_{03} = (G_3 h_{G3} - \Phi'_3 h'_3 + R_{34} h_R) / |BD|$$

$$\sum M_B(F_i) = 0; R^r_{12}|AB| - \Phi'_2 h'_2 + G_2 h_{G2} = 0 \Rightarrow R^r_{12} = (\Phi'_2 h'_2 - G_2 h_{G2}) / |AB| \quad (3.5)$$

где h' и h_G - плечи сил G и Φ' с соответствующими индексами относительно точки B. Векторное уравнение равновесия сил группы 2-3 можно записать как

$$\sum F_i = 0, \quad \bar{R}_{43} + \bar{\Phi}'_2 + \bar{\Phi}'_3 + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{R}^r_{12} + \bar{R}^r_{03} + \bar{R}^n_{12} + \bar{R}^n_{03} = 0 \quad (3.6)$$

В векторном уравнении (3.6) неизвестными величинами являются модули сил \bar{R}^n_{12} и \bar{R}^n_{03} . Построение плана сил начинаем из точки a, откладывая вектор \bar{R}^r_{03} (рис.3.4). Затем последовательно пристраиваем вектора сил $\bar{G}_3, \bar{R}_{43}, \bar{\Phi}'_3, \bar{\Phi}'_2, \bar{G}_2, \bar{R}^r_{12}$, соблюдая масштаб и направления. Далее из точки h проводим линию $\parallel AB$, а из точки a - линию $\parallel BD$, на пересечении которых получим точку k, которая и замыкает векторный многоугольник. Соединяя точку k с точкой b, получим полную реакцию \bar{R}_{03} . Соединяя точку g с точкой k, получим полную реакцию \bar{R}_{12} . Соединяя точки k и e, получим реакцию \bar{R}_{32} в шарнире B.

3.5. Кинестатический расчет группы начального звена. На ведущее звено действует реакция \bar{R}_{21} , равная по модулю известной реакции \bar{R}_{12} , но противоположно ей направленная, и уравновешивающая сила \bar{F}_y , создающая уравновешивающий момент $M_y = F_y l_{OA}$ (рис.3.5). Уравновешивающую силу определим из равенства моментов относительно точки O:

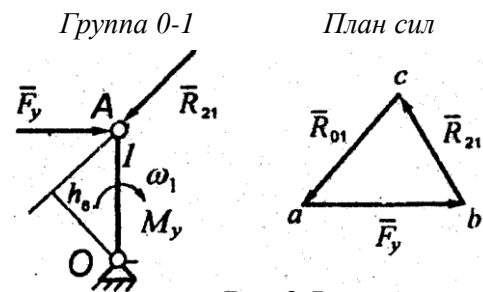


Рис.3.5

$$\sum M_o(F_i) = 0; F_y l_{OA} - R_{21} h_6 = 0 \Rightarrow F_y = R_{21} h_6 / l_{OA} \quad (3.7)$$

В шарнире O возникает реакция \bar{R}_{01} . Векторное уравнение равновесия сил группы 0-1:

$$\bar{R}_{21} + \bar{F}_y + \bar{R}_{01} = 0 \quad (3.8)$$

В векторном уравнении (3.8) неизвестной величиной является модуль и направление реакции \bar{R}_{01} .

Построение плана сил начинаем из точки a, откладывая вектор $\bar{F}_y \perp |OA|$ (рис.3.5). Затем из точки b откладываем вектор \bar{R}_{12} . Соединяя точки c и a получим вектор силы \bar{R}_{01}

3.7. Теорема Н.И.Жуковского о жестком рычаге. Соотношение между всеми действующими силами (кроме реакций), приложенными к звеньям механизма можно получить с помощью вспомогательного рычага Жуковского, сформулированного в теореме. Если план скоростей механизма, находящегося в равновесии, повернуть на 90° , то механизм, рассматриваемый как твердое тело, вращающееся вокруг полюса плана и нагруженное теми же силами, приложенными в соответствующих точках плана, тоже находится в равновесии. Метод Жуковского можно применить для нахождения величины какой-либо силы, если точка приложения и линия действия заданы. Применим этот метод для нахождения уравновешивающей силы.

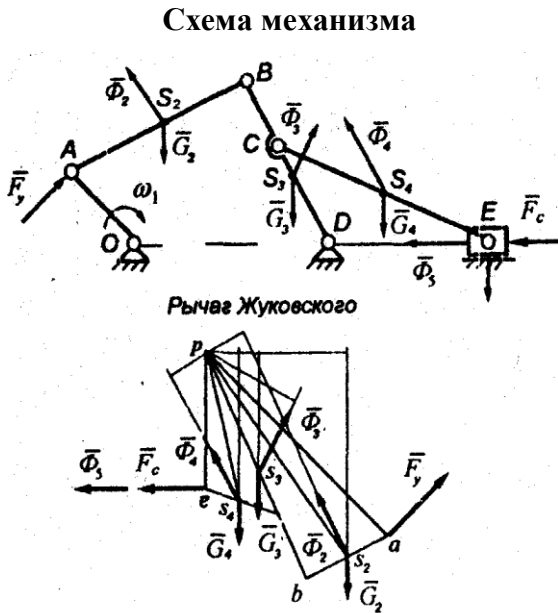


Рис.3.7

На рис. 3.7 показана схема механизма и внешние силы: силы тяжести и инерции, приложенные в центрах масс, а также сила полезного сопротивления \bar{F}_y и уравновешивающая сила F'_y , приложенная в точке A и действующая $\perp |OA|$.

Повернем на 90° по часовой стрелке план скоростей механизма и в точки плана приложим соответствующие силы (вместо плана скоростей можно повернуть все силы в одну сторону). Составим уравнение моментов сил относительно полюса p, предварительно измерив все плечи сил (на рисунке они не обозначены):

$$\sum M_y(F_i) = 0, \quad \begin{matrix} \Phi_2 h_2 + \Phi_3 h_3 - \Phi_4 h_4 - G_2 h_5 - G_3 h_6 - \\ G_4 h_7 + F'_y (pa) - (F_c + \Phi_5)(pe) = 0 \end{matrix} \quad (3.9)$$

Из уравнения (3.9) определяем силу F'_y . Если в результате вычислений получился знак «-», то направление уравновешивающей силы противоположно выбранному. Если получился знак «+», то направление силы совпадает.

3.8. Определение уравновешивающей силы с помощью рычага Жуковского. Повернем план скоростей заданного механизма, ранее построенный масштабе μ_v (см п.2.6) на 90° в любую сторону (или повернем все силы в одну сторону). Приложим силы, включая и уравновешивающую F'_y , в соответствующие точки плана скоростей и измерим все плечи сил относительно полюса p. Запишем уравнение моментов сил относительно полюса p (аналогично 3.9);

- для положения №..... ;

$$F'_y = \frac{\dots}{ra}$$

- для положения №..... ;

$$F'_y = \frac{\dots}{ra}$$

Уравновешивающий момент определяется как $M'_y = F'_y l_{OA}$

Табл.3.4

Вычислим относительную величину расхождения уравновешивающего момента M'_y и момента M_y (см. табл. 3.3):

$$\Delta M_y = \frac{M_y - M'_y}{M_y} \cdot 100\% \quad (3.10)$$

Полученные значения заносим в таблицу 3.4. (см. Приложение 1, 2,3)

Параметр	F'_y	M_y	M'_y	ΔM_y
	Н	Нм	Нм	%
Положение №				
Положение №				

Параметр		Положение кривошипа											
		13	14	15	18	17	18	19	20	21	22	23	24(1)
F	Н												
	Н												
M _F ^{np}	Нм												
	Нм												
M _Σ ^{np}	Нм												

По полученным значениям строится диаграмма $M_{\Sigma}^{np} = f(\varphi_1)$ приведенных моментов сил в функции угла поворота φ_1 кривошипа (см. Приложение 4, б).

