1 АНАЛИЗ И СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

В качестве исполнительного механизма в данном проекте используется плоский шестизвенный рычажный механизм. Он является кривошипно-ползунным, преобразующим вращательное движение кривошипа в возвратно-поступательное движение ползуна *5* (см. рис. 1.1).

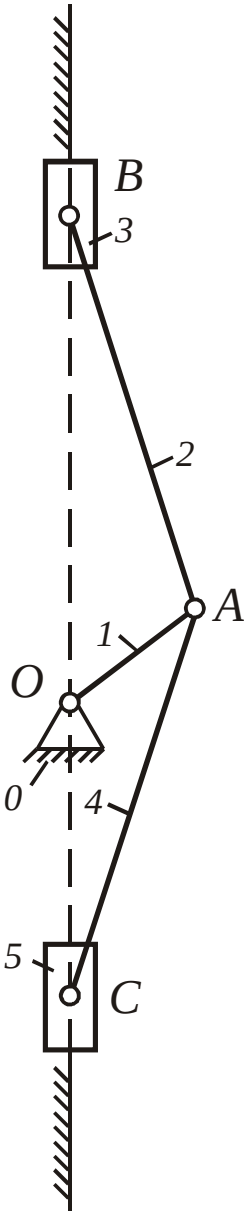


Рисунок 1.1 - Структурная схема рычажного механизма

1.1 Структурный анализ рычажного механизма

Выполним структурный анализ рычажного механизма, определим его подвижность и класс.

1.1.1 Подвижность механизма

Проанализируем звенья, а также вид совершаемого ими движения, и кинематические пары, соединяющие эти звенья (см. рис. 1.1).

Таблица 1.1 - Звенья механизма

Номер звена					*4*	*5*
Характер движения	*неп*				*лоское*	*поступательное*
Название	*с*				*ıатун*	*ползун*

Таблица 1.2 - Кинематические пары механизма

Обозначение пары	O	A_1	B_1	B_2	A_2	C_1	C_2
Номера звеньев образующих пары	*0-1*	*1-2*	*2-3*	*0-3*	*1-4*	*4-5*	*5-0*
Класс пары	*V*	*V*	*V*	*V*	*V*	*V*	*V*
Вид пары	*ВКП*	*ВКП*	*ВКП*	*ПКП*	*ВКП*	*ВКП*	*ПКП*

Т.к. данный механизм является плоским кривошипно-ползунным механизмом, то воспользуемся формулой Чебышева для вычисления подвижности плоского механизма:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

где $n=5$ - число подвижных звеньев механизма;

$p_5=7$ - число кинематических пар *V* класса;

$p_4=0$ - число кинематических пар *IV* класса.

Следовательно, подвижность механизма, изображенного на рис. 1.1, будет равна:

$W=3\cdot5-2\cdot7-0=1$, следовательно данный механизм имеет одно входное звено - кривошип *1*.

1.1.2 Структурные группы и класс механизма

Схема любого плоского механизма может быть создана последовательным присоединением к ведущему звену и стойке кинематических цепей, которые не меняют подвижность механизма. Разобьем данный рычажный механизм на структурные группы - простейшие кинематические цепи с нулевой подвижностью относительно тех звеньев, с которыми входят в кинематические пары *V* класса свободные элементы их звеньев, и не распадающиеся на более простые кинематические цепи также с нулевой подвижностью. Отсоединение структурных групп начинаем со структурной группы, наиболее удаленной от входного звена. На рис. 1.2 представлен первичный механизм и структурные группы механизма.

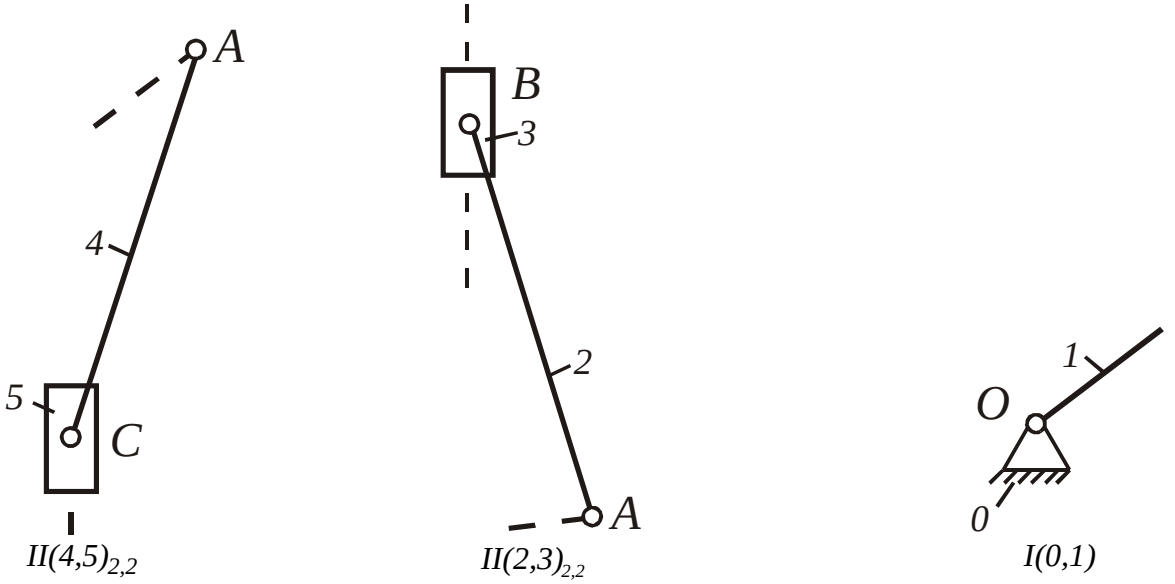


Рисунок 1.2 – Структурные группы рычажного механизма

Запишем структурную формулу строения механизма:

$$I(0,1) \rightarrow II(2,3)_{2,2}$$
$$\searrow\ II(4,5)_{2,2}.$$

Класс механизма определяется наивысшим классом входящих в него структурных групп. Следовательно, данный механизм является механизмом *II*-го класса.

1.2 Кинематический анализ механизма

Кинематический анализ механизма – изучение движения звеньев по заданному закону движения начальных звеньев без учета сил, вызывающих это движение. Кинематический анализ выполняется графо-аналитическим методом (способом планов).

1.2.1 Планы положений механизма

При движении рычажных механизмов положение их звеньев постоянно меняется, но в каждый момент времени относительное расположение звеньев является вполне определенным.

На листе *1* графической части проекта в масштабе (μ_l=*0,002 м/мм*) строим планы рычажного механизма методом засечек *12* промежуточных, для чего угловой ход кривошипа (*360°*) от начала рабочего хода (положение *0*), делим с нумерацией в направлении его вращения на *12* равных частей через *30°*.

1.2.2 Построение планов скоростей, расчет V_{S_i} и ω_i

План скоростей – графическое построение в некотором масштабе векторов абсолютных и относительных скоростей звеньев механизма.

Вычислим угловую скорость кривошипа *1*: $\omega_1 = const = \frac{\pi \cdot n_{кр}}{30} = \frac{3{,}14}{30} \cdot 1500 = 157{,}1$ *рад/с*,

где $n_{кр}$=*1500 об/мин* - частота вращения кривошипа.

Скорость конца кривошипа $V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 157{,}1 \cdot 0{,}085 = 13{,}35$ *м/с.*

Для построения планов скоростей рычажного механизма решим графически системы векторных уравнений, связывающих неизвестные скорости внутренних точек структурных групп механизма с известными скоростями крайних.

Указанные векторные уравнения для структурных групп рассматриваемого механизма (см. рис. 1.1) имеют вид: для точки *B*, *(группа II(2,3)$_{2,2}$)*: $\underset{\parallel y-y}{\overline{V_B}} = \underset{\perp OA}{\overline{V_A}} + \underset{\perp BA}{\overline{V_{BA}}}$;

Скорость точки *C* определим из уравнения: *(группа II(4,5)$_{2,2}$)*: $\underset{\parallel y-y}{\overline{V_C}} = \underset{\perp OA}{\overline{V_A}} + \underset{\perp AC}{\overline{V_{AC}}}$.

Выбираем масштабный коэффициент планов скоростей μ_V=*0,2 м/(с·мм)*,

тогда $\overline{pa} = \overline{V}_A$; $(pa) = V_A/\mu_V = 13{,}35/0{,}2 = 66{,}76$ *мм.*

Пользуясь векторными уравнениями, строим планы скоростей для каждого положения механизма. Считая звенья механизма однородными стержнями, воспользуемся теоремой подобия для определения скоростей центров масс звеньев. Рассчитаем скорости характерных точек и угловые скорости звеньев.

Для примера рассчитаем скорости точек звеньев механизма в основном положении – *1* (соответствующее углу поворота кривошипа $\varphi_1^* = 30°$).

(pb)=40,66 мм; (ab)=58,3 мм; (pc)=26 мм; (ac)=58.5 мм.

Вычислим скорости характерных точек механизма:

$V_B = (pb) \cdot \mu_V = 40{,}66 \cdot 0{,}2 = 8{,}13$ *м/с;* $V_C = (pc) \cdot \mu_V = 26 \cdot 0{,}2 = 5{,}2$ *м/с;*

$V_{BA} = (ab) \cdot \mu_V = 58{,}3 \cdot 0{,}2 = 11{,}7$ *м/с;* $V_{CA} = (ac) \cdot \mu_V = 58{,}5 \cdot 0{,}2 = 11{,}7$ *м/с.*

Рассчитаем линейные скорости центров масс звеньев механизма:

$V_{S_1} = (p_{S_1}) \cdot \mu_V = 0 \cdot 0{,}2 = 0{,}0$ *м/с;* $V_{S_2} = (p_{S_2}) \cdot \mu_V = 47 \cdot 0{,}2 = 9{,}4$ *м/с;*

$V_{S_3} = V_B = 8{,}13$ *м/с;* $V_{S_4} = (p_{S_4}) \cdot \mu_V = 41{,}5 \cdot 0{,}2 = 8{,}3$ *м/с;*

$V_{S_5} = V_C = 5{,}2$ *м/с.*

Рассчитаем угловые скорости звеньев:

$\omega_2 = V_{BA}/l_{AB} = 11{,}7/0{,}34 = 34{,}3$ *рад/с;*

$\omega_3 = 0$, т.к. звено *3* совершает поступательное движение.

$\omega_4 = V_{CA}/l_{AC} = 11{,}7/0{,}34 = 34{,}3$ *рад/с;*

$\omega_5 = 0$, т.к. звено *5* совершает поступательное движение.

Аналогично рассчитываем скорости для остальных положений механизма. Результаты вычислений записываем в таблицу 1.3.

Таблица 1.3 - Кинематические параметры механизма

Name	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
fiOA	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
VA	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35
VB	0.00	8.13	13.04	13.35	10.08	5.22	0.00	5.22	10.08	13.35	13.04	8.13	0.00
VA	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35	13.35
VC	0.00	5.22	10.08	13.35	13.04	8.13	0.00	8.13	13.04	13.35	10.08	5.22	0.00
Vab	0.00	11.65	6.84	0.00	6.84	11.65	13.35	11.65	6.84	0.00	6.84	11.65	13.35
Vs1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Vs2	6.68	9.39	12.75	13.35	11.33	8.29	6.68	8.29	11.33	13.35	12.75	9.39	6.68
Vs3	0.00	8.13	13.04	13.35	10.08	5.22	0.00	5.22	10.08	13.35	13.04	8.13	0.00
Vs4	6.68	8.29	11.33	13.35	12.75	9.39	6.68	9.39	12.75	13.35	11.33	8.29	6.68
Vs5	0.00	5.22	10.08	13.35	13.04	8.13	0.00	8.13	13.04	13.35	10.08	5.22	0.00
w1const	157.08	157.08	157.08	157.08	157.08	157.08	157.08	157.08	157.08	157.08	157.08	157.08	157.08
w2	39.27	34.28	20.11	0.00	-20.11	-34.28	39.27	-34.28	-20.11	0.00	20.11	34.28	39.27
w3	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
w4	-39.27	-34.28	-20.11	0.00	20.11	34.28	-39.27	34.28	20.11	0.00	-20.11	-34.28	-39.27
w5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
aA	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097
aB	2622	2087	786.72	541.52	1311	1546	2622	1546	1311	541.52	786.72	2087	2622
aA	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097	2097
aC	1573	1546	1311	541.52	786.72	2087	1573	2087	786.72	541.52	1311	1546	1573
as1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
as2	2359	2021	1291	1083	1489	1761	2359	1761	1489	1083	1291	2021	2359
as3	2622	2087	786.72	541.52	1311	1546	2622	1546	1311	541.52	786.72	2087	2622
as4	1835	1761	1489	1083	1291	2021	1835	2021	1291	1083	1489	1761	1835
as5	1573	1546	1311	541.52	786.72	2087	1573	2087	786.72	541.52	1311	1546	1573
e1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
e2	0.00	-2961	-5382	-6371	-5382	-2961	0.00	2961	5382	6371	5382	2961	0.00
e3	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
e4	0.00	2961	5382	6371	5382	2961	0.00	-2961	-5382	-6371	-5382	-2961	0.00
e5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

1.2.3 Планы ускорений, расчет a_{S_i} и ε_{S_i}

Составление векторных уравнений для построения планов ускорений основано на использовании теоремы об ускорениях точек плоской фигуры.

