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).

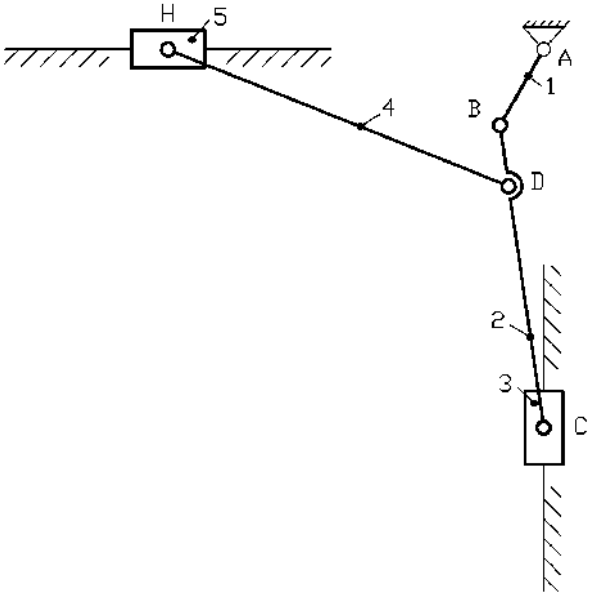


Рисунок 1.1 - Структурная схема рычажного механизма

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	*0*	*1*	*2*	*3*	*4*	*5*
Характер движения	*неподвижное*	*вращательное*	*плоское*	*поступа-тельное*	*плоское*	*поступательное*
Название	*стойка*	*кривошип*	*шатун*	*ползун*	*шатун*	*ползун*

Таблица 1.2 - Кинематические пары механизма

Обозначение пары	*A*	*B*	C_1	C_2	*D*	H_1	H_2
Номера звеньев образующих пары	*0-1*	*1-2*	*2-3*	*0-3*	*2-4*	*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;

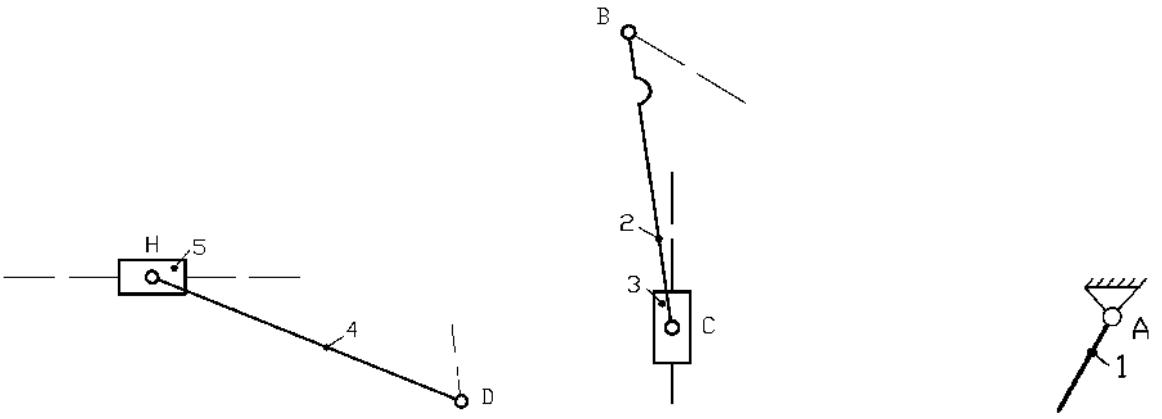
$p_4=0$ - числ

Следовате , будет равна:

$W=3\cdot5-2\cdot7$ ое 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.



$II(4,5)_{2,2}$ $II(2,3)_{2,2}$ $I(0,1)$

Рисунок 1.2 – Структурные группы рычажного механизма

Запишем структурную формулу строения механизма:

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

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*=0,01 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.

Скорость конца кривошипа $V_B=\omega_1 \cdot l_{O\,A} = 25.13 \cdot 0.1 = 2.51$ *м/с*.

$\omega=\pi n_1/30=\pi \cdot 240/30= 25.13\ c^{-1}$.

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 *C*, *(группа II(2,3)$_{2,2}$)*: $\underset{//y-y}{\overline{V_C}} = \underset{\perp OA}{\overline{V_A}} + \underset{\perp CB}{\overline{V_{CB}}}$;

Скорость точки *H* определим из уравнения: *(группа II(4,5)$_{2,2}$)*: $\underset{//x-x}{\overline{V_H}} = \underset{\perp CD}{\overline{V_D}} + \underset{\perp HD}{\overline{V_{HD}}}$.

Выбираем масштабный коэффициент планов скоростей μ_V=0,04 м/(с·мм),

тогда $\overline{pa} = \overline{V_B}$; $(pb)=V_B/\mu_V = 2.51/0,04=62.75$ 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 – 7 (соответствующее углу поворота кривошипа $\varphi_1^* = 210°$).

(pc)=39 мм; (cb)=55 мм; (pd)=54.5 мм; (ph)=57 мм; (hd)=35.5 мм.

Вычислим скорости характерных точек механизма:

$V_C=(pc)\cdot\mu_V=39\cdot0,04=1.57$ м/с; $V_D=(pd)\cdot\mu_V=54.5\cdot0,04=2.18$ м/с;

$V_{CB}=(cb)\cdot\mu_V=55\cdot0,04=2.2$ м/с; $V_H=(ph)\cdot\mu_V=57\cdot0,04=2.28$ м/с.