Масштаб углов поворота ($|1 - 13| =$ мм - отрезок на оси абсцисс диаграммы) равен

$$\mu_{\varphi} = 2\pi / |1 - 13| = \text{рад/мм.} \tag{4.3}$$

Масштаб приведенных моментов сил ($Y_{max} =$ мм - максимальный размер ординаты):

$$\mu_M = (M_{\Sigma}^{np})_{max} / Y_{max} = \text{Нм/мм} \tag{4.4}$$

4.2. Приведенные моменты инерции. Приведенным суммарным моментом инерции J_{Σ}^{np} называется условный момент инерции звена приведения (кривошип I), кинетическая энергия которого равна сумме кинетических энергий всех звеньев механизма в любой момент времени. В случае плоскопараллельного движения звеньев можно выразить кинетическую энергию как

$$T = 0,5 J_{\Sigma}^{np} \omega_1^2 = \sum_{i=1}^5 [0,5 m_i v_{s_i}^2 + 0,5 J_{s_i} \omega_i^2] \tag{4.5}$$

где m_i - масса i -го звена; v_{s_i} - скорость центра тяжести i -го звена; ω_i - угловая скорость i -го звена; J_{s_i} - момент инерции i -го звена относительно центральной оси.

Для упрощения подсчета приведенного момента инерции угловые скорости выражают через линейные скорости точек соответствующих звеньев, которые в свою очередь представляют через отрезки, взятые из плана скоростей.

В качестве примера составим выражение для приведенного момента инерции кривошипно-ползунного механизма (рис.4.1). Кривошип I с моментом инерции J_{s_1} по условию уравновешен (его цент масс находится в точке O), т.е. звено совершает только вращательное движение с угловой скоростью ω_1 . Ползун 3 массой m_3 , совершает только поступательное движение со скоростью v_{s_3} . Шатун 2 массой m_2 и моментом инерции J_{s_2} совершает как поступательное движение со скоростью v_{s_2} , так и вращательное со скоростью ω_2 . После преобразования формулы (4.5) приведенный суммарный момент инерции (кг·м²):

$$J_{\Sigma}^{np} = J_1^{np} + J_2^{np} + J_3^{np} = J_{s_1} + m_2 l_{OA}^2 \left(\frac{ps_2}{pa}\right)^2 + J_{s_2} \left(\frac{l_{OA}}{l_{AB}}\right)^2 \left(\frac{ab}{pa}\right)^2 + m_3 l_{OA}^2 \left(\frac{pb}{pa}\right)^2 \tag{4.6}$$

где (pa) , (pb) , (ps_2) , (ab) - отрезки, взятые из плана скоростей (рис. 2.4). Запишем приведенный суммарный момент инерции для заданного механизма (аналогично 4.6):

$$J_{\Sigma}^{np} = \dots\dots\dots$$

Полученные значения приведенных моментов инерции сводятся в таблицу 4.2. Если механизм совершает рабочий цикл за два оборота кривошипа, то приведенные моменты инерции в определенных положениях кривошипа будут одинаковы, например, в положениях 1-13, 2-14, 3-15 и т. д.

Табл.4.2

		Положение кривошипа											
Параметр		1(13)	2(14)	3(15)	4(16)	5(17)	6(18)	7(18)	8(20)	9(21)	10(22)	11(23)	12(24)
J_1^{np}	$кг \cdot м^2$												
J_2^{np}	$кг \cdot м^2$												
J_3^{np}	$кг \cdot м^2$												
J_4^{np}	$кг \cdot м^2$												
J_5^{np}	$кг \cdot м^2$												
J_{Σ}^{np}	$кг \cdot м^2$												

4.3. Установившееся движение машины. Уравнение движения машины запишем в виде уравнения, выражающего закон изменения кинетической энергии машины (без учета сил трения):

$$\Delta T = A = A_{\partial} - A_C \pm A_G = \int_0^{\varphi} M_{\Sigma}^{np} d\varphi \quad (4.7)$$

$$\Delta T = T - T_0$$

где ΔT - приращение кинетической энергии машины; T_0 - кинетическая энергия машины в начальном положении; T - кинетическая энергия машины в положении, определяемым углом φ ; A , A_{∂} , A_C , A_G - соответственно работа приведенных моментов M_{Σ}^{np} , M_{∂}^{np} , M_C^{np} , M_G^{np} при повороте кривошипа из начального положения в положения, определяемые углом φ . Периодом установившегося движения машины (*рабочим циклом*) называется такой наименьший промежуток времени, по истечении которого положения и скорости всех точек механизма начинают изменяться в повторяющейся последовательности. Приращение кинетической энергии за весь период установившегося движения равно нулю.

Для получения диаграммы работы движущих сил и сил тяжести $A_{\partial+G} = f(\varphi_1)$ (или в другом варианте - сил полезного сопротивления и сил тяжести $A_{C+G} = f(\varphi)$) в зависимости от поворота кривошипа в течении рабочего цикла необходимо проинтегрировать $M_{\Sigma}^{np} = f(\varphi)$.

При графическом интегрировании диаграммы $M_{\Sigma}^{np} = f(\varphi)$ (рис. 4.2) нужно на каждом участке (1-2, 2-3, 3-4, 4-5 и т.д.) провести горизонтальные прямые ($a - a'$, $b - b'$, $c - c'$, $d - d'$ и т.д.) таким образом, чтобы площади образовавшихся заштрихованных фигур были равны (например $A_1 = A_2$). Соединяем точки a' , b' , c' , d' с точкой O - полюсом интегрирования. Расстояние $H = 40 \dots 60$ мм. Затем в координатах $A - \varphi$ проводим прямые $O - a'' \parallel Oa'$ на участке 1-2, $a'' - b'' \parallel Ob'$ на участке 2-3 и т.д. получаем точки диаграммы a'' , b'' , c'' , d'' , $A_{\partial+G} = f(\varphi_1)$ которые соединяются плавной кривой. Масштаб диаграммы работ:

$$\mu_A = \mu_M \mu_{\varphi} H = \text{Дж/мм} \quad (4.8)$$

Полагаем, что приведенный момент M_C^{np} сил сопротивления (или в другом варианте - приведенный момент M_{∂}^{np} движущих сил) имеет постоянную величину во всех положениях кривошипа

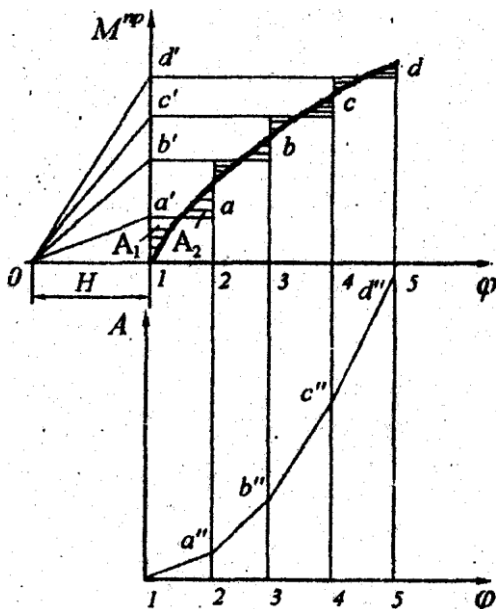


Рис.4.2

Масштаб приведенных моментов инерции ($Z_{max} =$ мм - максимальный размер ординаты):

$\mu_J = (J_{\Sigma}^{np})_{max} / Z_{max} =$ кг·м²/мм. Масштаб углов поворота μ_{φ} , можно взять такой же, как уже определенный по формуле (4.4). В заключении построим диаграмму $\Delta T_M = f(J_{\Sigma}^{np})$ «энергия - масса» методом исключения параметра φ из диаграмм $J_{\Sigma}^{np} = f(\varphi)$ и $\Delta T_M = f(\varphi)$.