Условно примем $\omega_1 = const$.

Определим ускорение конца кривошипа: $\bar{a}_A = \underset{//OA}{\bar{a}_A^n} + \underset{\perp OA}{\bar{a}_A^\tau}$,

где $\bar{a}_A^\tau$ - тангенциальное ускорение, которое определяется по формуле:

$$a_A^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_1 = 0,$$ т.к. $\varepsilon_1 = 0$ ($\omega_1 = const$);

$\bar{a}_A^n$ - нормальное ускорение, величина которого определяется по формуле:

$$a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_1 = 157{,}1^2 \cdot 0{,}085 = 2097 \text{ м/с}^2.$$

Т.о. ускорение конца кривошипа равно: $a_A = a_A^n = 2097$ м/с^2.

Векторные уравнения для построения планов ускорений рассматриваемого механизма имеют вид:

Ускорение точки B – (группа $II(2,3)_{2,2}$): $\underset{//y-y}{\bar{a}_B} = \underset{\|}{\bar{a}_A} + \underset{// BA}{\bar{a}_{BA}^n} + \underset{\perp BA}{\bar{a}_{BA}^\tau}$

где $\bar{a}_{BA}^n$ - нормальное ускорение, величина которого определяется по формуле:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB}. \qquad (1.1)$$

Длина вектора $\bar{a}_{BA}^n$ на плане ускорений: $(an_2) = a_{BA}^n / \mu_a$, (1.2)

где μ_a – масштабный коэффициент плана ускорений;

Ускорение точки *D* - *(группа* $II(4,5)_{2,2}$*)*: $\underset{//y-y}{\bar{a}_C} = \underset{\|}{\bar{a}_A} + \underset{// CA}{\bar{a}_{CA}^n} + \underset{\perp CA}{\bar{a}_{CA}^\tau}$.

где $\bar{a}_{CA}^n$ - нормальное ускорение, величина которого определяется по формуле:

$$a_{CA}^n = \omega_4^2 \cdot l_{CA}. \qquad (1.3)$$

Длину вектора на плане ускорений определим по формуле:

$$(cn_4) = a_{CA}^n / \mu_a. \qquad (1.4)$$

Из плана ускорений определим:

$$a_C = (\pi c) \cdot \mu_a; \qquad a_{BA}^\tau = (n_2 b) \cdot \mu_a; \qquad (1.5)$$

$$a_B = (\pi b) \cdot \mu_a; \qquad a_{CA}^\tau = (n_4 c) \cdot \mu_a.$$

Значения линейных ускорений центров масс всех звеньев определим по формуле:

$$a_{S_i} = (\pi s_i) \cdot \mu_a.$$

Угловые ускорения звеньев определим по формулам:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}}, \ \varepsilon_4 = \frac{a_{CA}^\tau}{l_{CA}}; \qquad (1.6)$$

$\varepsilon_3 = 0$ т.к. звено *3* совершает поступательное движение;

$\varepsilon_5 = 0$ т.к. звено *5* совершает поступательное движение.

По приведенным векторным уравнениям построим план ускорений механизма для основного положения - *1* ($\varphi_1^* = 30°$).

Выберем масштабный коэффициент: $\mu_a = a_A / (\pi a) = 2097/104{,}86 = 20$ м/(с^2·мм),

где $(\pi a) = 104{,}86$ мм - длина вектора ускорения конца кривошипа (см. лист *1* курсового проекта).

По формуле (1.1) и (1.2) имеем: $a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 34{,}3^2 \cdot 0{,}34 = 400$ м/с^2;

$(an_2) = a^n_{BA}/\mu_a = 400/20 = 20$ мм.

По формулам (1.5) и (1.6) имеем: $a^n_{CA} = \omega_4^2 \cdot l_{CA} = 34{,}3^2 \cdot 0{,}34 = 400$ м/с^2,

$(an_4) = a^n_{CA}/\mu_a = 400/20 = 20$ мм.

Используя полученный план ускорений, определим для рассматриваемого положения механизма ускорения точек по формулам (1.7):

$a^\tau_{BA} = (n_2 b)\cdot\mu_a = 50{,}5 \cdot 20 = 1010$ м/с^2; $a_C = (\pi c)\cdot\mu_a = 77{,}3 \cdot 20 = 1546$ м/с^2;

$a_B = (\pi b)\cdot\mu_a = 104{,}5 \cdot 20 = 2090$ м/с^2; $a^\tau_{CA} = (n_4 c)\cdot\mu_a = 50{,}5 \cdot 20 = 1010$ м/с^2;

$a_{S_1} = 0$ м/с^2; $a_{S_2} = (\pi s_2)\cdot\mu_a = 101 \cdot 20 = 2020$ м/с^2;

$a_{S_3} = a_B = 2090$ м/с^2; $a_{S_4} = (\pi s_4)\cdot\mu_a = 88{,}0 \cdot 20 = 1760$ м/с^2;

$a_{S_5} = a_C = 1546$ м/с^2.

Рассчитаем угловые ускорения звеньев механизма по формулам (1.8):

$\varepsilon_1 = 0$, т.к. $\omega_1 = const$;

$\varepsilon_2 = a^\tau_{BA}/l_{AB} = 1010/0{,}34 = 2961$ рад/с^2;

$\varepsilon_4 = a^\tau_{CA}/l_{CA} = 1010/0{,}34 = 2961$ рад/с^2;

$\varepsilon_3 = 0$ т.к. звено *3* совершает поступательное движение.

$\varepsilon_5 = 0$ т.к. звено *5* совершает поступательное движение.

1.3 Движение механизма под действием сил

(лист *2* графической части проекта)

Цель динамического синтеза рычажного механизма – определение параметров махового колеса, необходимых для обеспечения заданного коэффициента неравномерности движения механизма $\delta=0,05$, который обеспечивается также величиной приведенного момента инерции добавочных масс.

Входные параметры:

- кинематические размеры звеньев;
- зависимость движущий сил;
- средняя частота вращения кривошипа $n_{кр}=1500$ *мин*$^{-1}$;
- коэффициент неравномерности движения механизма $\delta=0,05$;
- максимальное давление в цилиндре $P_{max}=3,6$ *МПа*.

1.3.1 Сила полезного сопротивления

В таблице 1.5 представлены значения давления в цилиндре *B* и *C*. Значение силы давления в каждом цилиндре определим по формуле

$$F=p\cdot S,$$

где p – давление в цилиндре;

$S=\pi d^2/4=\pi\cdot 0.09^2/4=6,36\cdot 10^{-3}$ - площадь цилиндра, *м*^{2};

$d=0,09$ *м* – диаметр цилиндра.

Для положения *1:*

- давление в цилиндре *B* составляет $P_B=3,6$ *МПа*;
- давление в цилиндре *C* составляет $P_D=0,36$ *МПа*;
- сила давления в цилиндре *B*: $F_B=3,6\cdot\pi\cdot 90^2/4=22902$ *Н*;
- сила давления в цилиндре *C*: $F_C=0,36\cdot\pi\cdot 90^2/4=2290$ *Н*.

В проекте будем учитывать только силу полезного сопротивления:

Угол холостого хода φ_{xx} и угол рабочего хода φ_{px} :

$$\varphi_{px}=180°;\ \varphi_{xx}=180°,$$

Движущая сила зависит от угла поворота кривошипа *1*: $F_д=f(\varphi)$.

Построим график $F_д=f(\varphi)$ при масштабном коэффициенте $\mu_F=1000$ *Н/мм*.

1.3.2 Приведенный момент движущих сил

Приведенный момент движущих сил определит методом Жуковского. Приведенную силу, приложенную в точке *A* перпендикулярно кривошипу, находим из условия равенства момента приведенной силы относительно полюса плана скоростей сумме моментов силы сопротивления и сил тяжести звеньев относительно того же полюса.

Покажем пример расчета для основного положения - *1*:

$$F_n(pa)-F_c(pc)-F_b(pb)+G_2(h_{G2})+G_3(h_{G3})-G_4(h_{G4})+G_5(h_{G5})=0.$$

F_n – приведенная сила, *Н*;
G_2 – сила тяжести звена *2*;
G_3 – сила тяжести звена *3*;
G_4 – сила тяжести звена *4*;
G_5 – сила тяжести звена *5*.
F_c – движущая сила приложенная в точке *C*.
F_b – движущая сила приложенная в точке *B*.
$G_2=m_2\cdot g=6,2\cdot 9,81=61$ *Н;*
$G_3=m_3\cdot g=5.5\cdot 9,81=54$ *Н;*
$G_4=m_4\cdot g=6,2\cdot 9,81=61$ *Н;*
$G_5=m_4\cdot g=5.5\cdot 9,81=54$ *Н.*

Приведенный момент движущих сил определим по формуле $M_д^n=F_n\cdot l_{OA}$

Рассчитаем $M_д^{np}$ для всех положений и полученные значения сведем в таблицу 1.5.

По полученным данным строим график $M_д^{np}=f(\varphi)$ при $\mu_M=20$ *Н·м/мм* и $\mu_\varphi=0,04$ *рад/мм*.

1.4.3 Работа сил сопротивления

Работа движущихся сил определяется по формуле: $A_\partial = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_\partial^{np} d\varphi$.

График зависимости работы движущихся сил от угла поворота кривошипа $A_\partial=f(\varphi)$ строится методом графического интегрирования (методом хорд) графика $M_\partial^{np}=f(\varphi)$, выбрав полюсное расстояние $(OP)=H=50$ *мм*. Строим оси координат графика $A_\partial=f(\varphi)$, так чтобы интервалы интегрирования *0-1, 1-2, 2-3 … 11-12* у них совпадали. Строим график, проводя линии, параллельные отрезкам, концами которых являются полюс *P* и координаты усредненных значений M_∂^{np} на каждом интервале разбивки. Масштабный коэффициент μ_A зависит от масштабного коэффициента приведенного момента $\mu_M=20$ *Н·м/мм*, масштабного коэффициента угла поворота кривошипа $\mu_\varphi=0{,}04$ *рад/мм*, полюсного расстояния интегрирования $H=50$ *мм*, и вычисляется по формуле:

$$\mu_A=\mu_M \cdot H \cdot \mu_\varphi=20 \cdot 50 \cdot 0{,}04=40 \text{ Дж/мм}.$$

Строим график зависимости $A_c=f(\varphi)$ при $\mu_A=40$ *Дж/мм* и $\mu_\varphi=0{,}04$ *рад/мм*.

После построения графика (см. лист *2* курсового проекта) видно, что последняя ордината графика $(eq)=107$ *мм* изображает в масштабе работу в течение всего рабочего цикла.

1.3.4 Работа сил сопротивления

Приведенный момент сил сопротивления является постоянной величиной, тогда его работа равна:

$$A_c = \int_0^{\varphi} M_c^{np} d\varphi = M_c^{np} \int_0^{\varphi} d\varphi,$$

где M_c^{np} - приведенный момент сил сопротивления.