$V_{HD}=(hd)\cdot\mu_V=35.5\cdot0,04=1.42$ м/с.

Рассчитаем линейные скорости центров масс звеньев механизма:

$V_{S_1}=(p_{S_1})\cdot\mu_V=31.4\cdot0,04=2.26$ м/с; $V_{S_2}=(p_{S_2})\cdot\mu_V=44.6\cdot0,04=1.78$ м/с;

$V_{S_3}=V_C=1.57$ м/с; $V_{S_4}=(p_{S_4})\cdot\mu_V=53\cdot0,04=2.11$ м/с;

$V_{S_5}=V_H=2.28$ м/с.

Рассчитаем угловые скорости звеньев:

$\omega_2=V_{CB}/l_{CB}=2.2/0.35=6.28$ рад/с;

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

$\omega_4=V_{HD}/l_{HD}=1.42/0.42=3.38$ 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	n'
fiOA	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360	180.0
VB	2.51	2.51	2.51	2.51	2.51	2.51	2.51	2.51	2.51	2.51	2.51	2.51	2.51	2.51
VC	0.00	0.94	1.86	2.51	2.50	1.57	0.00	1.57	2.50	2.51	1.86	0.94	0.00	0.00
VD	2.01	2.11	2.34	2.51	2.46	2.18	2.01	2.18	2.46	2.51	2.34	2.11	2.01	2.01
VH	2.01	1.69	1.10	0.41	0.35	1.21	2.01	2.27	1.66	0.41	0.92	1.79	2.01	2.01
Vbc	2.01	2.20	1.30	0.00	1.30	2.20	2.51	2.20	1.30	0.00	1.30	2.20	2.51	2.51
Vs1	1.26	1.26	1.26	1.26	1.26	1.26	1.26	1.26	1.26	1.26	1.26	1.26	1.26	1.26
Vs2	1.26	1.55	2.11	2.51	2.42	1.78	1.26	1.78	2.42	2.51	2.11	1.55	1.26	1.26
Vs3	0.00	0.94	1.86	2.51	2.50	1.57	0.00	1.57	2.50	2.51	1.86	0.94	0.00	0.00
Vs4	2.01	1.82	1.49	1.27	1.31	1.62	2.01	2.11	1.74	1.27	1.43	1.86	2.01	2.01
Vs5	2.01	1.69	1.10	0.41	0.35	1.21	2.01	2.27	1.66	0.41	0.92	1.79	2.01	2.01
w1const	25.13	25.13	25.13	25.13	25.13	25.13	25.13	25.13	25.13	25.13	25.13	25.13	25.13	25.13
w2	-7.18	-6.28	-3.71	0.00	3.71	6.28	7.18	6.28	3.71	0.00	-3.71	-6.28	-7.18	7.18
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	0.00
w4	-0.00	-2.84	-5.03	-6.06	-5.56	-3.38	-0.00	3.38	5.56	6.06	5.03	2.84	-0.00	-0.00
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	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: $\bar{a}_B = \underset{//AB}{\bar{a}_B^n} + \underset{\perp AB}{\bar{a}_B^\tau}$,

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

$$a_B^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_1 = 0 \text{ , т.к. } \varepsilon_1 = 0 \ (\omega_1 = const);$$

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

$$a_B^n = \omega_1^2 \cdot l_1 = 25.13^2 \cdot 0{,}1 = 63{,}17 \text{ м/с}^2.$$

Т.о. ускорение конца кривошипа равно: $a_B = a_B^n = 63{,}17 \text{ м/с}^2$.

Векторные уравнения для построения планов ускорений рассматриваемого механизма имеют вид:

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

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

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

Длина вектора $\bar{a}_{CB}^n$ на плане ускорений: $(bn_2) = a_{CB}^n / \mu_a$, (1.2)

где μ_a – масштабный коэффициент плана ускорений;

Ускорение точки *H* - *(группа* $II(4,5)_{2,2}$*)*: $\underset{//x-x}{\bar{a}_E} = \bar{a}_D + \underset{// HD}{\bar{a}_{HD}^n} + \underset{\perp HD}{\bar{a}_{HD}^\tau}$.

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

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

Длину вектора на плане ускорений определим по формуле:

$$(dn_4) = a_{HD}^n / \mu_a. \qquad (1.4)$$

Из плана ускорений определим:

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

$$a_D = (\pi d) \cdot \mu_a; \qquad a_{HD}^\tau = (n_4 h) \cdot \mu_a.$$

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:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{CB}}, \ \varepsilon_4 = \frac{a_{HD}^\tau}{l_{HD}}; \qquad (1.6)$$

$\varepsilon_3 = 0$ 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 - *7* ($\varphi_1^* = 210°$).

Выберем масштабный коэффициент: $\mu_a = a_A/(\pi a) = 63.17/126.35 = 0.5$ м/(с^2·мм),
где $(\pi b) = 126.35$ мм - длина вектора ускорения конца кривошипа (см. лист *1* курсового проекта).