Определим углы касательных к кривой полученной диаграммы (см. Приложение б):

$$tg\psi_{max} = 0,5\mu_J \omega_{cp}^2 (1 + \delta) / \mu_A = \quad (\text{угол } tg\psi_{max} = \quad \text{град}). \quad (4.15)$$

$$tg\psi_{min} = 0,5\mu_J \omega_{cp}^2 (1 + \delta) / \mu_A = \quad (\text{угол } tg\psi_{min} = \quad \text{град}). \quad (4.15^*)$$

После проведения касательных под углами ψ_{max} и ψ_{min} , получим на оси ординат точки a и b . По величине отрезка $(ab) =$ мм определим момент инерции маховика:

$$J_M = \frac{(ab)\mu_A}{\omega_{cp}^2 \delta} = \quad \text{кг·м}^2 \quad (4.16)$$

4.7. Определение размеров маховика. Принимая из конструктивных соображений средний диаметр обода маховика $D =$ м (из диапазона $D = 0,4 \dots 1$ м), находим массу маховика:

$$m_M = 4J_M / D^2 = \quad \text{кг}. \quad (4.17)$$

5: Проектирование эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи

5.1. Исходный контур. При изготовлении цилиндрических эвольвентных зубчатых колес по методу обкатки зуборезный инструмент должен иметь параметры, соответствующие производящему исходному контуру (а) и теоретическому исходному контуру (б) (рис.5.1). На исходном контуре различают делительную прямую 1-1. Прямые, параллельные делительной, называются начальными (2-2, 3-3)

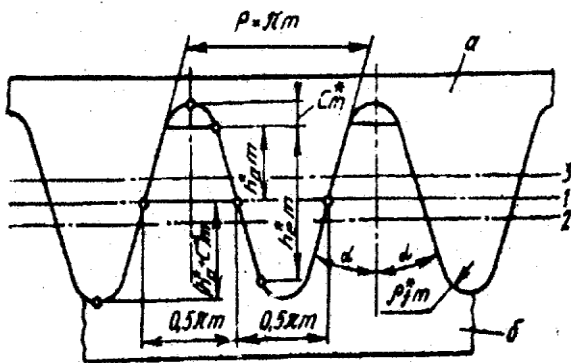


Рис.5.1

Расстояние между двумя одноименными профилями двух соседних зубьев по делительной прямой называется шагом p исходного контура. Модулем зацепления m называется величина в π раз меньшая шага. Параметры исходного контура определяются по ГОСТ 13755-81: угол исходного контура $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$, коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $p_f^* = 0,38$. Высота зуба нарезаемого колеса должна быть не более $h = (2h_a^* + c^*)m = 2,25m$. Исходный производящий и исходный теоретический контуры имеют делительные ножки одной формы и размеров равные $h_f = (h_a^* + c^*)m = 1,25m$. Делительная высота головки производящего контура выше головки исходного контура на c^*m . Расстояние между делительной окружностью нарезаемого колеса и делительной прямой производящего контура называется смещением исходного контура, а отношение этой величины к модулю называют коэффициентом смещения x . Положительным считают смещение от центра заготовки, отрицательным - в сторону заготовки.

5.2. Выбор коэффициентов смещения. В зависимости от того, с какими коэффициентами смещения x_1 и x_2 составлена зубчатая передача, различают передачи без смещения (нулевая) при $x_1 = x_2 = 0$, равносмещенная при $x_1 \pm x_2 = 0$, неравносмещенная при $x_1 \pm x_2 \neq 0$. Выбор коэффициентов оказывает влияние на форму профиля зуба, а, следовательно, и на эксплуатационные свойства зацепления. Независимо от условий работы передачи, необходимо выполнение ряда дополнительных условий (ограничений), которые перечислены ниже. Условие недопустимости подрезания зубьев при нарезании стандартным инструментом выражается в неравенстве $x \geq x_{min} = (17-z)/17$. Условие отсутствия заострения вершин зубьев $s_a \geq 0,25m$, где s_a - толщина зуба по окружности вершин. Условие отсутствия интерференции состоит в том, что взаимодействие зубьев должно происходить только на теоретической части линии зацепления.

Условие отсутствия интерференции состоит в том, что взаимодействие зубьев должно происходить только на теоретической части линии зацепления. Гарантированное перекрытие, т.е. непрерывность процесса зацепления, соблюдается, если коэффициент перекрытия $\epsilon_\alpha > 1,1$. При выборе коэффициентов смещения обычно ставятся следующие задачи: обеспечение наибольшей плавности, т.е. $\epsilon_\alpha \rightarrow \max$; обеспечение высокой контактной прочности, т.е. $a_w \rightarrow \max$; обеспечение наименьшего износа зубьев, т.е. $\vartheta_{fI} = \vartheta_{II} \rightarrow \max$; обеспечение высокой изгибной прочности, т.е. $x_1, x_2 \rightarrow \max$. Эти задачи решаются либо с использованием блокирующих контуров [6], либо при использовании таблиц, либо при использовании компьютерных программ [7]. В табл.5.1 приведены значения коэффициентов смещения для неравносмещенной передачи, составленные проф. В.Н.Кудрявцевым, из условия обеспечения наибольшей изгибной прочности.

Табл. 5.1

z_2	значение коэффициента смещения неравносмещенной передачи x_1 при z_1														
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
17	0.496	0.512	0.526	0.551	0.589	0.614	0.631	0.644	0.644	0.646	-	-	-	-	-
18	0.508	0.526	0.547	0.568	0.609	0.636	0.661	0.677	0.678	0.683	0.684	-	-	-	-
19	0.524	0.538	0.559	0.584	0.626	0.659	0.686	0.706	0.716	0.720	0.723	0.720	-	-	-
20	0.534	0.552	0.571	0.601	0.646	0.676	0.706	0.731	0.744	0.756	0.756	0.756	0.755	-	-
21	0.554	0.568	0.584	0.617	0.663	0.694	0.726	0.754	0.766	0.781	0.792	0.793	0.793	0.782	-
22	0.566	0.581	0.598	0.630	0.679	0.714	0.745	0.775	0.793	0.809	0.814	0.830	0.831	0.821	0.812
23	0.582	0.593	0.614	0.645	0.693	0.730	0.763	0.792	0.815	0.833	0.849	0.860	0.866	0.861	0.850
24	0.594	0.607	0.625	0.664	0.706	0.745	0.780	0.813	0.834	0.856	0.871	0.888	0.893	0.892	0.884
25	0.605	0.627	0.643	0.681	0.721	0.758	0.796	0.830	0.854	0.878	0.898	0.915	0.926	0.925	0.925
26	0.625	0.644	0.662	0.695	0.745	0.773	0.813	0.848	0.869	0.898	0.916	0.937	0.948	0.951	0.950
27	0.643	0.661	0.686	0.718	0.762	0.793	0.826	0.862	0.892	0.916	0.937	0.959	0.976	0.976	0.984
28	0.659	0.684	0.704	0.737	0.789	0.819	0.840	0.881	0.907	0.936	0.958	0.980	0.997	1.000	1.007
29	0.686	0.704	0.728	0.762	0.812	0.832	0.852	0.894	0.921	0.952	0.976	0.997	1.018	1.023	1.031
30	0.702	0.726	0.764	0.814	0.834	0.861	0.892	0.908	0.936	0.968	0.994	1.017	1.038	1.045	1.051
31	0.727	0.766	0.816	0.832	0.862	0.894	0.905	0.934	0.951	0.981	1.011	1.038	1.056	1.065	1.075
32	0.764	0.818	0.834	0.864	0.892	0.903	0.935	0.952	0.965	0.999	1.026	1.054	1.076	1.082	1.094
33	0.816	0.836	0.868	0.894	0.905	0.937	0.954	0.964	0.998	1.014	1.041	1.071	1.093	1.102	1.114
34	0.835	0.866	0.893	0.902	0.938	0.952	0.967	0.997	1.012	1.030	1.059	1.088	1.110	1.122	1.131
35	0.865	0.891	0.898	0.934	0.954	0.969	0.998	1.010	1.034	1.058	1.072	1.102	1.127	1.140	1.154
36	0.892	0.849	0.935	0.452	0.968	0.994	1.008	1.032	1.056	1.074	1.088	1.117	1.141	1.157	1.172
37	0.902	0.936	0.948	0.964	0.992	1.010	1.034	1.054	1.075	1.085	1.116	1.131	1.159	1.171	1.187
38	-	-	0.962	0.994	1.012	1.032	1.051	1.074	1.096	1.114	1.130	1.145	1.173	1.186	1.204
39	-	-	-	1.014	1.033	1.050	1.072	1.084	1.116	1.134	1.142	1.172	1.187	1.201	1.222
40	-	-	-	-	1.048	1.074	1.082	1.114	1.136	1.144	1.174	1.185	1.201	1.218	1.233
45	-	-	-	-	-	1.084	1.116	1.138	1.146	1.172	1.182	1.199	1.214	1.231	1.250
50	-	-	-	-	-	-	1.136	1.148	1.168	1.183	1.198	1.215	1.230	1.247	1.266
z_2	значение коэффициента смещения неравносмещенной передачи x_2 при z_1														
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
17	0.298	0.302	0.308	0.317	0.365	0.414	0.468	0.526	0.586	0.646	-	-	-	-	-
18	0.297	0.301	0.307	0.314	0.358	0.405	0.452	0.508	0.566	0.624	0.684	-	-	-	-
19	0.296	0.300	0.305	0.313	0.353	0.394	0.441	0.492	0.542	0.601	0.658	0.720	-	-	-
20	0.295	0.299	0.302	0.312	0.345	0.389	0.433	0.481	0.528	0.580	0.639	0.699	0.755	-	-
21	0.295	0.298	0.301	0.311	0.341	0.384	0.426	0.472	0.519	0.568	0.617	0.676	0.731	0.782	-
22	0.295	0.297	0.300	0.310	0.337	0.376	0.419	0.463	0.507	0.554	0.609	0.652	0.707	0.758	0.812
23	0.295	0.297	0.300	0.309	0.334	0.372	0.414	0.458	0.497	0.543	0.588	0.636	0.686	0.732	0.787
24	0.295	0.297	0.300	0.308	0.333	0.369	0.409	0.449	0.491	0.534	0.579	0.622	0.673	0.715	0.767
25	0.295	0.297	0.300	0.307	0.328	0.369	0.405	0.445	0.483	0.526	0.566	0.609	0.654	0.696	0.742
26	0.295	0.297	0.300	0.307	0.325	0.365	0.400	0.440	0.480	0.517	0.561	0.601	0.645	0.683	0.729
27	0.295	0.297	0.300	0.307	0.324	0.361	0.399	0.438	0.470	0.511	0.552	0.592	0.632	0.672	0.708
28	0.295	0.297	0.299	0.306	0.322	0.355	0.397	0.431	0.467	0.504	0.543	0.583	0.624	0.662	0.700
29	0.294	0.296	0.298	0.306	0.320	0.351	0.391	0.430	0.465	0.500	0.537	0.578	0.615	0.651	0.689
30	0.294	0.296	0.298	0.305	0.318	0.340	0.428	0.462	0.496	0.496	0.532	0.571	0.608	0.641	0.681
31	0.294	0.296	0.298	0.305	0.318	0.335	0.411	0.442	0.459	0.495	0.528	0.562	0.602	0.634	0.659
32	0.293	0.295	0.297	0.304	0.316	0.330	0.402	0.425	0.455	0.490	0.525	0.559	0.594	0.629	0.662
33	0.293	0.295	0.297	0.304	0.316	0.328	0.395	0.421	0.447	0.483	0.516	0.550	0.584	0.614	0.650
34	0.292	0.294	0.296	0.302	0.314	0.325	0.380	0.414	0.432	0.471	0.515	0.547	0.580	0.608	0.639
35	0.292	0.294	0.296	0.302	0.314	0.321	0.370	0.406	0.428	0.462	0.511	0.545	0.578	0.603	0.634
36	0.291	0.292	0.294	0.299	0.310	0.315	0.360	0.391	0.415	0.451	0.505	0.542	0.573	0.601	0.631
37	-	0.292	0.294	0.297	0.308	0.312	0.350	0.375	0.407	0.442	0.501	0.540	0.570	0.599	0.626
38	-	-	0.292	0.296	0.306	0.310	0.340	0.362	0.401	0.432	0.495	0.531	0.568	0.595	0.621
39	-	-	-	0.295	0.304	0.308	0.334	0.354	0.395	0.423	0.479	0.521	0.567	0.591	0.616
40	-	-	-	-	0.302	0.306	0.325	0.341	0.382	0.412	0.467	0.513	0.553	0.586	0.612
45	-	-	-	-	-	0.298	0.312	0.318	0.358	0.394	0.435	0.482	0.524	0.552	0.575
50	-	-	-	-	-	-	0.298	0.304	0.325	0.351	0.408	0.443	0.495	0.528	0.546