Т.о. график зависимости $A_c=f(\varphi)$ представляет собой наклонную прямую, выходящую из начала координат, который строится из условия, что за один цикл установившегося движения работа сил сопротивления равна работе движущихся сил:

$$\left|A_c\right|_{цикла} = \left|A_\partial\right|_{цикла} = (eq) \cdot \mu_A = 107 \cdot 40 = 4280 \text{ Дж}.$$

Таким образом, последние ординаты (ef) и (eq) графиков $A_c=f(\varphi)$ и $A_\partial=f(\varphi)$ численно равны, только имеют противоположные знаки. Строим график $A_c=f(\varphi)$ при том же масштабном коэффициенте $\mu_A=40$ *Дж/мм* (см. лист *2* курсового проекта).

1.3.5 Полное приращение кинетической энергии механизма

Полное приращение кинетической энергии можно определить из основного уравнения движения механизма для установившегося режима: $\Delta T=A_\partial-A_c=0$.

Т.е. вычитая графически из ординат графика $A_\partial=f(\varphi)$ ординаты графика $A_c=f(\varphi)$ и умножая полученную разность (Δy_i) на масштабный коэффициент $\mu_A=40$ *Дж/мм*, получаем значения ΔT_i для каждого положения, которые заносим в таблицу 1.5.

Рассчитаем полное приращение кинетической энергии для основного положения - *4*:

$$\Delta T = 4 \cdot 40 = 160 \text{ Дж}.$$

График зависимости $\Delta T=f(\varphi)$ строим при масштабных коэффициентах $\mu_\varphi=0{,}04$ *рад/мм* и $\mu_T=20$ *Дж/мм*.

1.3.6 Приведенный момент сил сопротивления

Для построения графика $M_c^{np}=f(\varphi)$ продифференцируем график $A_c=f(\varphi)$, для чего проведем линию, параллельную этому графику из точки *P* - полюса интегрирования. Из точки *K* - пересечения этой линии с осью ординат, проведем линию, параллельную оси абсцисс, которая и будет представлять собой график $M_c^{np}=f(\varphi)$. Вычислим величину M_c^{np}:

$$M_c^{np}=(OK) \cdot \mu_M = 34 \cdot 20 = 680 \text{ Н·м},$$

где $(OK)=34$ *мм* - ордината, отсекаемая от оси M^{np}. С другой стороны, для одного цикла

установившегося движения: $|A_c|_{цикла} = \int_0^{2\pi} M_c^{пр} d\varphi = M_c^{пр} \cdot 2\pi$,

откуда $M_c^{пр} = \frac{|A_c|_{цикла}}{2 \cdot \pi} = \frac{(ef) \cdot \mu_A}{2 \cdot \pi} = (107 \cdot 40)/(2 \cdot 3{,}14) = 681$ *Н·м=const*,

где *(ef)=107 мм* - последняя ордината графика $A_c=f(\varphi)$; $\mu_A=40$ *Дж/мм* - масштабный коэффициент графика $A_c=f(\varphi)$. Видно, что погрешность расчета $M_c^{пр}$ невелика.

1.3.8 Приведенный момент инерции звеньев механизма

Приведенный к входному звену момент инерции звеньев всего механизма определяется из условия равенства кинетических энергий исходного механизма и его динамической модели (см. рис. 1.1), которые для рассматриваемого рычажного механизма имеют вид: $T_{мод} = T_{мех} = \sum_{i=1}^{5} T_i$,

где $T_{мод}$ - кинетическая энергия динамической модели;

T_i - кинетическая энергия *i*-го звена механизма.

Расчетная формула приведенного к входному звену момента инерции звеньев для рассматриваемого рычажного механизма имеет вид: $J_{зв}^{пр} = \sum_{i=1}^{5} J_i^{пр}$, (1.1)

где $J_i^{пр}$ - приведенный момент инерции *i*-го звена механизма, который определяется по формуле: $J_i^{пр} = \frac{1}{\omega_1^2}(m_i \cdot V_{S_i}^2 + J_{S_i} \cdot \omega_i^2)$,

где ω_1 - угловая скорость входного звена;

ω_i - угловая скорость *i*-го звена;

V_{S_i} - скорость центра масс *i*-го звена;

m_i - масса *i*-го звена;

J_{S_i} - центральный момент инерции *i*-го звена.

Для рассматриваемого механизма имеем:

$J_1^{пр} = J_1 \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_1}\right)^2 = J_1$, т.к. звено *1* совершает вращательное движение;

$$J_2^{пр} = m_2 \cdot \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1}\right)^2 + J_{S_2} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 ; \quad (1.2)$$

$$J_3^{пр} = m_3 \cdot \left(\frac{V_{S_3}}{\omega_1}\right)^2 ; \quad (1.3)$$

$$J_4^{пр} = m_4 \cdot \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1}\right)^2 + J_{S_4} \cdot \left(\frac{\omega_4}{\omega_1}\right)^2 ; \quad (1.4)$$

$$J_5^{пр} = m_5 \cdot \left(\frac{V_{S_5}}{\omega_1}\right)^2 . \quad (1.5)$$

где J_1 *=2,5 кг·м²*- момент инерции звена *1* относительно его оси вращения *–O*;

J_{S_2} *=0,07 кг·м²*- центральный момент инерции звена *2*.

J_{S_4} *=0,07 кг·м²*- центральный момент инерции звена *4*.

Из формулы (1.1) учитывая (1.2 - 1.5) имеем:

$$J_{зв}^{пр} = J_1 + m_2 \cdot \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1}\right)^2 + J_{S_2} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + m_3 \cdot \left(\frac{V_{S_3}}{\omega_1}\right)^2 + m_4 \cdot \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1}\right)^2 + J_{S_4} \cdot \left(\frac{\omega_4}{\omega_1}\right)^2 + m_5 \cdot \left(\frac{V_{S_5}}{\omega_1}\right)^2 . \quad (1.6)$$

Рассчитаем приведенный момент инерции для основного положения - *4*:

Значения приведенных моментов инерций каждого звена - $J_i^{пр}$ и всего механизма - $J_{зв}^{пр}$, полученные по формулам (1.2 - 1.6) для всех рассматриваемых положений механизма, сводим в таблицу 1.5.

По полученным данным строим график $J_{зв}^{пр}=f(\varphi)$ при $\mu_J=0{,}0015$ *кг·м²/мм* и $\mu_\varphi=0{,}04$ *рад/мм*.

1.3.9 Диаграмма энергомасс, расчет $tg\psi_{max}$, $tg\psi_{min}$

Имея графики зависимостей $J_{зв}^{пр}=f(\varphi)$ и $\Delta T=f(\varphi)$, построим график зависимости $\Delta T=f(J_{зв}^{пр})$ – диаграмму энергомасс, исключив параметр φ. График зависимости $\Delta T=f(J_{зв}^{пр})$ построим графическим способом при $\mu_T=20$ *Дж/мм* и $\mu_J=0{,}0015$ *кг·м²/мм*.

Рассчитаем тангенсы углов $tg\psi_{max}$, $tg\psi_{min}$ по заданному коэффициенту неравномерности движения механизма $\delta=0{,}04$, по формулам:

$$tg\psi_{max} = \frac{\mu_J}{\mu_T} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \left(1+\frac{\delta}{2}\right)^2 = (0{,}0015 \cdot 157{,}1^2)/(20 \cdot 2) \cdot [1+0{,}5 \cdot 0{,}05)]^2 = 0{,}97;$$

$$tg\psi_{min} = \frac{\mu_J}{\mu_T} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \left(1-\frac{\delta}{2}\right)^2 = (0{,}0015 \cdot 157{,}1^2)/(20 \cdot 2) \cdot [1-0{,}5 \cdot 0{,}05)]^2 = 0{,}88.$$

Определим значения углов:

$\psi_{max}=arctg\,\psi_{max}=arctg\ 0{,}97=44°$; $\psi_{min}=arctg\,\psi_{min}=arctg\ 0{,}88=41°$.

Рядом с диаграммой вычерчиваем два прямоугольных треугольника со сторонами: *mn=m'n'=100 мм* (см. лист *1* курсового проекта).

$nk=100 \cdot tg\,\psi_{max}=100 \cdot 0{,}97=97$ *мм*; $n'k'=100 \cdot tg\,\psi_{min}=100 \cdot 0{,}88=88$ *мм*.

Гипотенузы *mk* и *m'k'* составляют с горизонтальной прямой углы ψ_{max}, ψ_{min} соответственно. Проводим касательные под углами ψ_{max}, ψ_{min} к диаграмме $\Delta T=f(J_{зв}^{пр})$. Верхнюю касательную проводим параллельно *mk*, нижнюю – параллельно *m'k'*. Касательные пересекают ось ординат диаграммы в точках *a* и *b*: *(ab)=147 мм*.

1.3.10 Определение приведенного момента инерции махового колеса

Величина приведенного момента инерции добавочных масс - $J_{доб}^{пр}$, обеспечивающая заданное значение коэффициента неравномерности хода $\delta=0{,}05$, определяется по формуле:

$$J_{доб}^{пр} = \frac{(ab) \cdot \mu_T}{\omega_1^2 \cdot \delta} = (147 \cdot 20)/157{,}1^2/0{,}05 = 2{,}38\ кг \cdot м^2,$$

Таблица 1.5 - Динамические параметры механизма

Name	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Fb	22902	22902	22902	22902	22902	22902	22902	-2290	-2290	-2290	-2290	-2290	22902
Fc	2290	2290	2290	2290	2290	2290	2290	-22902	-22902	-22902	-22902	-22902	-22902
Mpd	680.64	680.64	680.64	680.64	680.64	680.64	680.64	680.64	680.64	680.64	680.64	680.64	680.64
Mpc	0	761	1470	1947	1902	1186	0	119	190	195	147	76	0
Ad	0	356	713	1069	1426	1782	2138	2495	2851	3207	3564	3920	4277
Ac	0	200	788	1698	2732	3567	3867	3920	4003	4107	4198	4257	4277
T	-0	160	-76	-629	-1307	-1785	-1729	-1425	-1152	-899	-634	-336	-0
Jp1	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205	0.0205
Jp2	0.0156	0.0255	0.0420	0.0448	0.0334	0.0206	0.0156	0.0206	0.0334	0.0448	0.0420	0.0255	0.0156
Jp3	0.0000	0.0147	0.0379	0.0397	0.0227	0.0061	0.0000	0.0061	0.0227	0.0397	0.0379	0.0147	0.0000
Jp4	0.0156	0.0206	0.0334	0.0448	0.0420	0.0255	0.0156	0.0255	0.0420	0.0448	0.0334	0.0206	0.0156
Jp5	0.0000	0.0061	0.0227	0.0397	0.0379	0.0147	0.0000	0.0147	0.0379	0.0397	0.0227	0.0061	0.0000
Jp	0.05	0.09	0.16	0.19	0.16	0.09	0.05	0.09	0.16	0.19	0.16	0.09	0.05

1.3.11 Определение угловой скорости кривошипа

Значение угловой скорости кривошипа можно определить по формуле

$$\omega_k = \sqrt{2\frac{T_k}{J_k}},$$

где J_k – приведенный момент инерции механизма с учетом маховика, который можно рассчитать по формуле:

$$J_k = \frac{(ab)tg\psi_{min}}{\frac{tg\psi_{max}}{tg\psi_{min}} - 1}\mu_J + J_{зв}^{пр},$$

где $J_{зв}^{пр}$ - значение приведенного момента инерции механизма без маховика, взятое из графика $\Delta T=f(J_{зв}^{пр})$.;

$\mu_J=0.0015\ \frac{кг \cdot м^2}{мм}$ – масштабные коэффициенты графика $\Delta T=f(J_{зв}^{пр})$.

$(ab)=147$ *мм* – расстояние, которое отсекают касательные от оси ординат диаграммы.

T_k – кинетическая энергия механизма с маховиком, которую можно определить по формуле:

$$T_k=((ab)+\frac{(ab)}{\frac{tg\psi_{max}}{tg\psi_{min}} - 1}+y_a)\mu_{J+}\Delta T.$$

где y_a – расстояние от начала координат графика $\Delta T=f(J_{зв}^{пр})$ до точки a;

ΔT –значение кинетической энергии механизма без маховика, взятое из графика $\Delta T=f(J_{зв}^{пр})$;

$\mu_T=20\ \frac{Дж}{мм}$ – масштабные коэффициенты графика $\Delta T=f(J_{зв}^{пр})$;

Подставляя значения полученные из построения графика $\Delta T=f(J_{зв}^{пр})$ построим график колебания угловой скорости кривошипа $\omega=f(\varphi)$ относительно среднего значения $\omega_{ср}$.