По формуле (1.1) и (1.2) имеем: $a^n_{CB} = \omega_2^2 \cdot l_{CB} = 6.28^2 \cdot 0.35 = 13{,}8$ м/с^2;

$$(an_2) = a^n_{BA}/\mu_a = 13{,}8/0.5 = 27.6 \text{ мм}.$$

По формулам (1.5) и (1.6) имеем: $a^n_{HD} = \omega_4^2 \cdot l_{HD} = 3.38^2 \cdot 0.42 = 4.8$ м/с^2,

$$(dn_4) = a^n_{HD}/\mu_a = 4.8/0.5 = 9.6 \text{ мм}.$$

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

$a^\tau_{CB} = (n_2c)\cdot\mu_a = 59.5 \cdot 0.5 = 29.75$ м/с^2; $\quad a_H = (\pi h)\cdot\mu_a = 15.7 \cdot 0.5 = 7.83$ м/с^2;

$a_C = (\pi c)\cdot\mu_a = 128 \cdot 0.5 = 64.1$ м/с^2; $\quad a^\tau_{HD} = (n_4h)\cdot\mu_a = 118.1 \cdot 0.5 = 59.1$ м/с^2;

$a_{S_1} = a_B/2 = 63.17/2 = 31.6$ м/с^2; $\quad a_{S_2} = (\pi s_2)\cdot\mu_a = 123 \cdot 0.5 = 61.5$ м/с^2;

$a_{S_3} = a_C = 64$ м/с^2; $\quad a_{S_4} = (\pi s_4)\cdot\mu_a = 65.5 \cdot 0.5 = 32.8$ м/с^2;

$a_{S_5} = a_H = 7.83$ м/с^2.

Рассчитаем угловые ускорения звеньев механизма по формулам (1.8):

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

$$\varepsilon_2 = a^\tau_{CB}/l_{CB} = 29.75/0.35 = 10.4 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_4 = a^\tau_{HD}/l_{HD} = 59.1/0.42 = 140.51 \text{ рад/с}^2;$$

$\varepsilon_3 = 0$ 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 *3* графической части проекта)
В таблице 1.5 представлены значения сил.

Таблица 1.4 - Динамические параметры механизма

Name	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	n'
FH	530	290	111	14	122	1356	3958	5000	5000	370	958	779	530	3958
Fc	0	306	1222	2500	2500	2123	0	458	348	214	98	25	0	0

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 в т. *H*: $F_H=5000$ *H*;
- силы в . *C*: $F_C=458$ *H*;
- силы тяжести $G_i=m_i \cdot g$

$G_1= 0.7 \cdot 9.81=6.87$ *H;*
$G_2= 2.5 \cdot 9.81=24.5$ *H;*
$G_3= 3.8 \cdot 9.81=37.3$ *H;*
$G_4= 2.9 \cdot 9.81=28.5$ *H;*
$G_5= 7.3 \cdot 9.81=71.6$ *H.*

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

$F_{u_2} = 2.5 \cdot 61.5=153.8$ *H;*
$F_{u_3} = 3.8 \cdot 64=243$ *H;*
$F_{u_4} = 2.9 \cdot 32.8=95$ *H;*
$F_{u_5} = 7.3 \cdot 7.83=57$ *H.*

- 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:
$M_{u_2} = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0.026 \cdot 10.4=0.27$ *Нм;*
$M_{u_4} = J_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 0.043 \cdot 140.51=6$ *Нм.*

Центральный момент инерции определим по формуле $J_{S_i} = \frac{m_i l_i^2}{12}$

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

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 - 7 ($\varphi^*=210$), 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:

$$F'_{M_2} = F''_{M_2} = \frac{M_{u_2}}{l_2} = 0{,}27/0{,}35 = 0{,}77\ Н;$$

$$F'_{M_4} = F''_{M_4} = \frac{M_{u_4}}{l_4} = 6/0{,}42 = 14{,}3\ Н;$$

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

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

$$-F_{ур}\cdot(pb) + G_1\cdot(h_{G_1}) + G_2\cdot(h_{G_2}) + G_3\cdot(h_{G_3}) + G_4\cdot(h_{G_4}) +$$
$$+ F_C\cdot(pc) + F_H\cdot(ph) + F_{u_2}\cdot(h_{F_{u_2}}) + F_{u_3}\cdot(h_{F_{u_3}}) - F_{u_4}\cdot(h_{F_{u_4}}) - F_{u_5}\cdot(h_{F_{u_5}}) -$$
$$- F'_{M_2}\cdot(h_{F'_{M_2}}) - F''_{M_2}\cdot(h_{F''_{M_2}}) + F'_{M_4}\cdot(h_{F'_{M_4}}) + F''_{M_4}\cdot(h_{F''_{M_4}}) = 0.$$

Выразим $F_{ур}$:

$$F_{ур} = (+ G_1\cdot(h_{G_1}) + G_2\cdot(h_{G_2}) + G_3\cdot(h_{G_3}) + G_4\cdot(h_{G_4}) +$$
$$+ F_C\cdot(pc) + F_H\cdot(ph) + F_{u_2}\cdot(h_{F_{u_2}}) + F_{u_3}\cdot(h_{F_{u_3}}) - F_{u_4}\cdot(h_{F_{u_4}}) - F_{u_5}\cdot(h_{F_{u_5}}) -$$
$$- F'_{M_2}\cdot(h_{F'_{M_2}}) - F''_{M_2}\cdot(h_{F''_{M_2}}) + F'_{M_4}\cdot(h_{F'_{M_4}}) + F''_{M_4}\cdot(h_{F''_{M_4}}))/(pb);$$

$$F_{ур} = (6{,}87\cdot 52{,}5 + 24{,}5\cdot 118 + 37{,}3\cdot 131 + 28{,}5\cdot 55 +$$
$$+ 458\cdot 131 + 5000\cdot 189 + 154\cdot 90{,}5 + 243\cdot 131 - 95\cdot 37 - 57\cdot 189 -$$
$$- 0{,}77\cdot 19 - 0{,}77\cdot 164{,}5 + 14{,}3\cdot 48 + 14{,}3\cdot 70)/209{,}5 = 6320\ Н.$$