В табл. 5.2 приведены значения коэффициентов смещения для равносмещенной передачи из условия обеспечения наименьшего износа зубьев.

Табл. 5.2

Z_2	значение коэффициента смещения равносмещенной передачи $x_1 = -x_2$ при z_1														
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
17	0,425	0,420	0,410	0,358	0,300	0,241	0,182	0,124	0,060	0,000	-	-	-	-	-
18	0,425	0,420	0,410	0,358	0,300	0,241	0,182	0,124	0,060	0,032	0,000	-	-	-	-
19	0,425	0,420	0,410	0,358	0,300	0,241	0,182	0,124	0,094	0,060	0,030	0,000	-	-	-
20	0,425	0,420	0,410	0,358	0,300	0,241	0,182	0,159	0,120	0,086	0,056	0,027	0,000	-	-
21	0,425	0,420	0,410	0,358	0,300	0,241	0,220	0,181	0,144	0,110	0,080	0,052	0,025	0,000	-
22	0,425	0,420	0,410	0,358	0,300	0,283	0,239	0,201	0,165	0,131	0,101	0,073	0,047	0,023	0,000
23	0,425	0,420	0,410	0,358	0,343	0,299	0,256	0,219	0,183	0,149	0,119	0,092	0,067	0,043	0,021
24	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,313	0,271	0,235	0,199	0,165	0,136	0,109	0,085	0,062	0,041
25	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,326	0,285	0,248	0,213	0,180	0,151	0,125	0,101	0,079	0,058
26	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,337	0,297	0,260	0,226	0,191	0,168	0,138	0,115	0,094	0,073
27	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,347	0,308	0,271	0,238	0,205	0,178	0,152	0,128	0,107	0,087
28	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,356	0,318	0,281	0,249	0,216	0,189	0,163	0,140	0,119	0,100
29	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,364	0,327	0,291	0,258	0,226	0,199	0,173	0,150	0,130	0,111
30	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,372	0,335	0,300	0,266	0,235	0,208	0,183	0,160	0,140	0,122
31	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,379	0,343	0,308	0,274	0,243	0,216	0,192	0,170	0,150	0,132
32	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,385	0,350	0,315	0,282	0,251	0,224	0,200	0,178	0,159	0,141
33	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,390	0,363	0,329	0,296	0,265	0,238	0,215	0,194	0,175	0,158
34	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,392	0,369	0,334	0,304	0,274	0,246	0,225	0,208	0,186	0,167
35	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,394	0,373	0,339	0,313	0,283	0,254	0,236	0,219	0,194	0,176
36	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,396	0,378	0,344	0,322	0,295	0,262	0,244	0,226	0,203	0,185
37	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,397	0,382	0,348	0,331	0,305	0,271	0,257	0,235	0,214	0,194
38	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,999	0,389	0,358	0,340	0,314	0,279	0,265	0,244	0,221	0,203
39	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,400	0,397	0,366	0,348	0,322	0,287	0,273	0,257	0,233	0,214
40	0,425	0,420	0,410	0,400	0,350	0,405	0,395	0,375	0,357	0,331	0,295	0,282	0,269	0,255	0,228

Передача по заданию является (нулевой, равносмещенной, неравносмещенной).
 Для зубчатого колеса с числом зубьев z_a (z_1) = выбираем коэффициент смещения $x_1 =$
 для колеса с числом зубьев z_b (z_2) = выбираем коэффициент смещения $x_2 =$
 В табл. 5.3 приведены значения инволюты угла зацепления $\text{inv} a_w = \text{tg} a_w - a_w$.

Табл. 5.3

Значение $\text{inv} a_w$												
Минуты \ Градусы	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
20	0,014904	0,015098	0,015293	0,015490	0,015689	0,015890	0,016092	0,016296	0,016502	0,016710	0,016920	0,017132
21	0,017345	0,017560	0,017777	0,017996	0,018217	0,018440	0,018665	0,018891	0,019120	0,019350	0,019583	0,019817
22	0,020054	0,020292	0,020533	0,020775	0,021019	0,021266	0,021514	0,021765	0,022018	0,022272	0,022529	0,022788
23	0,023044	0,023312	0,023577	0,023845	0,024414	0,024386	0,024660	0,024936	0,0252140	0,025495	0,025778	0,026062
24	0,026350	0,026639	0,026931	0,027225	0,027521	0,027820	0,028121	0,028424	0,028729	0,029037	0,029348	0,029660
25	0,029975	0,030293	0,030613	0,030935	0,031260	0,031587	0,031917	0,032249	0,032583	0,032920	0,033260	0,033602
26	0,033947	0,034294	0,034644	0,034997	0,035352	0,035709	0,036069	0,036432	0,036798	0,037166	0,037537	0,037910
27	0,038287	0,038666	0,039047	0,039322	0,039699	0,040079	0,040462	0,040847	0,041234	0,041623	0,042014	0,042407
28	0,043017	0,043430	0,043845	0,044264	0,044685	0,045110	0,045537	0,045967	0,046400	0,046837	0,047276	0,047718
29	0,048164	0,048612	0,049064	0,049518	0,049976	0,050437	0,050901	0,051368	0,051838	0,052312	0,052788	0,053268
30	0,053751	0,054238	0,054728	0,055221	0,055711	0,056217	0,056720	0,057226	0,057736	0,058249	0,058765	0,059285
31	0,058809	0,060335	0,060856	0,061400	0,061937	0,062478	0,063022	0,063570	0,064122	0,064677	0,065236	0,065798
32	0,066364	0,066934	0,067507	0,068084	0,068665	0,069250	0,069838	0,070430	0,071026	0,071626	0,072230	0,072838
33	0,073449	0,074064	0,074684	0,075307	0,075934	0,076565	0,077200	0,077839	0,078483	0,079130	0,079781	0,080437
34	0,081097	0,081760	0,082422	0,083100	0,083777	0,084457	0,085142	0,085832	0,086525	0,087223	0,087925	0,088631
35	0,089342	0,090058	0,090777	0,091502	0,092230	0,092963	0,093701	0,094443	0,095190	0,095942	0,096698	0,097459