График углового ускорения кривошипа $\varepsilon=f(\varphi)$ получим путем графического дифференцирования графика $\omega=f(\varphi)$.

1.4.1 Внешние и инерционные нагрузки

Построение рычага Жуковского выполним для основного положения в предположении, что трение в кинематических парах отсутствует и все силы и моменты, действующие на звенья механизма, расположены в одной плоскости. Входными параметрами для построения рычага Жуковского будут:

- сила давления в цилиндре *B*: $F_B=22902$ *Н*;
- силы давления в цилиндре *D*: $F_C=2290$ *Н*;
- силы тяжести:

$G_2=61$ *Н;*
$G_3=54$ *Н;*
$G_4=61$ *Н;*
$G_5=54$ *Н.*

- силы инерции звеньев, которые определяются по формуле: $\overline{F}_{u_i} = -m_i \cdot \overline{a}_{S_i}$. (1.7)

$F_{u_2} = m_2 \cdot a_{S2}=2020 \cdot 6,2=12524$ *Н;*

$F_{u_3} = m_3 \cdot a_{S3}=2090 \cdot 5,5=11495$ *Н;*

$F_{u_4} = m_4 \cdot a_{S4}=1760 \cdot 6,2=10912$ *Н;*

$F_{u_5} = m_5 \cdot a_{S5}=1546 \cdot 5,5=8503$ *Н.*

- моменты сил инерций, которые определяются по формуле: $\overline{M}_{u_i} = -J_{S_i} \cdot \overline{\varepsilon}_i$. (1.8)

По формуле (1.8) рассчитаем моменты сил инерции звеньев:

$M_{u_2} = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2 =0,07 \cdot 2961=207$ *Нм;*

$M_{u_4} = J_{S_4} \cdot \varepsilon_4 =0,07 \cdot 2961=207$ *Нм.*

На плане механизма покажем все действующие на звенья механизма силовые факторы.

1.4.2 Определение уравновешивающего момента $M_{ур}$ методом Н.Е.Жуковского

Определим уравновешивающий момент, действующий на ведущее звено, методом рычага *Н.Е.Жуковского*. Для этого построим повернутый на $90°$ и увеличенный план скоростей для основного положения - *1* (φ*=30*), а затем перенесем все действующие на звенья механизма активные силы и силы инерции из плана механизма в соответствующие точки рычага.

Действие моментов сил инерции и $M_{ур}$ заменим парами сил:

$$F'_{M_2} = F''_{M_2} = \frac{M_{u_2}}{l_2} = 207/0,340 = 609 \text{ Н;}$$

$$F'_{M_4} = F''_{M_4} = \frac{M_{u_4}}{l_4} = 207/0,340 = 609 \text{ Н;}$$

$$F'_{ур} = F''_{ур} = \frac{M_{ур}}{l_1}.$$

Составим уравнение равновесия рычага относительно полюса *P*: $\sum M_p(\overline{F}_i) = 0$;

$$F_{ур} \cdot (pa) + G_2 \cdot (h_{G_2}) + G_3 \cdot (h_{G_3}) + G_4 \cdot (h_{G_4}) + G_5 \cdot (h_{G_5}) -$$
$$- F_b \cdot (pb) - F_c \cdot (pc) - F_{u_2} \cdot (h_{F_{u_2}}) - F_{u_3} \cdot (pb) - F_{u_4} \cdot (h_{F_{u_4}}) - F_{u_5} \cdot (pc) +$$
$$+ F'_{M_2} \cdot (h_{F'_{M_2}}) + F''_{M_2} \cdot (h_{F''_{M_2}}) + F'_{M_4} \cdot (h_{F'_{M_4}}) - F''_{M_4} \cdot (h_{F''_{M_4}}) = 0.$$

Выразим $F_{ур}$:

$$F_{ур}=-(G_2\cdot(h_{G_2})+G_3\cdot(h_{G_3})+G_4\cdot(h_{G_4})+G_5\cdot(h_{G_5})-$$
$$-F_b\cdot(pb)-F_c\cdot(pc)-F_{u_2}\cdot(h_{F_{u_2}})-F_{u_3}\cdot(pb)-F_{u_4}\cdot(h_{F_{u_4}})-F_{u_5}\cdot(pc)+$$
$$+F'_{M_2}\cdot(h_{F'_{M_2}})+F''_{M_2}\cdot(h_{F''_{M_2}})+F'_{M_4}\cdot(h_{F'_{M_4}})-F''_{M_4}\cdot(h_{F''_{M_4}}))/(pa);$$

$F_{ур}=-(61\cdot106+54\cdot116+61\cdot85+54\cdot75-22902\cdot116-2290\cdot75-12524\cdot81-11495\cdot116-10912\cdot56-8503\cdot75+609\cdot152+609\cdot15+609\cdot175-609\cdot9)/190=34633$ Н.

Значение уравновешивающего момента определим по формуле:

$$M_{ур}=F_{ур}\cdot l_1=34633\cdot0{,}085=2941\ Н\cdot м.$$

Силовой расчет группы II(4, 5)$_{2,2}$

Вычерчиваем структурную группу в масштабе *М 1:2* (μ_l=0,002 м/мм) и приложим все силы, действующие на звенья механизма F_c, G_4, G_5, F_{u_4}, F_{u_5}, а также приложенные к свободным элементам кинематических пар неизвестные реакции $\overline{F}_{41}$ и $\overline{F}_{05}$. Силу $\overline{F}_{41}$ разложим на две составляющие $\overline{F}^n_{41}$ и $\overline{F}^\tau_{41}$.

Рассмотрим равновесие звена *4*.

$\sum M_C(\overline{F}_i)=0$: $\quad -F^\tau_{41}\cdot l_{AC}+G_4\cdot h_{G_4}\cdot\mu_l+F_{u_4}\cdot h_{F_{u_4}}\cdot\mu_l+M_{u_4}=0;$

$$F^\tau_{41}=(G_4\cdot h_{G_4}\cdot\mu_l+F_{u_4}\cdot h_{F_{u_4}}\cdot\mu_l+M_{u_4})/l_{AC};$$

$$F^\tau_{41}=(61\cdot10{,}5\cdot0{,}002+10912\cdot15\cdot0{,}002+207)/0{,}34=1575\ Н$$

Рассмотрим равновесие всей группы:

$\sum\overline{F}_i=0:\ \underline{\overline{F}^n_{41}}+\underline{\underline{\overline{F}^\tau_{41}}}+\underline{\underline{\overline{G}_4}}+\underline{\underline{\overline{F}_{u4}}}+\underline{\underline{\overline{G}_5}}+\underline{\underline{\overline{F}_{u5}}}+\underline{\underline{\overline{F}_c}}+\underline{\overline{F}_{05}}=0.$

Строим план сил в масштабе μ_F=100 Н/мм.

По построенному плану сил находим:

$\overline{F}_{41}=\overline{F}^n_{41}+\overline{F}^\tau_{41};$

$F_{41}=(F_{41})\cdot\mu_F=215\cdot100=21500$ Н;

$F_{05}=(F_{05})\cdot\mu_F=9{,}5\cdot100=950$ Н.

Силовой расчет группы II(2, 3)$_{2,2}$

Вычерчиваем структурную группу в масштабе *М 1:2* (μ_l=0,002 м/мм) и приложим все силы, действующие на звенья механизма F_b, G_2, G_3, F_{u_3}, F_{u_2}, а также приложенные к свободным элементам кинематических пар неизвестные реакции $\overline{F}_{21}$ и $\overline{F}_{03}$. Силу $\overline{F}_{21}$ разложим на две составляющие $\overline{F}^n_{21}$ и $\overline{F}^\tau_{21}$.

Рассмотрим равновесие звена *4*.

$\sum M_B(\overline{F}_i)=0$: $\quad -F^\tau_{21}\cdot l_{AB}+G_2\cdot h_{G_2}\cdot\mu_l-F_{u_2}\cdot h_{F_{u_2}}\cdot\mu_l-M_{u_2}=0;$

$$F^\tau_{21}=(G_2\cdot h_{G_2}\cdot\mu_l-F_{u_2}\cdot h_{F_{u_2}}\cdot\mu_l-M_{u_2})/l_{AB};$$

$$F^\tau_{21}=(61\cdot10{,}5\cdot0{,}002-12524\cdot35\cdot0{,}002-207)/0{,}34=1973\ Н$$

Рассмотрим равновесие всей группы:

$$\sum \overline{F}_i = 0 : \underline{\overline{F}_{21}^n} + \underline{\underline{\overline{F}_{21}^\tau}} + \underline{\underline{\overline{G}_2}} + \underline{\underline{\overline{F}_{u_2}}} + \underline{\underline{\overline{G}_3}} + \underline{\underline{\overline{F}_{u_3}}} + \underline{\underline{\overline{F}_b}} + \underline{\overline{F}_{03}} = 0 .$$

Строим план сил в масштабе μ_F=100 Н/мм.

По построенному плану сил находим:

$$\overline{F}_{21} = \overline{F}_{21}^n + \overline{F}_{21}^\tau ;$$

$F_{21}=(F_{21})\cdot\mu_F=470\cdot100=47000$ Н;

$F_{03}=(F_{03})\cdot\mu_F=111\cdot100=11100$ Н.

Силовой расчет первичного механизма

Вычертим первичный механизм *I(0,1)* в масштабе *М 1:2* (μ_l=0,002 м/мм) и приложим все силы, действующие на него.

Определим уравновешивающий момент $M_{ур}$.

$$\sum M_A(\overline{F}_i)=0:$$

$$-F_{14}\cdot h_{F_{14}}\cdot\mu_l - F_{12}\cdot h_{F_{12}}\cdot\mu_l + M_{ур} = 0 ;$$

$$M_{ур} = F_{12}\cdot h_{F_{12}}\cdot\mu_l + F_{14}\cdot h_{F_{14}}\cdot\mu_l = 47000\cdot27\cdot0{,}002+21500\cdot14\cdot0{,}002 = 3140 \text{ Н}.$$

Погрешность расчета $\Delta=\dfrac{3140-2941}{3140}=6\ \%$.

$$F_{Mур} = \frac{M_{ур}}{l_{OA}} = 3140/0{,}085 = 36941 \text{ Н}.$$

Вычерчиваем план сил в масштабе 200 Н/мм.

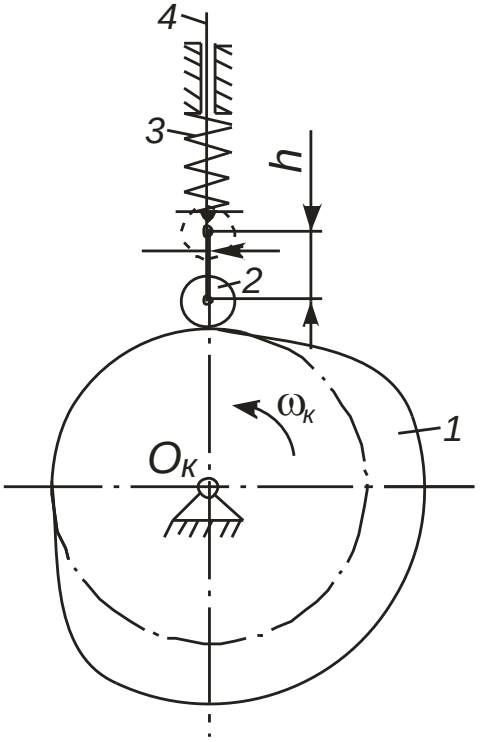
$$\overline{F}_{14} + \overline{F}_{12} + \overline{F}_{Mур} + \overline{F}_{01} = 0 .$$

$F_{01}=(F_{01})\cdot\mu_F=284\cdot200=56800$ Н;

3 ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

(лист *4* графической части проекта)

В данном проекте необходимо выполнить синтез плоского кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем с силовым замыканием (рис. 3.1).



1 - кулачок; *2* - ролик; *3* - пружина; *4*- толкатель

Рисунок 3.1 - Схема кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем

Задача синтеза кулачкового механизма состоит в построении профиля кулачка, обеспечивающего заданный закон движения толкателя.