Значение уравновешивающего момента определим по формуле:

$$M_{ур} = F_{ур}\cdot l_1 = 6320\cdot 0{,}1 = 632\ Н\cdot м.$$

Силовой расчет

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

Вычерчиваем структурную группу в масштабе μ_l=0.002 *м/мм* и приложим все силы, действующие на звенья механизма F_H, G_4, G_5, F_{u_4}, F_{u_5}, а также приложенные к свободным элементам кинематических пар неизвестные реакции $\overline{R}_{42}$ и $\overline{R}_{05}$. Силу $\overline{F}_{42}$ разложим на две составляющие $\overline{R}^n_{42}$ и $\overline{R}^\tau_{42}$.

Рассмотрим равновесие звена *4*.

$\sum M_H(\overline{F}_i)=0$: $\quad -R^\tau_{24}\cdot l_{DH}+G_4\cdot h_{G_4}\cdot\mu_l+F_{u_4}\cdot h_{F_{u_4}}\cdot\mu_l+M_{u_4}=0$;

$$R^\tau_{24}=(G_4\cdot h_{G_4}\cdot\mu_l+F_{u_4}\cdot h_{F_{u_4}}\cdot\mu_l+M_{u_4})/l_{DH};$$

$$R^\tau_{24}=(\ 28.5\cdot 97.5\cdot 0.002+95\cdot 104\cdot 0.002+6)/0.42=74.5\ H$$

Рассмотрим равновесие всей группы:

$$\sum\overline{F}_i=0:\ \underline{\overline{R}^n_{42}}+\underline{\underline{\overline{R}^\tau_{42}}}+\underline{\underline{\overline{G}_4}}+\underline{\underline{\overline{F}_{u_4}}}+\underline{\underline{\overline{G}_5}}+\underline{\underline{\overline{F}_{u_5}}}+\underline{\underline{\overline{F}_H}}+\underline{\overline{R}_{05}}=0.$$

Строим план сил в масштабе μ_F=30 *Н/мм.*

По построенному плану сил находим:

$$\overline{R}_{42}=\overline{R}^n_{42}+\overline{R}^\tau_{42};$$

$R_{42}=(R_{42})\cdot\mu_F=164.5\cdot 30=4935$ *Н;*

$R_{05}=(R_{05})\cdot\mu_F=30\cdot 30=900$ *Н.*

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

Вычерчиваем структурную группу в масштабе (μ_l=0.002 *м/мм*) и приложим все силы, действующие на звенья механизма F_C, G_2, G_3, F_{u_3}, F_{u_2}, а также приложенные к свободным элементам кинематических пар неизвестные реакции $\overline{R}_{21}$ и $\overline{R}_{03}$. Силу $\overline{R}_{21}$ разложим на две составляющие $\overline{R}^n_{21}$ и $\overline{R}^\tau_{21}$.

Рассмотрим равновесие звена *2*.

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

$-R^\tau_{21}\cdot l_{BC}-G_2\cdot h_{G_2}\cdot\mu_l-F_{u_2}\cdot h_{F_{u_2}}\cdot\mu_l-M_{u_2}+R_{24}\cdot h_{R_{24}}\cdot\mu_l=0$;

$$R^\tau_{21}=-(-G_2\cdot h_{G_2}\cdot\mu_l-F_{u_2}\cdot h_{F_{u_2}}\cdot\mu_l-M_{u_2}+R_{24}\cdot h_{R_{24}}\cdot\mu_l)/l_{BC};$$

$$R^\tau_{21}=(\ -24.5\cdot 12.5\cdot 0.002-153.8\cdot 34.5\cdot 0.002-0.27+4935\cdot 103\cdot 0.002)/0.35=2871\ H$$

Рассмотрим равновесие всей группы:

$$\sum\overline{F}_i=0:\ \underline{\overline{R}^n_{21}}+\underline{\underline{\overline{R}^\tau_{21}}}+\underline{\underline{\overline{G}_2}}+\underline{\underline{\overline{F}_{u_2}}}+\underline{\underline{\overline{G}_3}}+\underline{\underline{\overline{F}_{u_3}}}+\underline{\underline{\overline{F}_C}}+\underline{\underline{\overline{R}_{24}}}+\underline{\overline{R}_{03}}=0.$$

Строим план сил в масштабе μ_F=30 *Н/мм.*

По построенному плану сил находим:

$$\overline{R}_{21}=\overline{R}^n_{21}+\overline{R}^\tau_{21};$$

$R_{21}=(R_{21})\cdot\mu_F=264\cdot 30=7920$ *Н;*

$R_{03}=(R_{03})\cdot\mu_F=3\cdot 30=90$ *Н.*

Силовой расчет первичного механизма

Вычертим первичный механизм *I(0,1)* в масштабе (μ_l=0.002 *м/мм*) и приложим все силы, действующие на него.

Определим уравновешивающий момент $M_{ур}$.