5.3. Геометрический расчет параметров зубчатой передачи. При расчете прямозубых цилиндрических колес определяют геометрические параметры, приведенные в табл. 5.4. Угол зацепления a_w , можно определить пользуясь табл. 5.3. Для синтеза передача с оптимальными данными следует использовать программное обеспечение персонального компьютера.

Параметр	Формула вычисления	Разм.	Шестерня 1 (a)	Колесо 2(h)
Число зубьев	z			
Коэффициент смещения	x			
Инволюта угла зацепления (по табл. 5.3)	$inv a_w = \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} a}{z_1 + z_2} + inv a$			
Угол зацепления (по табл. 5.3)	a_w	град		
Межосевое расстояние	$a_w = \frac{m(z_1 + z_2) \cos a}{2 \cos a}$	мм		
Передаточное отношение	$U = z_2/z_1$			
Диаметр делительных окружностей	$d = mz$	мм		
Диаметр начальных окружностей	$d_w = mz \cos a / \cos a_w$	мм		
Коэффициент воспринимаемого смещения	$y = [a_w - 0,5(d_1 + d_2)]/m$			
Коэффициент уравнивающего смещения	$\Delta y = (x_1 + x_2) - y$			
Диаметр окружностей вершин	$d_a = d + 2m(h_a^* + x - \Delta y)$	мм		
Диаметр окружностей впадин	$d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x)$	мм		
Диаметр основных окружностей	$d_b = mz \cos a$	мм		
Толщина зубьев	$s = 0,5\pi m + 2x m \operatorname{tg} a$	мм		
Шаг по делительной окружности	$p = \pi m$	мм		
Коэффициент торцевого перекрытия	ε_a по формуле (5.1)			

Примечание. Значение параметров шестерни и колеса получаются после подстановки в формулы соответствующих значений z_1 или z_2 , x_1 или x_2 , d_1 или d_2 .

Коэффициент торцевого перекрытия цилиндрической зубчатой передачи характеризует многопарность зацепления, т.е. сколько пар зубьев одновременно находятся в зацеплении. Значение коэффициента перекрытия, находящегося в пределах $1 < \varepsilon_a < 2$, определяется как

$$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - (d_{w1} + d_{w2}) \sin a_w}{2p \cos a} \quad (5.1)$$

5.4. Проектирование эвольвентных профилей зубчатых колес. Для построения профилей зубьев колес, находящихся в зацеплении, нужно выбрать такой машиностроительный масштаб, чтобы полная высота зуба была равна 60... 80 мм. Порядок построения приведен ниже.

- Откладываем межосевое расстояние $a_w = |O_1O_2|$ (рис. 5.2).
- Проводим начальные окружности d_{w1} и d_{w2} , касающиеся в полюсе зацепления P , затем окружности вершин d_{a1} и d_{a2} , делительные d_1 и d_2 , впадин d_{f1} и d_{f2} , основные d_{b1} и d_{b2} .
- Через полюс зацепления P проводим общую касательную к начальным окружностям $t-t \perp |O_1O_2|$ и общую касательную к основным окружностям $n-n$. Точки касания к основным окружностям A и B , отрезок $|AB| = a_w \sin a_w$ - теоретическая часть линии зацепления. Эта линия и прямая $t-t$ образуют угол зацепления a_w . Часть линии зацепления, отсекаемая от нее окружностями вершин, представляет собой геометрическое место действительных точек контакта профилей и называется активной линией зацепления ab .
- Построение эвольвентных профилей зубьев можно производить перекачивая без скольжения производящую прямую по основной окружности [2], или рассчитав толщину зубьев по ряду окружностей [1]. Зададимся рядом значений d_y с шагом $0,4m$ в пределах $d_f \leq d_y \leq d_a$:

$$s_y = d_y (s/d + inv a - inv a_y), \quad (5.2)$$

где s толщина зуба по делительной окружности d соответствующего колеса, угол текущей точки эвольвентного профиля $a_y = \arccos(d_b/d_y)$. Результаты заносим в табл. 5.5.

шестерня	d_{y1}								
	α_{y1}								
	s_{y1}								
колесо	d_{y2}								
	α_{y2}								
	s_{y2}								

- Отложив по делительным окружностям d_1 и d_2 половины толщины зубьев $0,5s_{y1}$ и $0,5s_{y2}$, найдем положения осей симметрии зубьев. Проведя окружности диаметром d_{y1} и d_{y2} , откладываем по обе стороны оси симметрии значения $0,5 s_{y1}$ и $0,5 s_{y2}$. Точки на окружностях определяют положения эвольвентных профилей зубьев колес.
- Для построения соседних зубьев достаточно по делительной окружности отложить соответствующий хордальный шаг $p = m z \sin(\pi / z)$ и наметить положение осей симметрии соседних зубьев и построить их методом копирования (можно вырезать шаблоны из кальки).

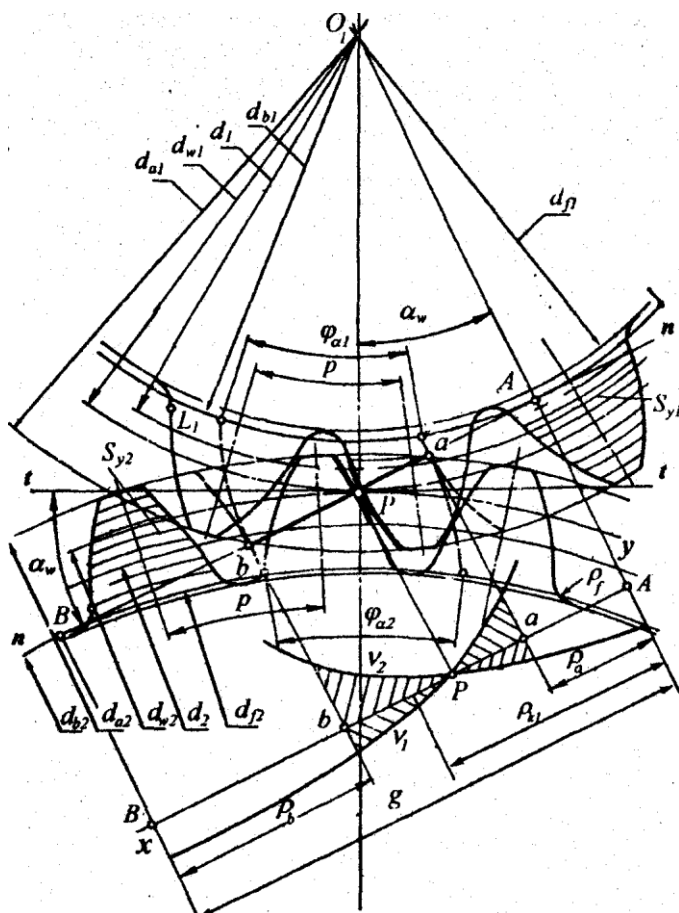


Рис. 5.2

7. Профиль ножки зуба у ее основания формируется переходной кривой вершины зуборезной рейки, радиус которой равен $p_f = p_f^* m$. Этот же радиус можно принять за радиус переходной кривой между эвольвентой и окружностью впадин. Для определения положения граничной точки L профиля, где эвольвента сопрягается с переходной кривой, строим граничную окружность диаметра

$$d_1 = \sqrt{d_b^2 + 4p_L^2}, \quad (5.3)$$

где $p_L = 0,5d \sin a - (h_a^* - x)m / \sin a$ - радиус кривизны эвольвенты в граничной точке L .