3.1 Входные параметры синтеза

Входными параметрами синтеза кулачкового механизма являются:

- ход толкателя $h=38$ *мм*;
- минимальный угол передачи движения $\gamma_{min}=60^\circ$;
- фазовые углы:
  - удаления $\varphi_y=130$ *град*;
  - дальнего выстоя $\varphi_д=25$ *град*;
  - приближения $\varphi_{пр}=130$ *град*;
- законы движения толкателя:
  - на фазе удаления - *косинусоидальный;*
  - на фазе приближения - *косинусоидальный*;
- эксцентриситет $e=0$;
- закон движения кулачка $\omega_к=\omega_{кр}=const$.

Поскольку полный рабочий цикл механизм совершает за один оборот кулачка, определим угол ближнего выстоя:

$$\varphi_б = 360° - \left(\sum \varphi_i\right) = 360° - (\varphi_y + \varphi_д + \varphi_{пр}) = 360° - (130+25+130) = 75 \text{ град.}$$

Переведем фазовые углы в радианную меру. Для этого воспользуемся формулой:

$$\varphi_i^{рад} = \frac{\pi}{180} \cdot \varphi_i^\circ .$$

$$\varphi_y = \frac{\pi}{180} \cdot 130 \approx 2{,}27 \text{ рад;} \qquad \varphi_д = \frac{\pi}{180} \cdot 25 \approx 0{,}44 \text{ рад;}$$

$$\varphi_{пр} = \frac{\pi}{180} \cdot 130 \approx 2{,}27 \text{ рад;} \qquad \varphi_б = \frac{\pi}{180} \cdot 75 \approx 1{,}31 \text{ рад.}$$

3.2 Расчет и построение диаграмм движения толкателя

Для построения профиля кулачка необходимо иметь зависимости перемещения толкателя от угла поворота кулачка $S=f(\varphi)$.

Закон движения толкателя в задании представлен в виде зависимости $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$ - аналога ускорения толкателя. Для нахождения искомой зависимости $S=f(\varphi)$ необходимо дважды проинтегрировать функцию $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$. Построим на третьем листе проекта указанную зависимость и дважды графически проинтегрируем её. Для этого рассчитаем экстремальные значения аналогов скоростей и ускорений на фазе удаления и приближения [7].

На фазе удаления:

аналог ускорения

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)^{y}_{max} = \frac{\pi^2 h}{2\varphi^2_{y\partial}} = (\pi^2 \cdot 38)/(2 \cdot 2{,}27^2) = 36 \text{ мм} = 0{,}036 \text{ м};$$

аналог скорости

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)^{y}_{max} = \frac{\pi h}{2\varphi_{y\partial}} = (\pi \cdot 38)/(2 \cdot 2{,}27) = 26 \text{ мм} = 0{,}026 \text{ м};$$

для фазы приближения:

аналог ускорения

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)^{np}_{max} = \frac{\pi^2 h}{2\varphi^2_{np}} = \pi^2 \cdot 38/(2 \cdot 2{,}27^2) = 36 \text{ мм} = 0{,}036 \text{ м};$$

аналога скорости

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)^{np}_{max} = \frac{\pi h}{2\varphi_{np}} = \pi \cdot 38/(2 \cdot 2{,}27) = 26 \text{ мм} = 0{,}026 \text{ м};$$

где $h=38$ *мм* - ход толкателя;

φ_y, φ_{np} - фазовые углы, рад.

Используя полученные максимальные значения аналогов скоростей и ускорений, на основе построений приведенных в [7], вычерчиваем диаграммы движения толкателя.

Выбираем масштабные коэффициенты:

для аналогов ускорений $\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = 0{,}0006$ *м/мм*;

для аналогов скоростей $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0{,}0006$ *м/мм*;

для перемещений $\mu_S = 0{,}0006$ *м/мм*;

для угла поворота кулачка $\mu_\varphi = 0{,}020$ *рад/мм* $= 1{,}15$ *град/мм*.

Строим диаграммы $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, $S=f(\varphi)$.

Фазовые углы переведем в *мм*: $L_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{\mu_\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{0{,}02} = 314$ *мм*.

$(x_{\varphi_y}) = \varphi_{y\partial}/\mu_\varphi = 2{,}27/0{,}020 = 113$ *мм*; $(x_{\varphi_\partial}) = \varphi_\partial/\mu_\varphi = 0{,}44/0{,}020 = 22$ *мм*;

$(x_{\varphi_{np}}) = \varphi_{np}/\mu_\varphi = 2{,}27/0{,}020 = 113$ *мм*; $(x_{\varphi_б}) = \varphi_б/\mu_\varphi = 1{,}31/0{,}020 = 65$ *мм*.

Проверим: $L_\varphi = \Sigma x_\varphi = x_{\varphi_y} + x_{\varphi_{дв}} + x_{\varphi_{пр}} + x_{\varphi_{бв}} = 113 + 22 + 113 + 65 = 314$ *мм*.

3.3 Определение основных параметров механизма

Минимальный радиус-вектор центрового профиля кулачка определим из условия незаклинивания $\gamma_i > \gamma_{min}$ кулачкового механизма как на рабочей фазе удаления, так и на фазе приближения, чтобы избежать заклинивания при возможном реверсе при монтаже передачи. Используя диаграммы движения толкателя $S=f(\varphi)$ и $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, исключив из них параметр φ, строим для фаз удаления и возвращения график зависимости $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$ при масштабных коэффициентах $\mu_S = 0{,}0006$ *м/мм*, $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0{,}0006$ *м/мм* располагая ось S параллельно оси толкателя, а ось $\frac{dS}{d\varphi}$ перпендикулярно оси S. При этом значения $\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_i$ для фаз удаления и приближения откладываем в сторону вектора линейной скорости центра ролика на соответствующей фазе, повёрнутого на 90° в сторону вращения кулачка. К обеим ветвям графика, соответствующим фазам удаления и приближения, проводим касательные под углом $\gamma_{min}=60^\circ$ к оси $\frac{dS}{d\varphi}$. Область, расположенная ниже указанных лучей, является областью возможных положений центра вращения кулачка, для которых $\gamma_i \geq \gamma_{min}$. За центр вращения кулачка принимаем точку $O_к$ на границе области.

При этом искомый минимальный радиус центрового профиля кулачка будет иметь значение:

$$r_0=(r_0)\cdot\mu_S=59\cdot 0{,}0006= 0{,}035 \text{ м} = 35 \text{ мм},$$

где $\mu_S=0{,}0006$ *м/мм* - масштабный коэффициент.

3.4 Построение центрового профиля кулачка

Построение профиля кулачка начинаем с построения центрового профиля. Центровой профиль кулачка (траектория центра ролика в его движении относительно кулачка) строим методом обращенного движения (инверсии) при $\mu_l=0{,}0006$ *м/мм*. Указанный метод заключается в том, что всему механизму условно сообщается вращательное движение с угловой скоростью кулачка - $\omega_к$, но противоположно направленную. При этом кулачок останавливается, а толкатель со своей неподвижной опорой вращается вокруг центра вращения кулачка с угловой скоростью $\omega=-\omega_к$. Ролик при этом катится по неподвижному кулачку, в результате чего толкатель в переносном вращательном движении вместе с опорой совершает ещё и относительное поступательное движение вдоль опоры, по закону, зависящему от профиля кулачка. При этом относительное расположение звеньев кулачка нового механизма будет таким же как и при действительном движении. Для нахождения положений центра ролика в обращенном механизме производим следующие построения.

Проводим вертикальную линию *y-y*. Проводим окружность минимального радиуса центрового профиля, которая в пересечении с вертикалью дает точку *B* (начальное положение). На оси *y-y* откладываем точки *0, 1, 2* … и т.д. - положения толкателя. От прямой $O_кB$ в направлении, противоположном вращению кулачка, откладываем последовательно углы $\varphi_у$, $\varphi_д$, $\varphi_{пр}$, $\varphi_б$. Углы $\varphi_у$, $\varphi_{пр}$ делим на такое же число равных частей, как на графике $S=f(\varphi)$. Из центра вращения кулачка $O_к$ проводим дуги концентрических окружностей и радиальные лучи до пересечения с соответствующими дугами (точки *1', 2', 3'*,…). Соединив полученные точки *1', 2', 3'* и т.д. плавной кривой, получаем центровой профиль кулачка.

3.5 Определение радиуса ролика и построение действительного профиля кулачка

Во избежание пересечения частей профиля кулачка радиус ролика должен быть меньше минимального радиуса кривизны центрового профиля кулачка $r_p \leq (0{,}7\ldots0{,}8)\rho_{min}$. Радиус ролика с другой стороны не рекомендуется брать больше половины радиуса центрового профиля кулачка, из конструктивных соображений $r_p \leq (0{,}4\ldots0{,}5)r_0$. Из двух рассчитанных значений радиуса ролика выбираем меньший. Для нахождения ρ_{min} поступаем следующим образом: выбираем на выпуклой части центрового профиля кулачка точку *K*, в которой кривизна кривой наибольшая. Затем вблизи точки *K* выбираем еще две точки *K'* и *K"*, соединяем их хордами с точкой *K*. Через середины по-

лученных хорд проводим перпендикуляры. Точка пересечения перпендикуляров *M* – центр окружности, проходящей через все три точки. Радиус этого круга *MK* приближенно можно принять за ρ_{min}.

$$\rho_{min}=(MK)\cdot\mu_l=81\cdot0{,}0006=0{,}049\ м=49\ мм.$$

Таким образом радиус ролика лежит в пределах:

$$r_p\leq(0{,}7\ldots0{,}8)\cdot\rho_{min}=(0{,}7\ldots0{,}8)\ 49=34\ldots39\ мм;$$

$$r_p\leq(0{,}4\ldots0{,}5)\cdot r_0=(0{,}4\ldots0{,}5)\ 35=14\ldots18\ мм.$$

Принимаем радиус ролика $r_p=9\ мм=0{,}009\ м$.

На чертеже $(r_p)=r_p/\mu_l=0{,}009/0{,}0006=15\ мм$.

Строим рабочий профиль кулачка в виде эквидистантной кривой, отстоящей от центрового профиля по общим нормалям на расстоянии, равном радиусу ролика r_p. Для получения практического профиля кулачка проводим радиусом ролика r_p как можно больше окружностей с центрами в точках центрового профиля. Внутренняя огибающая кривая семейства этих окружностей даёт действительный профиль кулачка. На фазах ближнего и дальнего выстоя профиль кулачка представляет собой дуги окружностей радиусов r_{min} и r_{max}.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Приводы машин: Справочник / Под общ. ред. В.В. Длоугого. – Л: Машиностроение, 1982 – 383 с.
2. Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Смирнов В.Э. Справочник по корригированию зубчатых колес. – М: Машгиз, 1962 – 215 с.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. А.С. Кореняко. – Киев: Вища школа, 1970. 328 с.

2 СИНТЕЗ ЗУБЧАТОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА

(лист *5* графической части проекта)

В данном курсовом проекте зубчатый механизм состоит из планетарного механизма типа *AI-1* и пары прямозубых цилиндрических колёс внешнего зацепления (z_1, z_2) и служит для передачи вращательного момента от вала электродвигателя к валу кривошипа и получения заданной частоты вращения кривошипа.

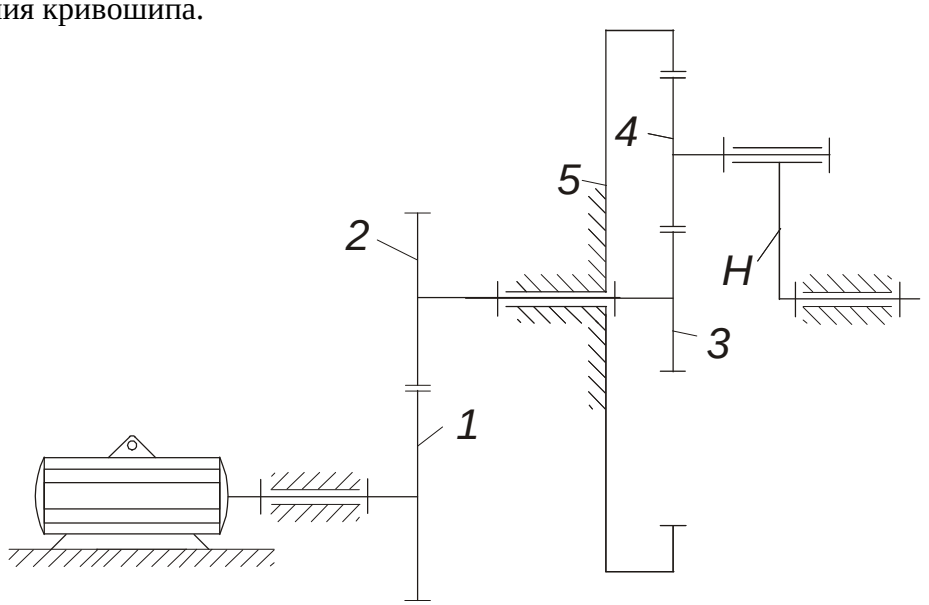


Рисунок 2.1 - Схема привода исполнительного механизма

2.1 Синтез эвольвентного зубчатого зацепления

Выполним синтез зубчатого зацепления парой эвольвентных цилиндрических прямозубых колёс внешнего зацепления z_1 и z_2 (см. лист *5* курсового проекта).