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

$-R_{12}\cdot h_{R_{12}}\cdot\mu_l + M_{yp} - G_{12}\cdot h_{G_1}\cdot\mu_l = 0$;

$M_{yp} = F_{21}\cdot h_{F_{21}}\cdot\mu_l + G_{12}\cdot h_{G_1}\cdot\mu_l = 7920\cdot 41.5\cdot 0.002 + 6.87\cdot 12.5\cdot 0.002 = 657$ Н.

Погрешность расчета $\Delta=(657-632)/657=3.8$ %.

1.5 Динамически анализ и синтез рычажного механизма.

Задача динамического анализа состоит в определении закона движения ведущего звена механизма (кривошипа) с учетом характеристики двигателя и расчете коэффициента неравномерности движения. Если этот коэффициент превышает допустимый предел, то выполняют динамический синтез механизма, который заключается в определении момента инерции маховика, обеспечивающего вращение ведущего звена механизма с заданным коэффициентом неравномерности движения.

Маховик, укрепленный на валу кривошипа, препятствует изменению скорости вращения последнего. Таким образом, скорость вращения кривошипа становится более равномерной, что, в свою очередь, создает более благоприятные условия для работы привода.

Анализ и синтез проводятся в предположении, что режим движения установившийся, т.е. изменение кинетической энергии механизма за цикл (за один оборот кривошипа) равно нулю.

1.5.1 Определение приведенного момента сил сопротивления

На звенья механизма действуют внешние нагрузки, которые создают на валу кривошипа так называемый приведенный момент сил сопротивления. К этим нагрузкам относятся силы тяжести, силы трения в кинематических парах и сила полезного сопротивления F_{nc}. Для упрощения расчетов силами трения обычно пренебрегают ввиду их малости по сравнению с силой полезного сопротивления.

Рассчитаем M_c^{np} для всех положений и полученные значения сведем в таблицу 1.8.

По полученным данным строим график $M_c^{np}=f(\varphi)$ при μ_M=9 *Н·м/мм* и μ_φ=*0,04 рад/мм*.

1.5.2 Работа сил сопротивления

Работа сил сопротивления определяется по формуле: $A_c = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_c^{np} d\varphi$.

График зависимости работы сил сопротивления от угла поворота кривошипа $A_c=f(\varphi)$ строится методом графического интегрирования (методом хорд) графика $M_c^{np}=f(\varphi)$, выбрав полюсное расстояние *(OP)=H=50 мм*. Строим оси координат графика $A_c=f(\varphi)$, так чтобы интервалы интегрирования *0-1, 1-2, 2-3 …* у них совпадали. Строим график, проводя линии, параллельные отрезкам, концами которых являются полюс *P* и координаты усредненных значений M_c^{np} на каждом интервале разбивки. Масштабный коэффициент μ_A зависит от масштабного коэффициента приведенного момента μ_M=9 *Н·м/мм*, масштабного коэффициента угла поворота кривошипа μ_φ=*0,04 рад/мм*, полюсного расстояния интегрирования *H=50 мм*, и вычисляется по формуле:

$$\mu_A=\mu_M \cdot H \cdot \mu_\varphi = 9 \cdot 50 \cdot 0{,}04 = 18 \text{ Дж/мм}.$$

Строим график зависимости $A_c=f(\varphi)$ при μ_A=*18 Дж/мм* и μ_φ=*0,04 рад/мм*.

После построения графика (см. лист *3* курсового проекта) видно, что восьмая ордината графика (*eq*)=*62 мм* изображает в масштабе работу, затраченную на преодоление сопротивления в течение всего рабочего цикла.

1.5.3 Работа движущих сил

Приведенный движущий момент является постоянной величиной, тогда его работа равна:

$$A_\partial = \int_0^\varphi M_\partial^{np} d\varphi = M_\partial^{np} \int_0^\varphi d\varphi ,$$

где M_∂^{np} - приведенный момент движущих сил.

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

$$\left|A_c\right|_{цикла} = \left|A_\partial\right|_{цикла} = (eq) \cdot \mu_A = 62 \cdot 18 = 1116\ Дж.$$

Таким образом, последние, восьмые ординаты (*ef*) и (*eq*) графиков $A_c=f(\varphi)$ и $A_\partial=f(\varphi)$ численно равны, только имеют противоположные знаки. Строим график $A_\partial=f(\varphi)$ при том же масштабном коэффициенте $\mu_A=18$ *Дж/мм*.

1.5.4 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 $\mu_A=4$ *Дж/мм*, получаем значения ΔT_i для каждого положения, которые заносим в таблицу 1.5.

Рассчитаем полное приращение кинетической энергии для основного положения - *2*:

$$\Delta T = -9 \cdot 9 = -81{,}00\ Дж.$$

График зависимости $\Delta T=f(\varphi)$ строим при масштабных коэффициентах $\mu_\varphi=0{,}04$ *рад/мм* и $\mu_T=9$ *Дж/мм*.