8. За время зацепления одной пары сопряженных профилей колеса повернутся на углы перекрытия ϕ_{a1} и ϕ_{a2} .

9. Коэффициенты удельного скольжения v_1 и v_2 характеризуют изнашивания активных профилей зубьев:

$$v_1 = 1 - \frac{g - p_{k1}}{up_{k1}}, \quad v_2 = 1 - \frac{up_{k1}}{g - p_{k1}} \quad (5.4)$$

где p_{k1} - радиус кривизны эвольвенты шестерни в точке контакта k , измеренный на чертеже; g - длина теоретической линии зацепления AB :

u - передаточное число (табл. 5.4). Задаваясь значениями p_{k1} , вычисляем значения v_1 и v_2 , результаты заносим в табл. 5.6. На основании значений табл.5.5 строим в координатах x - y в масштабе $\mu_v = 1/мм$ графики удельных скольжений v_1 и v_2 (см. Приложение 5).

Табл.5.6

p_{k1}	мм							
v_1								
v_2								

6. Проектирование привода с планетарной передачей

6.1. Выбор схемы планетарной передачи. Проектирование привода механизма, состоящего обычно из открытой передачи $a-b$ и планетарного ряда (рис. 6.1), начинается с определения его передаточного отношения:

$$u_{np} = u_{пл.ряд} u_{ab} = n_{дв} / n_k = 2800 / 400 = 7 \quad (6.1)$$

где $u_{ab} = z_a / z_b = u$ - передаточное число открытой передачи из табл.5.4;

$u_{пл.ряд}$ - передаточное отношение планетарного ряда:

$$u_{пл.ряд} = u_{np} / u = 7 / 1,7 = 4,12 \quad (6.2)$$

Планетарный ряд может состоять из одной (как на рис.6.1) или нескольких планетарных передач, как правило, одинаковых (см. Приложение 5). Передаточное отношение планетарной передачи в этом случае определяется как (i - количество одинаковых планетарных передач)

$$u_{пл} = \sqrt[i]{u_{пл.ряд}} = 4,12 \quad (6.3)$$

Если схема планетарной передачи (или планетарного ряда) не задана, то ее необходимо выбрать из четырех схем, приведенных на рис.6.2

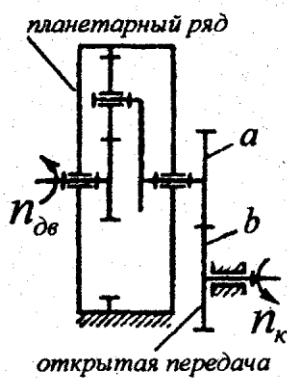


Рис.6.1

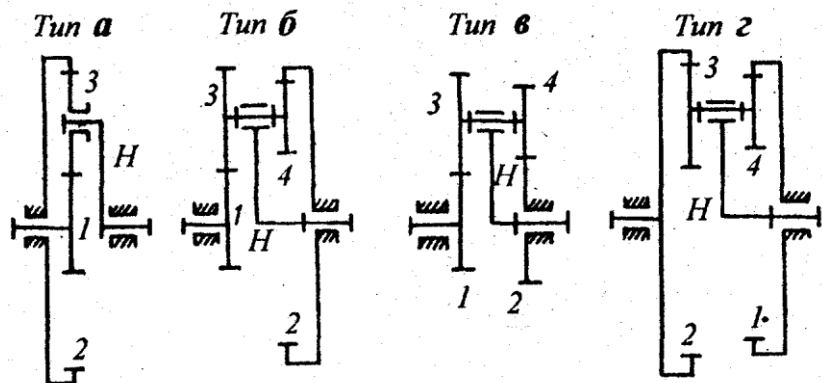


Рис.6.2

Ориентировочные интервалы рациональных с точки зрения КПД передаточных отношений для приведенных схем планетарных передач следующие: для типа a - $u_{пл} = 3 \dots 9$, для типа b - $u_{пл} = 7 \dots 16$, для типа $в$ - $u_{пл} = 1,7 \dots 30$, для типа $г$ - $u_{пл} = 8 \dots 30$. Передаточное отношение планетарной передачи определяется по методу Виллиса, когда всему планетарному механизму сообщается (мысленно) вращение с угловой скоростью водила ($-\omega_H$). Тогда угловые скорости звеньев можно связать зависимостью (например, для типа a):

$$u_{12}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} \quad (6.4)$$

где ω_1, ω_2 - угловые скорости двух любых зубчатых колес планетарной передачи;

u_{12}^H - внутреннее передаточное отношение обращенного механизма (с учетом знака). Формулы для определения внутренних передаточных отношений схем приведены в табл. 6.1.

Внутреннее передаточное отношение	Тип a	Тип b	Тип $в$	Тип $г$
u_{12}^H	$-z_2/z_1$	$-z_2z_3/z_1z_4$	z_2z_3/z_1z_4	
u_{21}^H	$-z_1/z_2$	$-z_1z_4/z_2z_3$	z_1z_4/z_2z_3	
$u_{1H}^{(2)}$	$1 + z_2/z_1$	$1 + z_2z_3/z_1z_4$	$1 - z_2z_3/z_1z_4$	
$u_{H1}^{(2)}$	$z_1/(z_1 + z_2)$	$z_1z_4/(z_1z_4 + z_2z_3)$	$-1/(1 - z_2z_3/z_1z_4)$	
$u_{2H}^{(1)}$	$1 + z_1/z_2$	$1 + z_1z_4/z_2z_3$	$1 - z_1z_4/z_2z_3$	
$u_{H2}^{(1)}$	$z_2/(z_1 + z_2)$	$z_2z_3/(z_1z_4 + z_2z_3)$	$1/(1 - z_1z_4/z_2z_3)$	

В качестве входного, выходного и остановленного (опорного) в планетарной передаче могут быть выбраны любые из числа основных звеньев. Связь между внутренним передаточным отношением и другими передаточными отношениями, определяется выбором входного и опорного звеньев. В планетарных передачах, выполненных по рис. 6.2 (*тип а, б, в*), остановленным звеном является звено 2, входным - водило Н, а выходным - центральное колесо 1. Тогда на основании уравнения (6.4) при $\omega_2=0$ получим передаточное отношение передачи:

$$u_{n1} = u_{H1}^{(2)} = \omega_H / \omega_1 = 1/(1-u_{12}^H), \quad (6.5)$$

где внутреннее передаточное отношение u_{12}^H определяется числами зубьев из табл. 6.1. Аналогично могут быть получены и другие зависимости между внутренним передаточным отношением и остальными передаточными отношениями, выбранными в качестве независимых. Определяем передаточное отношение искомого планетарной передачи (с числами зубьев):

$$u_{n1} = \dots\dots\dots \quad (6.6)$$

6.2. Подбор чисел зубьев колес планетарных механизмов. Соотношение чисел зубьев в планетарных передачах находится в зависимости, вызванной определенными условиями. Условие соосности необходимо для обеспечения совпадения осей вращения основных звеньев планетарной передачи. Для передач, выполненных по рис.6.2, с колесами, нарезанными без смещения, при одинаковых модулях зацепления ступеней условия соосности имеют вид:

$$z_2 = z_1 + 2z_3 \text{ (тип а)} \quad z_1 + z_3 = z_2 - z_4 \text{ (тип б)} \quad z_1 + z_3 = z_2 + z_4 \text{ (тип в)} \quad z_1 - z_3 = z_2 - z_4 \text{ (тип г)} \quad (6.7)$$

Условие сборки необходимо для обеспечения сборки механизма при числе сателлитов более одного. Для передач, выполненных по рис.6.2, условия сборки имеют вид:

$$z_1 + z_2 = kC \text{ (тип а)} \quad z_1z_4 + z_2z_3 = z_4kC \text{ (тип б)} \quad z_1z_4 + z_2z_3 = z_4kC \text{ (тип в, г)} \quad (6.8)$$

где k - число сателлитов (рекомендуется $k= 3...6$), C - произвольное целое число.

Условие соседства необходимо для гарантирования отсутствия задевания вершин зубьев соседних сателлитов друг за друга при их числе более двух. Для передач, выполненных по рис.6.2, условия соседства имеют вид;

$$(z_1 + z_2) \sin(\pi/k) > z_3 + 2 \text{ (тип а, б, в)} ; (z_1 - z_2) \sin(\pi/k) > z_3 + 2 \text{ (тип г)} \quad (6.8)$$

Подобрать оптимальные соотношения чисел зубьев по этим условиям, выраженное в явном виде, невозможно. Методом перебора некоторых вариантов можно определить их в [].