2.1.1 Входные параметры синтеза

Для расчета геометрических параметров эвольвентного зацепления используем следующие входные параметры:

- число зубьев шестерни $z_1 = 23$;
- число зубьев колеса $z_2 = 31$;
- модуль зацепления $m_{1-2} = 4{,}00$ *мм*;
- условия проектирования $\vartheta_1 = \vartheta_2$ при $\varepsilon_\alpha = 1{,}2$;
- коэффициенты смещения шестерни $x_1 = 0{,}00$ и колеса $x_2 = 0{,}00$.

Примем, что для нарезания колёс будет использован инструмент реечного типа с нормальным исходным контуром, ГОСТ 13755-68, параметры которого:

угол профиля $\alpha = 20°$;

коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1{,}00$;

коэффициент граничной высоты $h_l^* = 2{,}00$;

коэффициент радиального зазора $c^* = 0{,}25$.

2.1.2 Расчет геометрических параметров и качественных показателей зацепления

Расчет параметров эвольвентного зубчатого зацепления выполнен по приведенным ниже расчетным зависимостям.

Угол зацепления α_w определяем из трансцендентного уравнения:

$$inv\alpha_w = \frac{2 \cdot x_\Sigma \cdot tg\alpha}{z_\Sigma} + inv\alpha, \qquad (2.1)$$

где

$x_\Sigma = x_1 + x_2$; $z_\Sigma = z_1 + z_2$;

$inv\alpha_w = tg\alpha_w - \alpha_w$; $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$;

$\alpha = 20°$; $inv\alpha = inv20° = 0{,}014904$.

Уравнение (2.1) решено относительно α_w методом последовательных приближений.

Межосевое расстояние зубчатой передачи: $a_w = a \cdot \frac{cos\alpha}{cos\alpha_w}$,

где $a = \frac{m \cdot z_\Sigma}{2}$ - делительное межосевое расстояние.

Делительные диаметры колёс: $d_i = m \cdot z_i$, здесь и далее $i = 1, 2$.

Начальные диаметры колес: $d_{wi} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_i}{z_\Sigma}$.

Основные диаметры колёс: $d_{b_i} = d_i \cdot cos\alpha$.

Диаметры окружности впадин: $d_{f_i} = d_i - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^* - x_i)$.

Диаметры окружности вершин: $d_{a_i} = d_i + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x_i - \Delta y)$,

где $\Delta y = x_\Sigma - y$ – коэффициент уравнительного смещения;

$y = \frac{a_w - a}{m}$ - коэффициент воспринимаемого смещения.

Окружной делительный шаг зубьев: $p = \pi \cdot m$.

Окружной основной шаг зубьев: $p_b = p_\alpha = p \cdot cos\alpha$,

где p_α - шаг эвольвентного зацепления.

Окружной начальный шаг зубьев: $p_{w_i} = \frac{\pi \cdot d_{w_i}}{z_i}$.

Толщины зубьев окружные делительные: $S_i = m \cdot (0{,}5 \cdot \pi + 2 \cdot x_i \cdot tg\alpha)$.

Толщины зубьев окружные основные: $S_{b_i} = A_i \cdot d_{b_i}$,

где $A_i = \frac{S_i}{d_i} + inv\alpha$.

Толщины зубьев окружные начальные: $S_{w_i} = d_{w_i} \cdot (A_i - inv\alpha_w) = d_{w_i} \cdot (A_i - tg\alpha_w + \alpha_w)$.

Углы профилей зубьев колес в точке на окружности вершин: $\alpha_{a_i} = arccos\frac{d_{b_i}}{d_{a_i}}$.

Толщины зубьев по окружности вершин:

$$S_{a_i} = d_{a_i} \cdot (A_i - inv\alpha_{a_i}) = d_{a_i} \cdot (A_i - tg\alpha_{a_i} + \alpha_{a_i}).$$

Радиусы кривизны активного профиля зубьев колёс в нижней точке:

шестерни - $\rho_{p\,1} = a_w \cdot sin\alpha_w - B_2$;

колеса - $\rho_{p\,2} = a_w \cdot sin\alpha_w - B_1$,

где $B_i = 0{,}5 \cdot d_{b_i} \cdot tg\alpha_{a_i}$.

Радиусы кривизны в граничных точках профилей зубьев:

$$\rho_{l_i} = 0{,}5 \cdot d_i \cdot \sin\alpha - \frac{m \cdot (1 - x_i)}{\sin\alpha}.$$

Коэффициент торцевого перекрытия: $\varepsilon_\alpha = \frac{B_1 + B_2}{p_b} - \frac{z_\Sigma \cdot tg\alpha_w}{2 \cdot \pi}$.

Удельные скольжения в контактных точках профилей:

шестерни: $\vartheta_1 = 1 - (z_1 \cdot \rho_{y1}) / (z_2 \cdot \rho_{y2})$;

колеса: $\vartheta_2 = 1 - (z_2 \cdot \rho_{y2}) / (z_1 \cdot \rho_{y1})$,

где ρ_{y2} и ρ_{y1} - радиусы кривизны сопряженных профилей в контактной точке.

Результаты расчета приведены табл. 2.1.

Входные параметры			***Результаты расчета***		
Число зубьев шестерни	z_1	***23***	Межосевое расстояние	a_w	***113,56 мм***
Число зубьев колеса	z_2	***31***	Угол зацепления	α_w	***26,66 град***
Модуль	m	***4,0 мм***	Окружной делительный шаг	P	***12,57 мм***
Коэффициент смещения шестерни	x_1	***0,00***	Окружной основной шаг	P_b	***11,81 мм***
Коэффициент смещения колеса	x_2	***0,00***	Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	***2,16***
ФИО студента			Делительный диаметр шестерни	d_1	***92,00 мм***
Группа			Делительный диаметр колеса	d_2	***124,00 мм***
Номер шестерни	***1***		Диаметр окружности впадин шестерни	d_{f1}	***113,80 мм***
Угол профиля исходного контура	α	***20,0 град***	Диаметр окружности впадин колеса	d_{f2}	***114,00 мм***
Коэффициент высоты головки зуба	h_a^*	***1,0***	Начальный диаметр шестерни	d_{w1}	***96,74 мм***
Коэфициент радиального зазора	c^*	***0,25***	Начальный диаметр колеса	d_{w2}	***130,38 мм***
Коэффициент высоты головки зуба	h_l^*	***2,0***	Основной диаметр шестерни	d_{b1}	***86,45 мм***
			Основной диаметр колеса	d_{b2}	***116,52 мм***
			Диаметр окружности вершин шестерни	d_{a1}	***111,12 мм***
			Диаметр окружности вершин колеса	d_{a2}	***143,12 мм***
			Окружной начальный шаг зубьев шестрени	P_{w1}	***13,21 мм***
			Окружной начальный шаг зубьев колеса	P_{w2}	***13,21 мм***
			Радиус кривизны в граничной точке шестерни	ρ_{l1}	***4,04 мм***
			Радиус кривизны в граничной точке колеса	ρ_{l2}	***9,51 мм***
			Радиус кривизны в нижней точке шестерни	ρ_{p1}	***9,40 мм***
			Радиус кривизны в нижней точке колеса	ρ_{p2}	***16,05 мм***
			Делительная толщина зуба шестерни	S_1	***6,28 мм***
			Делительная толщина зуба колеса	S_2	***6,28 мм***
			Начальная толщина зуба шестерни	S_{w1}	***4,49 мм***
			Начальная толщина зуба колеса	S_{w2}	***3,76 мм***
			Основная толщина зуба шестерни	S_{b1}	***7,19 мм***
			Основная толщина зуба колеса	S_{b2}	***7,64 мм***
			Толщина вершины зуба шестерни	S_{a1}	***-5,00 мм***
			Толщина вершины зуба колеса	S_{a2}	***-4,02 мм***

Удельные скольжения

№	ϑ_{12}	ϑ_{21}
0	***—∞***	***1,00***
1	***-5,68***	***0,85***
2	***-1,97***	***0,66***
3	***-0,73***	***0,42***
4	***-0,11***	***0,10***
5	***0,26***	***-0,35***
6	***0,51***	***-1,02***
7	***0,68***	***-2,14***
8	***0,81***	***-4,39***
9	***0,92***	***-11,13***
10	***1,00***	***—∞***

2.1.3 Проверочные расчеты

Проверка межосевого расстояния и начальных диаметров колес:

$$a_w=(d_{w1}+d_{w2})/2=(96,74+130,38)/2=113,56 \text{ мм};$$

$$113,56=113,56 \text{ - верно.}$$

Проверка диаметров окружностей вершин и окружностей впадин:

$$2\cdot(a_w - c^*\cdot m) = d_{a1}+d_{f2} = d_{a2}+d_{f1};$$

$$2\cdot(113,56-0,25\cdot4,00)=(111,12+114,00)=(143,12+82,00);$$

$$225,12 \text{ мм}=225,12 \text{ мм}=225,12 \text{ мм.}$$

Проверка начальных толщин зубьев колёс и начального окружного шага:

$$S_{w1}+S_{w2}=p_w, \text{ где } p_w=13,21 \text{ мм};$$

$$4,49+3,76=13,21 \text{ мм};$$

$$13,21=13,21 \text{ мм.}$$

Проверка выбора коэффициентов смещения:

подрезание зубьев отсутствует при $\rho_{l_i} > 0$,

где $\rho_{l_i} = 0,5\cdot d_i \cdot \sin\alpha - m\cdot(1-x_i)/\sin\alpha$, $i=1, 2$.

$$\rho_{l1}=0,5\cdot92,00\cdot\sin20^\circ-4,00\cdot(1-0,00)/\sin20^\circ=4,04 \text{ мм};$$

$$\rho_{l2}=0,5\cdot124,00\cdot\sin20^\circ-4,00\cdot(1-0,00)/\sin20^\circ=9,51 \text{ мм.}$$

Полученные значения сравниваем с табличными:

$\rho_{l1}=4,04$ мм > 0 - подрезания нет;

$\rho_{l2}=9,51$ мм > 0 - подрезания нет.

Заострение зубьев отсутствует при $S_{a_i} > 0,3\cdot m$.

$$0,3\cdot m=0,3\cdot4,00=1,20 \text{ мм};$$

$S_{a1} = -5,00 > 1,20$ мм - заострения нет;

$S_{a2} = -4,02 > 1,20$ мм - заострения нет.

Заклинивание (интерференция зубьев) отсутствует при $\rho_{l_i} \le \rho_{p_i}$.

$\rho_{l1}=4,04$ мм $< \rho_{p1}=9,40$ мм – интерференции нет;

$\rho_{l2}=9,51$ мм $< \rho_{p2}=16,05$ мм – интерференции нет.

Исходя из правильности проверки, делаем вывод о том, что расчет зубчатой пары выполнен верно.

2.1.4 Построение картины зацепления и диаграмм удельного скольжения

На основании таблицы 2.1 производим построение эвольвентного зацепления шестерни z_1 и колеса z_2 в масштабе *M 5:1* (μ_l=0.0002 м/мм). Проводим линию центров передачи. Откладываем межосевое расстояние a_w, из центров O_1 и O_2 проведём основные окружности колёс d_{b_i}. Затем проводим две линии зацепления и проверяем величину угла зацепления α_w. Обе линии зацепления пересекаются на линии центров в одной точке *P* – полюсе зацепления. Начертим начальные – d_w и делительные – *d* окружности колёс.