1.5.5 Приведенный движущий момент, мощность электродвигателя

Для построения графика $M_\partial^{np}=f(\varphi)$ продифференцируем график $A_\partial=f(\varphi)$, 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 $M_\partial^{np}=f(\varphi)$. Вычислим величину M_∂^{np}: $M_\partial^{np}=(OK)\cdot\mu_M=20 \cdot 9=180$ *Н·м*,

где (*OK*)=20 *мм* - ордината, отсекаемая от оси M^{np}. С другой стороны, для одного цикла установившегося движения: $\left|A_\partial\right|_{цикла} = \int_0^{2\pi} M_\partial^{np} d\varphi = M_\partial^{np} \cdot 2\pi$,

откуда $M_\partial^{np} = \dfrac{\left|A_\partial\right|_{цикла}}{2\cdot\pi} = \dfrac{(ef)\cdot\mu_A}{2\cdot\pi} = (62 \cdot 18)/(2 \cdot 3{,}14) = 178\ Н\cdot м = const,$

где *(ef)=62 мм* - восьмая ордината графика $A_\partial=f(\varphi)$; $\mu_A=18$ *Дж/мм* - масштабный коэффициент графика $A_\partial=f(\varphi)$. Видно, что погрешность расчета M_∂^{np} невелика.

Определим потребную мощность на валу кривошипа:

$P_{кр}^{пот} = M_\partial^{np} \cdot \omega_1 = 180 \cdot 25.13 = 4523\ Вт \approx 4.5\ кВт.$

Потребная мощность на валу электродвигателя: $P_{эд}^{пот} = \dfrac{P_{кр}^{пот}}{\eta_{пм}}$, где $\eta_{пм}$ - коэффициент полезного действия передаточного механизма. Примем $\eta_{пм}=0{,}85$ тогда:

$P_{эд}^{пот} = 4523/0{,}85 = 5322\ Вт \approx 5.3\ кВт.$

1.5.6 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, 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:

$J_1^{пр} = J_A \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_1}\right)^2 = J_A$, 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_A - момент инерции звена *1* относительно его оси вращения – *A*, который определяется по формуле: $J_A = \frac{m_1 \cdot l_1^2}{3} = (0.7 \cdot 0{,}100^2)/3 = 0{,}0023$ *кг·м²;*

J_{S_2} - центральный момент инерции звена *2*, который определяется по формуле:

$J_{S_2} = \frac{m_2 \cdot l_2^2}{3} = (2.5 \cdot 0{,}3500^2)/12 = 0.026$ *кг·м²;*

J_{S_4} - центральный момент инерции звена *4*, который определяется по формуле:

$J_{S_4} = \frac{m_4 \cdot l_4^2}{3} = (2.9 \cdot 0{,}42^2)/12 = 0.043$ *кг·м²;*

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

Рассчитаем приведенный момент инерции для основного положения - 7:

$J_1^{пр} = 0{,}0023$ *кг·м²;*

$J_2^{пр} = m_2 \cdot \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1}\right)^2 + J_{S_2} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 = \cdot\, 2.5 \cdot (1.78/25.13)^2 + 0{,}0026 \cdot (6.28/25.13)^2 = 0.013$ *кг·м²;*

$J_3^{пр} = m_3 \cdot \left(\frac{V_{S_3}}{\omega_1}\right)^2 = \cdot\, 3.8 \cdot (1.57/25.13)^2 = 0{,}015$ *кг·м²;*

$J_4^{пр} = m_4 \cdot \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1}\right)^2 + J_{S_4} \cdot \left(\frac{\omega_4}{\omega_1}\right)^2 = 2.9 \cdot (2.11/25.13)^2 + 0.043 \cdot (3.38/25.13)^2 = 0{,}021$ *кг·м²;*

$J_5^{пр} = m_5 \cdot \left(\frac{V_{S_5}}{\omega_1}\right)^2 = 7.3 \cdot (2.28/25.13)^2 = 0{,}06$ *кг·м²;*

$J_{зв}^{пр} = \sum_{i=1}^{5} J_i^{пр} = 0{,}0023 + 0{,}013 + 0{,}015 + 0{,}021 + 0{,}06 = 0{,}11$ *кг·м².*

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

По полученным данным строим график $J_{зв}^{пр} = f(\varphi)$ при $\mu_J = 0{,}0008$ *кг·м²/мм* и $\mu_\varphi = 0{,}04$ *рад/мм*.

1.5.7 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 $\mu_T = 9$ *Дж/мм* и $\mu_J = 0{,}0008$ *кг·м²/мм*.

Рассчитаем тангенсы углов $tg\psi_{max}$, $tg\psi_{min}$ по заданному коэффициенту неравномерности движения механизма $\delta = 1/10$, по формулам:

$$tg\psi_{max} = \frac{\mu_J}{\mu_T} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2 = (0{,}0008 \cdot 25.13^2)/(9 \cdot 2) \cdot [1 + 0{,}5/10)]^2 = 0{,}03;$$

$$tg\psi_{min} = \frac{\mu_J}{\mu_T} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2 = (0{,}0008 \cdot 25.13^2)/(9 \cdot 2) \cdot [1 + 0{,}5/10)]^2 = 0{,}025.$$

Определим значения углов:

$\psi_{max} = arctan\, \psi_{max} = arctan\ 0{,}03 = 1.71°$; $\psi_{min} = arctan\, \psi_{min} = arctan\ 0{,}025 = 1.43°$.