По алгоритмам [] расчета чисел зубьев для схем планетарных передач, выполненных по рис.6.2, составлены программы расчета на персональных компьютерах, которые хранятся в банке прикладных программ кафедры ДМ.

С помощью персонального компьютера были проведены расчеты чисел зубьев колес планетарных передач для ряда значений внутренних передаточных отношений $u_{12}^H []$. Шаг изменения заданного передаточного отношения u_{1234}^H выбирался таким образом, чтобы соответствующие им численные значения двух соседних передаточных фактических отношений $u_{12\phi}^H$ отличались друг от друга не более, чем на 0,5 %. В таблицах 2.3 (тип а), 2.4 (тип б), 2.5 (тип в), 2.5 (тип г) [4] приведены результаты расчетов чисел зубьев. Для каждого значения $u_{1234}^H = (u_{12\phi}^H =)$ из множества возможных значений выбрана лишь одна комбинация чисел зубьев, для которой сумма чисел зубьев σ_Σ будет минимальной. Определим по таблицам числа зубьев колес планетарной передачи:

$$z_1 = \dots\dots\dots, z_2 = \dots\dots\dots, z_3 = \dots\dots\dots, z_4 = \dots\dots\dots,$$

По формуле проверяем передаточное отношение планетарной передачи:

$$\dots\dots\dots$$

По формулам (6.7) проверяем условие соосности:

$$\dots\dots\dots$$

По формулам (6.8) проверяем условие сборки (число сателлитов $k =)$

$$\dots\dots\dots$$

По формулам (6.9) проверяем условие соседства:

$$\dots\dots\dots$$

6.3. Кинематический анализ планетарных передач графоаналитическим методом. Графоаналитический метод основан на построении картин (планов) линейных и угловых скоростей звеньев планетарной передачи. В качестве примера рассмотрим построение картины линейных скоростей и картины частоты вращения звеньев привода, изображенного на рис.6.3.

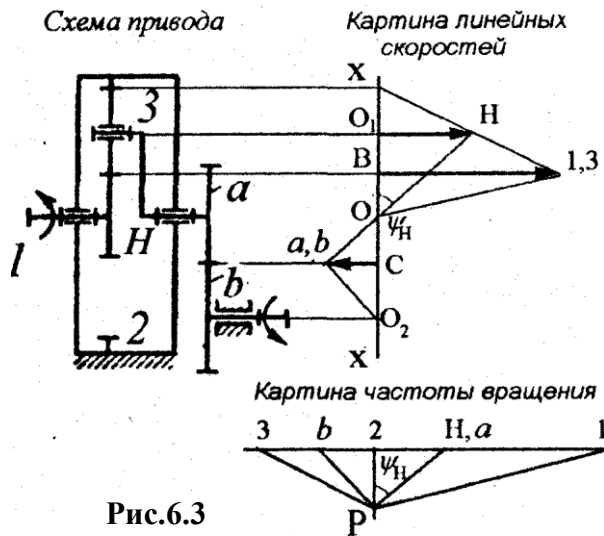


Рис.6.3

Привод состоит из планетарного ряда (звенья 1, 2, 3, H) и открытой передачи (звенья a, b). Входным звеном является колесо 1, а выходным звеном – колесо b. Неподвижное звено-эпицикл 2. Для построения схемы привода определяются делительные диаметры зубчатых колес планетарного ряда по формуле $d = m_1 z$, где m_1 – модуль зацепления планетарного ряда (табл. 6.2). **Табл.6.2**

$m_1 =$	мм	1	2	3	4
$d, \text{ мм}$					

Диаметры колес открытой передачи из табл. 5.4. Схема привода строится в радиальном масштабе $\mu_l = \text{м/мм}$ (осевой масштаб не учитывается). Сначала найдем известную линейную скорость точки контакта ведущего колеса 1 и сателлита 3:

$$v_{1,3} = 0,5 d_1 \omega_1 = \quad \text{м/с.} \quad (6.10)$$

Для построения картины линейных скоростей справа от схемы проводится линия $X - X$, параллельная плоскости вращения зубчатых колес (рис. 6.3). От точки B проводится вектор $\overline{B1,3}$ произвольной величины, соответствующий скорости $v_{1,3}$. Масштаб картины линейных скоростей $\mu_v = v_{1,3} / (\overline{B1,3}) = (\text{м/с})/\text{мм}$. Отрезок $\overline{O1,3}$ характеризует распределение скоростей на колесе 1. Скорость точки контакта сателлита 3 и эпицикла 2 равна нулю, что соответствует точке X на прямой $X - X$. Соединяя конец вектора $\overline{B1,3}$ с точкой X получим отрезок $\overline{X1,3}$ характеризующий распределение скоростей точек на сателлите 3 (точка X- мгновенный центр скоростей). Проведя из точки O_1 линию до пересечения с отрезком $\overline{X1,3}$, получим вектор $\overline{O_1N}$, соответствующий скорости водила H. Соединяя конец вектора $\overline{O_1N}$ с точкой O, получим отрезок \overline{OH} , характеризующий распределение скоростей точек на водиле H. Так как водило H жестко связано с колесом a, то линия распределения скоростей на нем такая же, т.е. отрезок $\overline{Oa,b}$ – продолжение отрезка \overline{OH} . Проведя из точки C линию, аналогично получаем точку контакта колес a и b. a также вектор $\overline{Ca,b}$, соответствующий скорости $v_{a,b}$.

Отрезок $\overline{O_2a,b}$ характеризует распределение скоростей на колесе b (см. Приложение 5). Для построения картины частоты вращения на продолжении линии $X - X$ из точки P проводятся отрезки || соответствующим отрезкам плана линейных скоростей. На пересечении с произвольно отстоящей горизонтальной линии получаются горизонтальны отрезки, соответствующие частотам вращения всех звеньев привода (отрезок $\overline{2H, a}$ – соответствует частоте вращения ω_H). Определяем масштаб картины частоты вращения: $\mu_\omega = \omega_1 / (\overline{21}) = \quad \text{с}^{-1}/\text{мм}$.

Передаточное отношение привода $i_{нл}^{граф} = \overline{21} / \overline{2b} = \quad .$

Определим погрешность: $\Delta = \frac{i_{нл}^{Анал} - i_{нл}^{Граф}}{i_{нл}^{Граф}} \cdot 100\% = \quad \cdot 100\% = \quad \%$ **(6.11)**

Частота «вращения»	Звенья						
	1	2	3	4	H	a	b
$\omega, \text{ с}^{-1}$							
$n = 30\omega/\pi, \text{ об/мин}$							

7. Проектирование кулачковых механизмов

7.1. Законы движения толкателя. Наиболее распространенными являются следующие законы изменения ускорения толкателя на фазе удаления: синусоидальный, косинусоидальный, линейно-убывающий, равноускоренный. Аналогии ускорений $d^2S/d\varphi^2$ и скоростей $dS/d\varphi$, а также перемещения S толкателя (поступательного) при его удалении в зависимости от угла поворота φ кулачка для этих законов имеют следующие выражения:

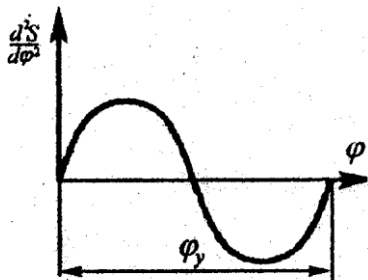


Рис. 7.1

для синусоидального закона

на интервале $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_y$
 $i = 10$ — число положений кулачка;
 знак «+» для угла удаления φ_y ,
 знак «-» для угла сближения φ_c

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 S}{d\varphi^2} &= \pm \frac{2\pi h \sin(2\pi\varphi_i / \varphi_y)}{\varphi_y^2} \\ \frac{dS}{d\varphi} &= \frac{1 - \cos(2\pi\varphi_i / \varphi_y)}{\varphi_y} h \\ S &= \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} - \frac{1}{\pi} \sin(2\pi\varphi_i / \varphi_y) \right) h \end{aligned} \right\} (7.1)$$