Путем обкатывания построенной линии зацепления по основной окружности диаметра d_b построим эвольвентную линию профиля зуба шестерни (аналогично для колеса). Проводим окружности вершин и впадин зубьев колёс, в результате получим две сопряженные эвольвенты. Проводим оси симметрии пяти зубьев на каждом колесе и вычерчиваем по пять зубьев.

Выделяем активную линию зацепления (*ab*), активные профили зубьев, дуги зацепления и отмечаем углы перекрытия φ_{α_i}.

2.2 Синтез планетарного механизма

Синтез планетарного механизма состоит в определении чисел зубьев колёс механизма, позволяющих обеспечить необходимое передаточное отношение U_{3-H} проектируемого планетарного механизма типа *AI-1* (см. рис. 2.1).

2.2.1 Расчет входных параметров синтеза и чисел зубьев планетарного механизма

Из рис. 2.1 видно, что

$$U_{1-H} = U_{1-2} \cdot U_{3-H}, \qquad (2.2)$$

где

$$U_{1-2} = -z_2/z_1 = -31/23 = -1{,}35,$$

где $z_2=31$ и $z_1=23$ - числа зубьев колеса и шестерни соответственно;

U_{3-H} - передаточное отношение планетарного механизма;

$U_{1-H}=7$ - общее передаточное отношение зубчатого механизма;

Тогда из формулы (2.2) получаем:

$$U_{3-H} = U_{1-H}/U_{1-2} = 7{,}00/1{,}35 \approx 5{,}20.$$

Число зубьев планетарного механизма типа *AI-1* по заданному передаточному отношению могут быть найдены по генеральному уравнению:

$$z_3 : z_4 : z_5 : \gamma = 1 : \frac{(U_{3H}-2)}{2} : (U_{3H}-1) : \frac{U_{3H}}{k},$$

где $U_{3-H}=5{,}20$ – заданное передаточное отношение планетарной передачи от колеса z_1 к водилу H;

$k=3$ – число сателлитов;

$\gamma=1$ – коэффициент, который должен быть равен целому числу.

$$1 : \frac{5{,}2-2}{2} : (5{,}2-1) : \frac{5{,}2}{3} = 1 : \frac{3{,}2}{2} : 4{,}2 : \frac{5{,}2}{3} = 1 : \frac{48}{30} : \frac{126}{30} : \frac{52}{30} = 30 : 48 : 126 : 52$$

$z_3=30$; $z_4=48$; $z_5=126$; $m=2{,}00$ *мм.*

2.2.2 Проверка выполнения основных условий синтеза

Проверим выполнение основных условие синтеза спроектированного механизма:

- передаточное отношение считаем аналитически:

$$U^{(5)}_{3-H} = 1 - U^{(H)}_{3-5};$$

$$U^{(H)}_{3-5} = \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) \cdot \left(\frac{z_5}{z_4}\right) = -\frac{126}{30} = -4{,}2;$$

$$U^{(5)}_{3-H} = 1-(-4{,}2) = 5{,}2;$$

- условие соосности, обеспечивающее равенство межцентровых расстояний пар зубчатых колес, образующих эпицеклический механизм:

$$z_3 + z_4 = z_5 - z_4;$$

$$30 + 48 = 126 - 48;$$

$78=78$ - условие выполняется;

- условие соседства, обеспечивающее возможность размещения данного количества сателлитов в одной плоскости:

$$(z_3+z_4) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) \geq z_4 + 2;$$

$$(30+48) \cdot \sin(\pi/3) \geq 48 + 2;$$

$68 \geq 50$ – условие соседства выполняется;

- условие сборки:

$$\frac{z_3 + z_5}{k} = \text{целому числу}, \qquad (2.3)$$

где $k=3$ – число сателлитных блоков.

Подставляя значения в формулу (2.3) получаем:

$\frac{30+126}{3}=52$ - условие выполняется;

- условие незаклинивания (интерференции):

необходимо выполнение условия: для внешнего зацепления: $z_3>17$.

$z_3=30>17$ - условие выполняется;

для внутреннего зацепления $z_4>20$; $z_5\geq 85$.

$z_4=48>20$; $z_5=126>85$; - условие выполняется;

$z_5-z_4=126-48=78>8$ - условие выполняется.

Основные условия синтеза для выбранного планетарного механизма выполняются, а значит синтез произведен верно.

2.2.3 Изображение схемы механизма

Для построения схемы всего зубчатого передаточного механизма определим размеры колес считая их нулевыми, т.е. нарезанных при коэффициентах смещения $x_i=0$. Тогда радиус начальной окружности r_{wi} равен радиусу делительной окружности:

$$r_{wi}=r_i=\frac{m_i \cdot z_i}{2}.$$

Определим радиусы начальных окружностей для всех колес:

$r_{w3}=(m_3 \cdot z_3)/2=(2{,}00 \cdot 30)/2=30$ мм$=0{,}030$ м;

$r_{w4}=(m_4 \cdot z_4)/2=(2{,}00 \cdot 48)/2=48$ мм$=0{,}048$ м;

$r_{w5}=(m_5 \cdot z_5)/2=(2{,}00 \cdot 126)/2=126$ мм$=0{,}126$ м.

Для определения начальной окружности шестерни r_{w1} и колеса r_{w2} воспользуемся формулой:

$$r_{w_i}=\frac{d_{w_i}}{2}, \qquad (2.4)$$

где d_{w_i} - диаметры начальных окружностей, которые берем из таблицы 2.1.

Из формулы 2.4 имеем:

$r_{w1}=d_{w1}/2=96{,}74/2=48{,}37$ мм $\approx 0{,}048$ м;

$r_{w2}=d_{w2}/2=130{,}38/2=65{,}19$ мм $\approx 0{,}065$ м.

Выбираем масштабный коэффициент длины $\mu_l=0{,}0020$ м/мм.

Переведем все размеры начальных окружностей в масштабные по формуле:

$$(r_{w_i})=\frac{r_{w_i}}{\mu_l};$$

$(r_{w1})=0{,}048 / 0{,}0020=24$ мм;

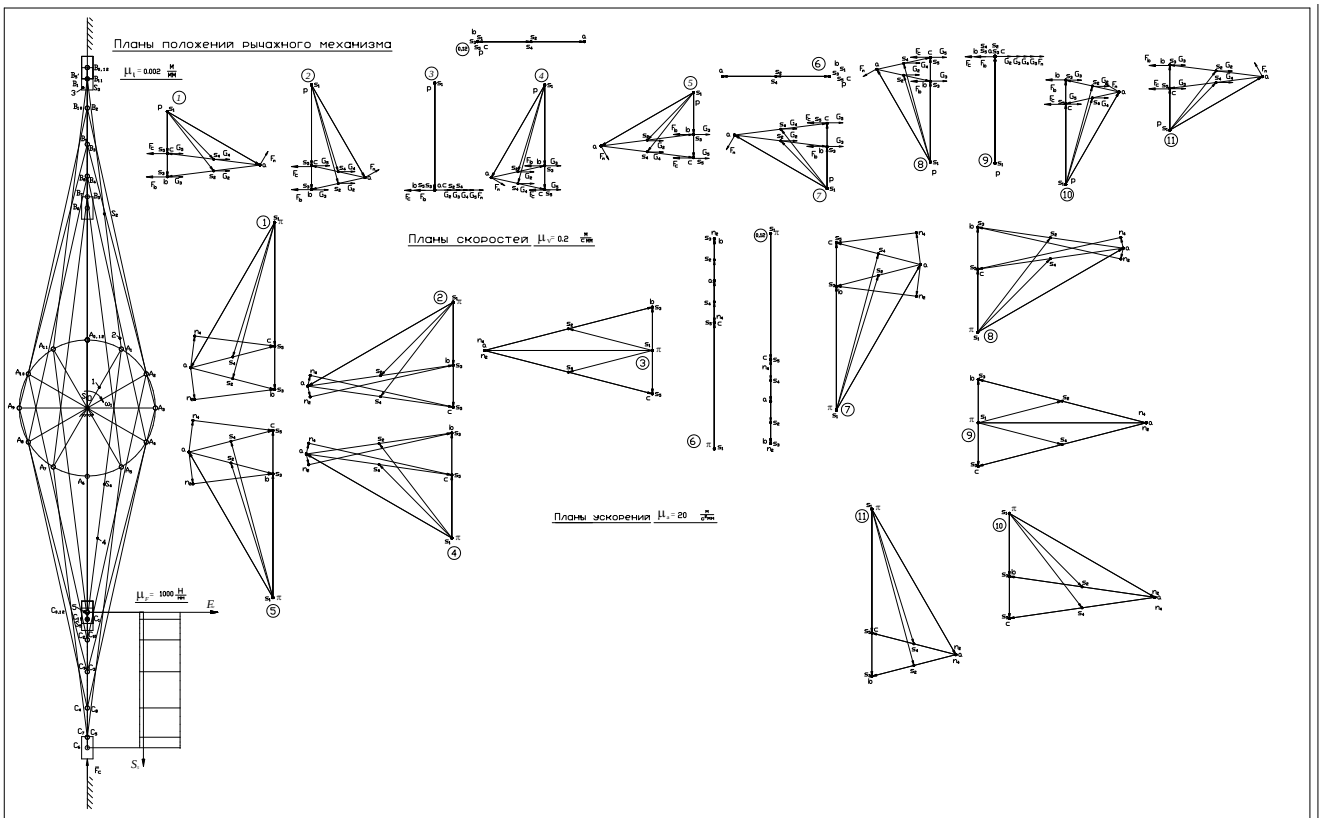
$(r_{w2})=0{,}065 / 0{,}0020=33$ мм;

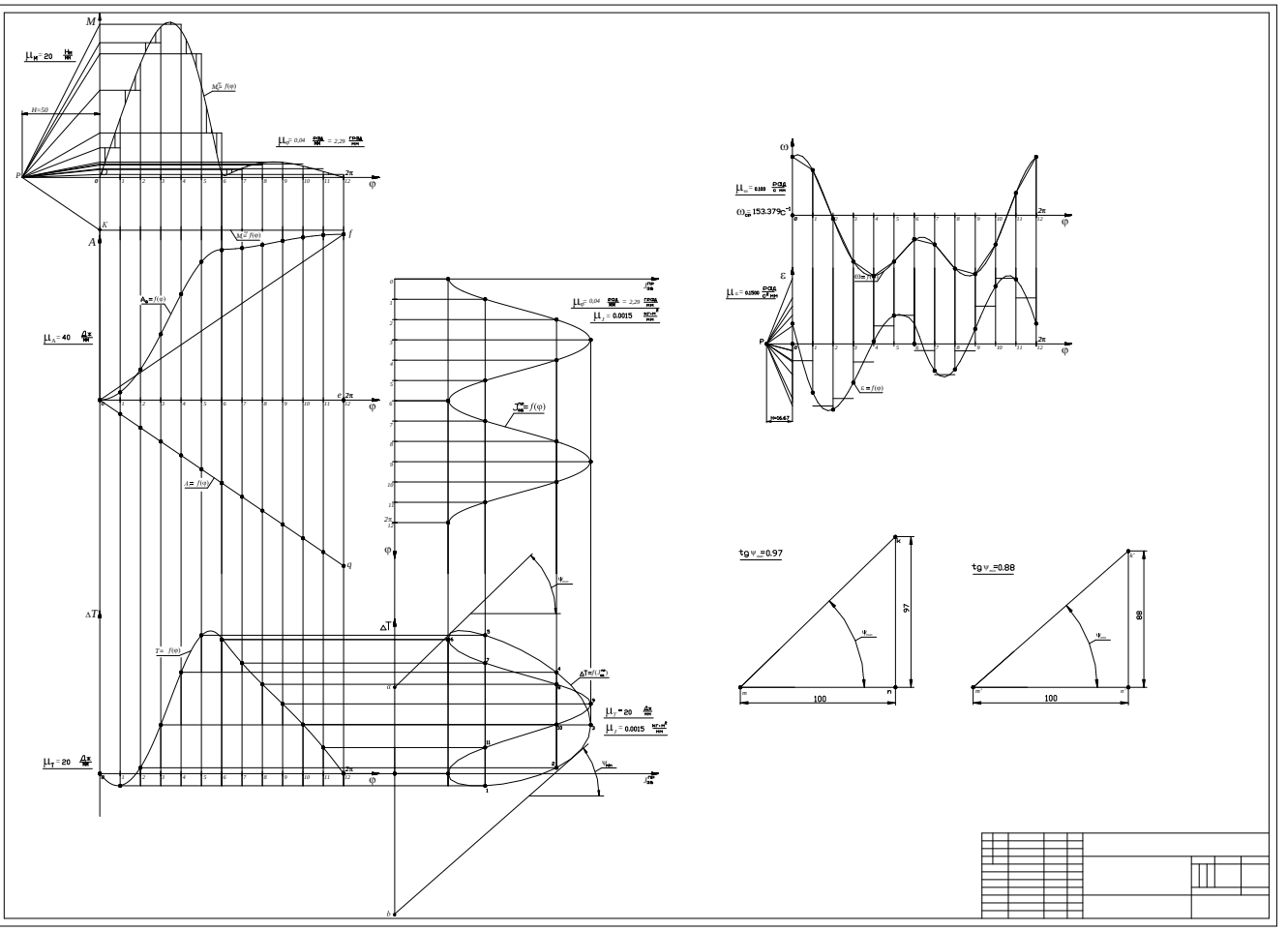
$(r_{w3})=0{,}030 / 0{,}0020=15$ мм;

$(r_{w4})=0{,}048 / 0{,}0020=24$ мм;

$(r_{w5})=0{,}126 / 0{,}0020=63$ мм.