Проводим касательные под углами ψ_{max}, ψ_{min} к диаграмме $\Delta T = f(J_{зв}^{пр})$. Касательные пересекают ось ординат диаграммы в точках *a* и *b*: *(ab)=43.5 мм.*

1.5.8 Определение приведенного момента инерции махового колеса

Величина приведенного момента инерции добавочных масс - $J_{доб}^{пр}$, обеспечивающая заданное значение коэффициента неравномерности хода $\delta=1/10$, определяется по формуле:

$$J_{доб}^{пр} = \frac{(ab)\cdot \mu_T}{\omega_1^2 \cdot \delta} = (43.5 \cdot 9 \cdot 10)/(25.13^2) = 6.2\ кг \cdot м^2,$$

здесь $J_{доб}^{пр} = J_{рот}^{пр} + J_{пер}^{пр} + J_{мк}^{пр}$, (1.7)

где $J_{рот}^{пр}$ - приведенный момент инерции ротора электродвигателя;

$J_{мк}^{пр}$ - приведенный момент инерции махового колеса;

$J_{пер}^{пр}$ - приведенный момент инерции передаточного механизма (пренебрегаем).

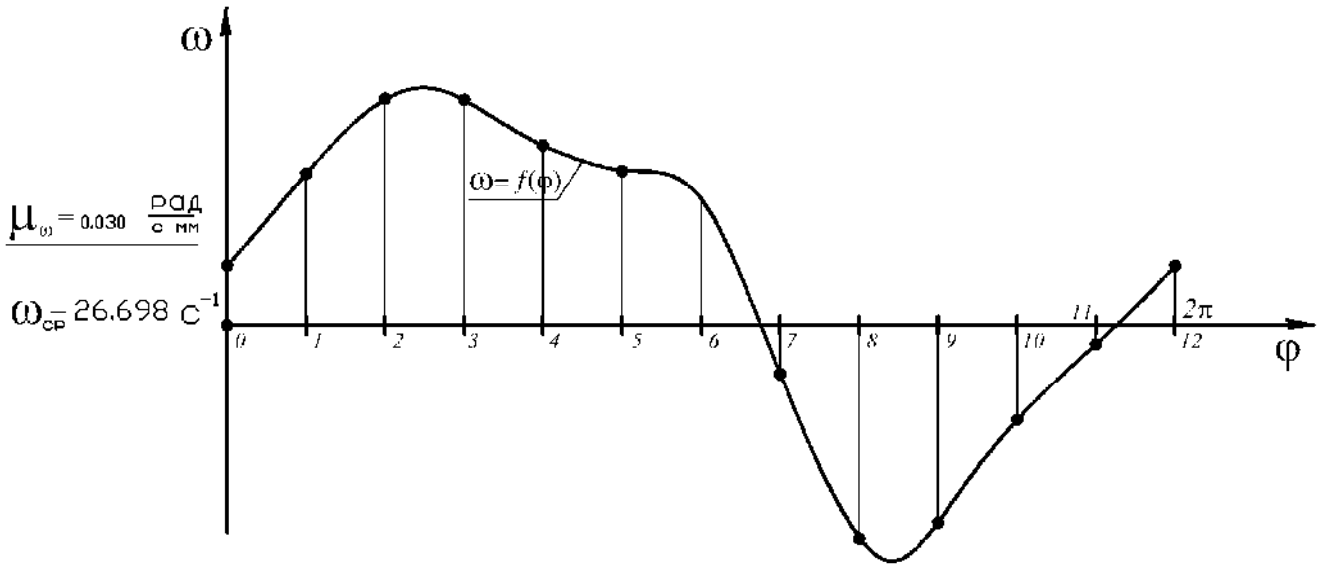


Диаграмма изменения угловой скорости кривошипа после установки маховика.

Таблица1.5 – Динамические параметры механизма

Name	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	n'
FH	530	290	111	14	122	1356	3958	5000	5000	370	958	779	530	3958
Fc	0	306	1222	2500	2500	2123	0	458	348	214	98	25	0	0
Mpd	178.22	178.22	178.22	178.22	178.22	178.22	178.22	178.22	178.22	178.22	178.22	178.22	178.22	178.22
Mpc	42	31	95	250	250	198	-0	480	365	27	42	56	42	-0
Ad	0	93	187	280	373	467	560	653	747	840	933	1026	1120	560
Ac	0	18	46	136	271	391	465	731	960	1052	1066	1093	1120	465
T	-0	76	140	144	103	76	95	-77	-213	-212	-133	-67	-0	-95
Jp1	0.0023	0.0023	0.0023	0.0023	0.0023	0.0023	0.0023	0.0023	0.0023	0.0023	0.0023	0.0023	0.0023	0.0023
Jp2	0.0084	0.0111	0.0182	0.0250	0.0237	0.0142	0.0084	0.0142	0.0237	0.0250	0.0182	0.0111	0.0084	0.0084
Jp3	0.0000	0.0053	0.0207	0.0380	0.0375	0.0148	0.0000	0.0148	0.0375	0.0380	0.0207	0.0053	0.0000	0.0000
Jp4	0.0186	0.0157	0.0119	0.0099	0.0100	0.0128	0.0186	0.0212	0.0160	0.0099	0.0111	0.0165	0.0186	0.0186
Jp5	0.0467	0.0331	0.0139	0.0019	0.0014	0.0170	0.0467	0.0595	0.0319	0.0019	0.0097	0.0371	0.0467	0.0467
Jp	0.0760	0.0676	0.0670	0.0772	0.0750	0.0612	0.0760	0.1121	0.1115	0.0772	0.0620	0.0723	0.0760	0.0760

2 СИНТЕЗ ЗУБЧАТОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА

(лист *4* графической части проекта)

В данном курсовом проекте зубчатый механизм состоит из 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.