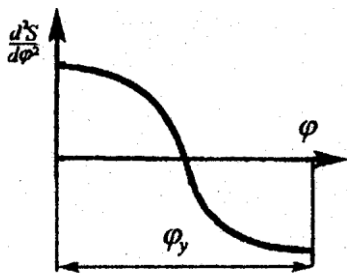


Рис. 7.2

для косинусоидального закона

на интервале $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_y$
 $i = 10$ — число положений кулачка;
 знак «+» для угла удаления φ_y ,
 знак «-» для угла сближения φ_c

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 S}{d\varphi^2} &= \pm \frac{2\pi h \cos(2\pi\varphi_i / \varphi_y)}{2\varphi_y^2} \\ \frac{dS}{d\varphi} &= \frac{1 - \cos(2\pi\varphi_i / \varphi_y)}{2\varphi_y} h \\ S &= 0,5(1 - \cos(2\pi\varphi_i / \varphi_y))h \end{aligned} \right\} (7.2)$$

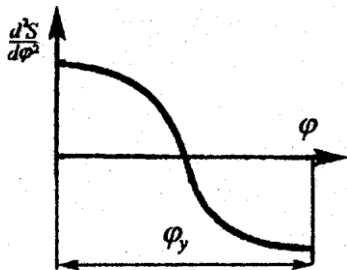


Рис. 7.2

для линейно убывающего закона

на интервале $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_y$
 $i = 10$ — число положений кулачка;
 знак «+» для угла удаления φ_y ,
 знак «-» для угла сближения φ_c

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 S}{d\varphi^2} &= \pm \frac{6h(\varphi_i - 2\varphi_y)}{\varphi_y^2} \\ \frac{dS}{d\varphi} &= \frac{6h[\varphi_i(\varphi_y - \varphi_i)]}{\varphi_y^3} \\ S &= (3(\varphi_i / \varphi_y)^2 - 2(\varphi_i / \varphi_y)^3)h \end{aligned} \right\} (7.3)$$

для равноускоренного закона

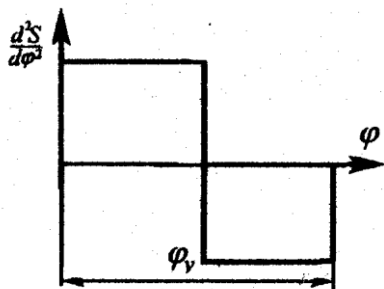


Рис. 7.4

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 S}{d\varphi^2} &= \pm \frac{4h}{\varphi_y^2} \\ \frac{dS}{d\varphi} &= \frac{4h\varphi_i}{\varphi_y^2} \\ S &= 2h(\varphi_i / \varphi_y)^2 \end{aligned} \right\}$$

при $0 \leq \varphi_i \leq 0,5\varphi_y$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 S}{d\varphi^2} &= \pm \frac{4h}{\varphi_y^2} \\ \frac{dS}{d\varphi} &= \frac{4h(\varphi_y - \varphi_i)}{\varphi_y^2} \\ S &= h - 2h \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 \end{aligned} \right\} (7.4)$$

при $0,5\varphi_y \leq \varphi_i \leq \varphi_y$

Параметр	Обзн.	Положение кулачка											
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Угол поворота кулачка	φ												
Угол поворота толкателя	β												
Аналог угловой скорости толкателя	β'												
Аналог углового ускорения толкателя	β''												
Полярный радиус-вектор толкателя	R_i												
Полярный угол	δ_i												
Перемещение толкателя	ψ												

7.3. Динамический анализ и синтез, кулачка с поступательным толкателем. На рис. 7.6 показан кулачковый механизм с поступательным толкателем.

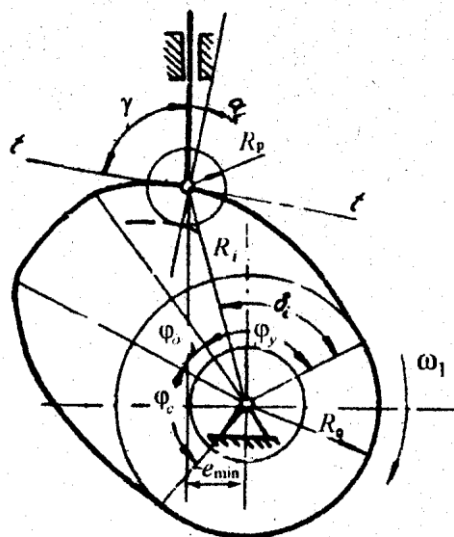


Рис. 7.6

Исходные данные

Закон движения толкателя ;
 фаза удаления (подъема) $\varphi_y =$ град;
 фаза возврата (сближения) $\varphi_e =$ град;
 фаза дальнего стояния (выстоя) $\varphi_d =$ град;
 допустимый угол давления $\alpha_A =$ град;
 ход толкателя $h =$ мм,

Рассмотрим алгоритм расчета основных параметров кулачка.

Аналоги максимальных угловых скоростей коромысла при удалении и сближении

$$S'_y = 2h/\varphi_y = \quad \text{и} \quad S'_c = 2h/\varphi_c = \quad (7.13)$$

Перемещения, соответствующие аналогам максимальных угловых скоростей:

$$S_y = 0,5h = \quad \text{и} \quad S_c = 0,5h = \quad (7.14)$$

Минимальное смещение толкателя

$$e_{\min} = 0,5 \left[S'_c - S'_y + \left(1 + \frac{S'_c}{L} \right) (S_c - S_y) \operatorname{tg} \alpha_{\text{дон}} \right] = \quad (7.15)$$

Минимальный радиус основания кулачка

$$R_0 = \sqrt{e_{\min}^2 + \left[(x_y + e_{\min}) / \operatorname{tg} \alpha_{\text{дон}} - S_y \right]^2} = \quad (7.16)$$

Аналоги угловых скоростей и угловых ускорений, а также угловых перемещений коромысла определяются в зависимости от заданного закона движения толкателя находятся по формулам (7.1-7.4).

Полярный радиус-вектор центрального профиля

$$R_i = \sqrt{e_{\min}^2 + \left(S + \sqrt{R_0^2 - e_{\min}^2} \right)^2} \quad (7.17)$$

Полярный угол центрального профиля $\delta_i = \varphi_i + \gamma_i + \gamma_0$, где

$$\gamma_0 = \arccos(e_{\min} / R_i) \quad \gamma_i = \arccos(e_{\min} / R_0) \quad (7.18)$$

Таблица 7.2

Параметр	Обзн.	Положение кулачка											
		0	1	2	3	4	6	6	7	8	9	10	
Угол поворота кулачка	φ												
Ход толкателя	h												
Аналог угловой скорости толкателя	S'												
Аналог углового ускорения толкателя	S''												
Полярный радиус-вектор толкателя	R_i												
Полярный угол	δ_i												
Перемещение толкателя	S												

7.4. Профилирование кулачка. Теоретический профиль кулачка начинаем с проведения минимального радиуса R_0 в масштабе $\mu_l =$ м/мм. Затем разбив на сектора угол удаления φ_y , нужно отложить на лучах значения полярного радиус-вектора R_i . Затем максимальным радиусом кулачка проводится дуга φ_0 и, разбив на сектора угол возврата φ_s , откладываются на лучах значения полярного радиус-вектора R_i в обратном порядке. Если толкатель не имеет ролика, то этот профиль кулачка и является *рабочим*. (Приложение 6) Если толкатель имеет обкатные ролики, то рабочий профиль получается после проведения окружности радиусом $R_p = 0,3R_0 =$ мм на каждом отрезке (Приложение 4).

Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин - М.: Наука, 1998.-640с.:ил.
2. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин - М.: Машиностроение, 1969.-584с.:ил.
3. Коренько А.С. Теория механизмов и машин - К.: Вища шк., 1976.-444с.:ил.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. Г.Н. Девойно. - М.: Высшэйшая шк., 1986.-288с.:ил.
5. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. А.С.Коренько. - К.: Вища шк., 1970.-332с.:ил.
6. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин - М.: Высш. шк., 1985.-279с.:ил.
7. Машков А.А. Теория механизмов и машин - М.: Высшэйшая шк., 1971.-472с.:ил.
8. Попов С.А., Тимофеев С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин- М.: Высш. шк., 1998.-351с.:ил.
9. Теория механизмов и машин / Под ред. Н.В. Алехновича - М.: Высшэйшая шк., 1970.-252с.:ил.
10. Теория механизмов и машин / Под ред. И.О. Кульбачного - М.: Высш. шк., 1970.-288с.:ил.