Изображаем схему механизма в двух проекциях.


Планы положений рычажного механизма
Планы скоростей
Планы ускорений


tg ψ =0.97
tg ψ =0.88
100
100

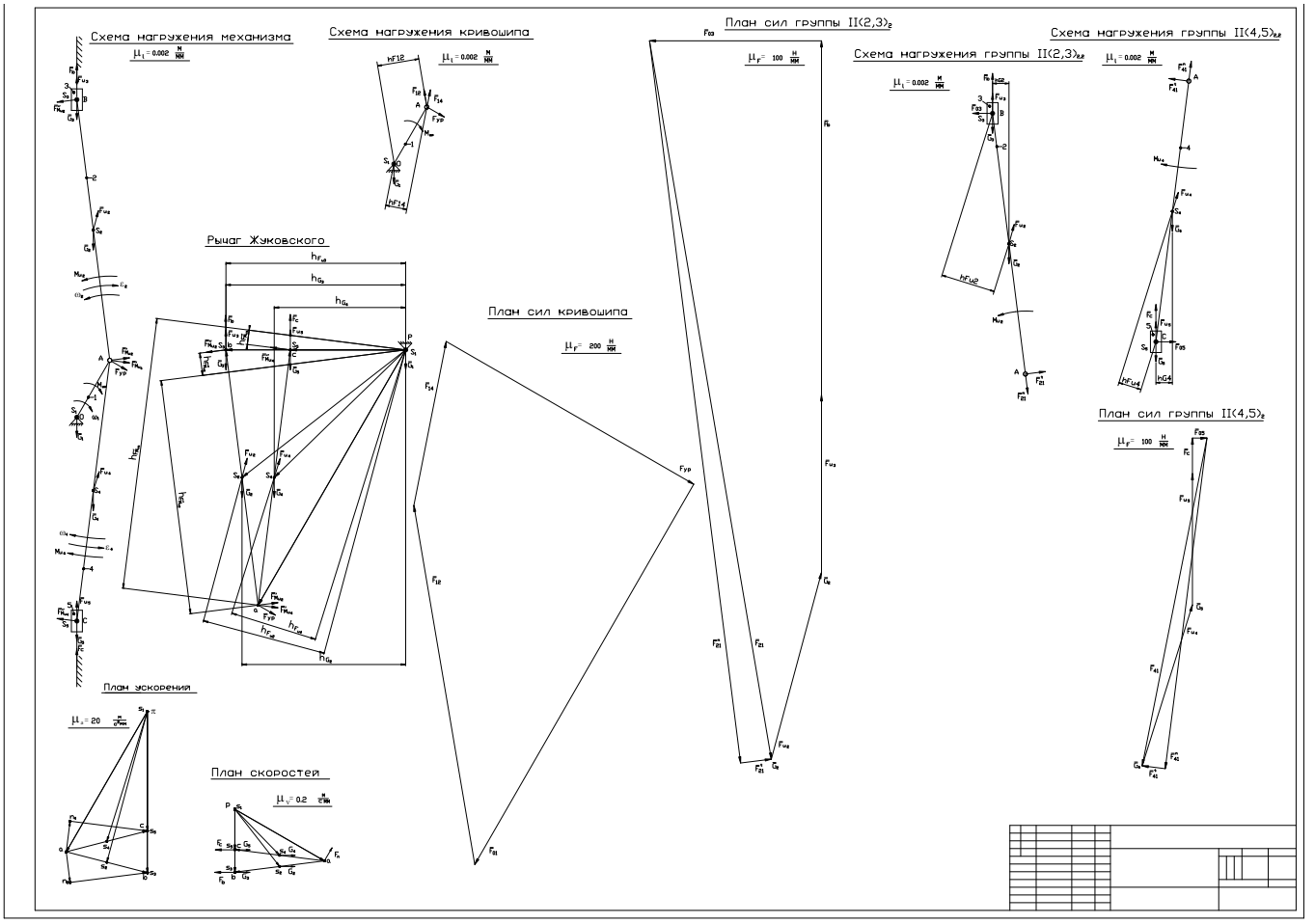
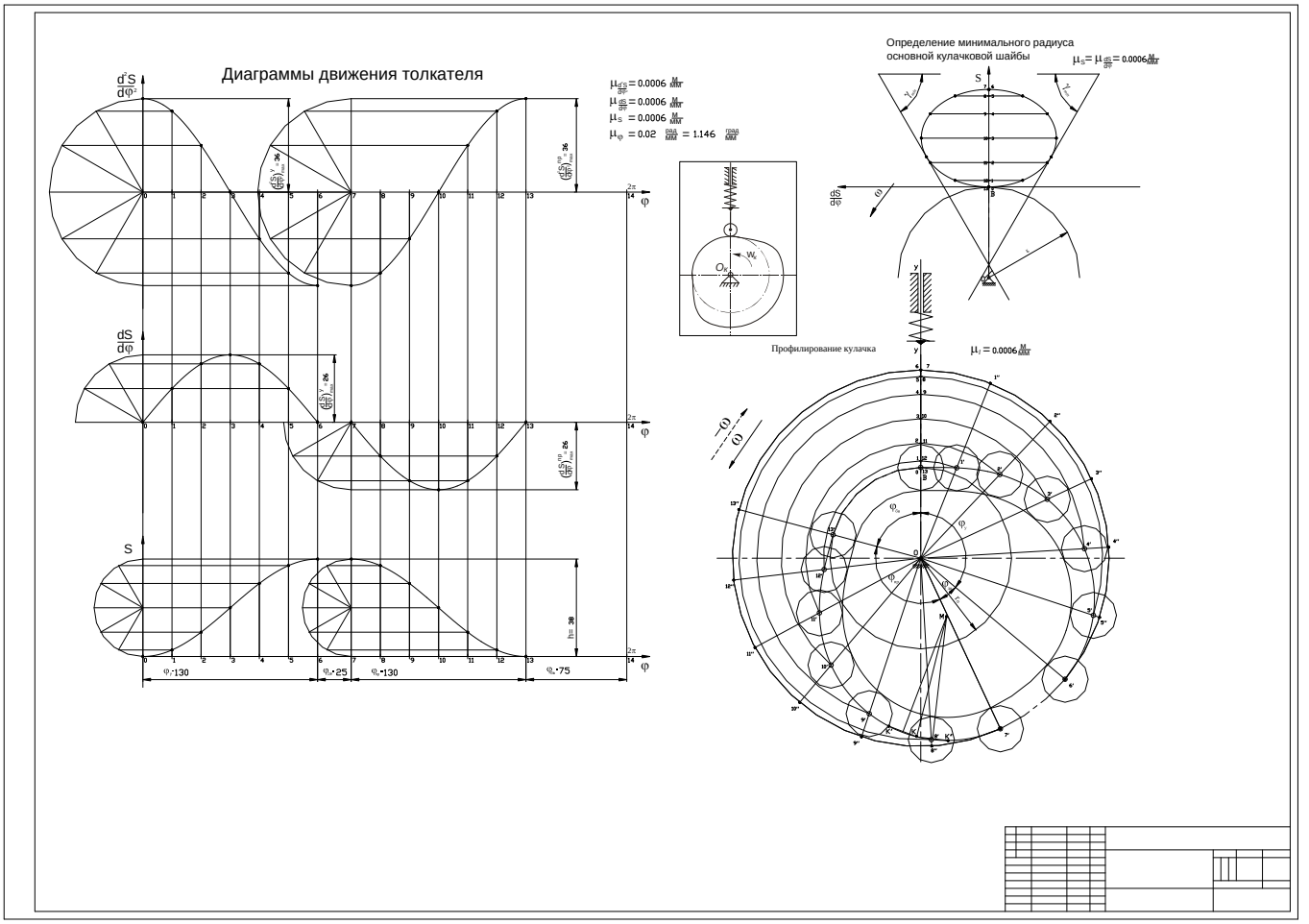
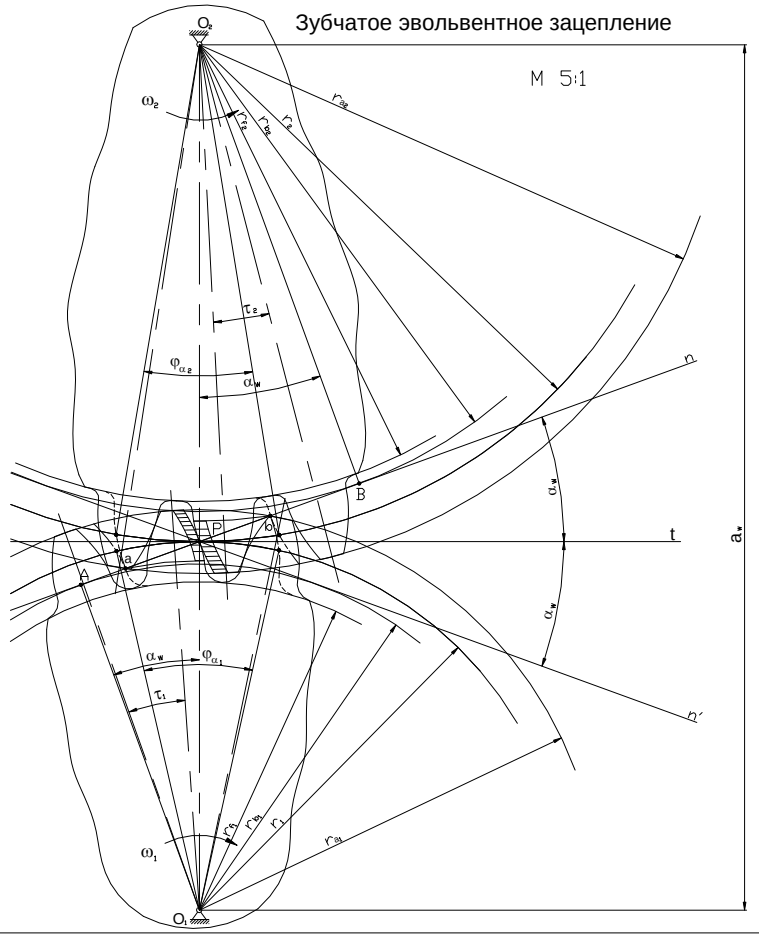


Схема нагружения механизма
Схема нагружения кривошипа
План сил группы II(2,3)₂
Схема нагружения группы II(2,3)₂
Схема нагружения группы II(4,5)₂
План сил группы II(4,5)₂
Рычаг Жуковского
План сил кривошипа
План ускорений
План скоростей


Диаграммы движения толкателя
Определение минимального радиуса основной кулачковой шайбы
Профилирование кулачка

Зубчатое эвольвентное зацепление

M 5:1



Кинематическая схема зубчатого передаточного механизма

$\mu_l = 0.002 \ \frac{м}{мм}$