2.1 Синтез эвольвентного зубчатого зацепления

Выполним синтез зубчатого зацепления парой эвольвентных цилиндрических прямозубых колёс внешнего зацепления z_1 и z_2 (см. лист 4 курсового проекта).

2.1.1 Входные параметры синтеза, выбор коэффициентов смещения

Для расчета геометрических параметров эвольвентного зацепления используем следующие входные параметры:

- число зубьев шестерни $z_1 = 12$;
- число зубьев колеса $z_2 = 15$;
- модуль зацепления $m_{1-2} = 1{,}00$ *мм*;
- условия проектирования $\vartheta_1 = \vartheta_2$ при $\varepsilon_\alpha = 1{,}2$;
- коэффициенты смещения шестерни $x_1 = 0{,}93$ и колеса $x_2 = 0{,}51$.

Значения коэффициентов смещения для шестерни и колеса выбираем по таблицам [3], исходя из заданного условия получения максимально возможной износостойкости зубьев колеса и шестерни при значении коэффициента торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1{,}2$.

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

угол профиля $\alpha = 20^\circ$;

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 с помощью ЭВМ

Расчет параметров эвольвентного зубчатого зацепления выполнен с помощью ЭВМ по приведенным ниже расчетным зависимостям [3].

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 - $\rho_{p1} = a_w \cdot sin\alpha_w - B_2$;

колеса - $\rho_{p2} = a_w \cdot sin\alpha_w - B_1$,

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 машинного расчета приведены табл. 2.1. По ним составлена сводная таблица параметров зацепления (см. лист *2* графической части проекта).

2.1.3 Проверочные расчеты

Для проверки правильности результатов, полученных на ЭВМ, проведем следующие расчеты.

Проверка межосевого расстояния и начальных диаметров колес:

$$a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2 = (12{,}61 + 15{,}76)/2 = 14{,}19 \text{ мм};$$

$$14{,}19 = 14{,}19 \text{ - верно.}$$

Проверка диаметров окружностей вершин и окружностей впадин:

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

$$2 \cdot (14{,}19 - 0{,}25 \cdot 1{,}00) = (14{,}36 + 13{,}51) = (16{,}51 + 11{,}37);$$

$$27{,}87 \text{ мм} = 27{,}87 \text{ мм} = 27{,}87 \text{ мм}.$$

Проверка начальных толщин зубьев колёс и начального окружного шага:

$$S_{w1} + S_{w2} = p_w, \text{ где } p_w = 3{,}30 \text{ мм};$$

$$2{,}09 + 1{,}70 = 3{,}30 \text{ мм};$$

$$3{,}30 = 3{,}30 \text{ мм}.$$

Проверка выбора коэффициентов смещения:

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

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

$$\rho_{l1} = 0{,}5 \cdot 12{,}00 \cdot \sin 20^\circ - 1{,}00 \cdot (1 - 0{,}93)/\sin 20^\circ = 1{,}86 \text{ мм};$$

$$\rho_{l2} = 0{,}5 \cdot 15{,}00 \cdot \sin 20^\circ - 1{,}00 \cdot (1 - 0{,}51)/\sin 20^\circ = 1{,}12 \text{ мм}.$$

Полученные значения сравниваем с табличными:

$\rho_{l1} = 1{,}86 \text{ мм} > 0$ - подрезания нет;

$\rho_{l2} = 1{,}12 \text{ мм} > 0$ - подрезания нет.

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

$$0{,}3 \cdot m = 0{,}3 \cdot 1{,}00 = 0{,}30 \text{ мм};$$

$S_{a1} = 1{,}17 > 0{,}30$ мм - заострения нет;

$S_{a2} = 1{,}35 > 0{,}30$ мм - заострения нет.

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

$\rho_{l1} = 1{,}86 \text{ мм} < \rho_{p1} = 2{,}05$ мм – интерференции нет;

$\rho_{l2} = 1{,}12 \text{ мм} < \rho_{p2} = 1{,}90$ 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

Масштаб построения картины зацепления выбираем таким образом, чтобы высота зуба на чертеже была не меньше, чем *h=50 мм:*

$$h = \frac{d_a - d_f}{2}. \qquad (2.2)$$

На основании табл. 2.2 производим построение эвольвентного зацепления шестерни z_5 и колеса z_6 в масштабе $\mu_l = 0{,}000025 \ \frac{м}{мм}$. Проводим линию центров передачи O_1O_2. Откладываем межосевое расстояние a_w, из центров O_1 и O_2 проведем основные окружности колес d_{bi}. 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 колес.

Путем обкатывания построенной линии зацепления по основной окружности диаметра d_{bi} построим эвольвентную линию профиля зуба шестерни (аналогично для колеса). Проводим окружности вершин d_{ai} и впадин d_{fi} зубьев колес, 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 $\varphi_{\alpha i}$. На основании результата расчета удельных скольжений (см. табл. 2.1) на картине зацепления строим диаграммы удельных скольжений в прямоугольной системе координат при $\mu_\vartheta = 0{,}1 \ мм^{-1}$ и переносим их на профили зубьев колес.

Более подробное описание построения профиля зуба:

1. Проводим линию центров O_1O_2. и откладываем межосевое расстояние a_w.
2. Из центров колес O_1O_2 проводим радиусы r_{w5}, r_{w6}, точка пересечения будет *P* (полюс). Проводим перпендикуляр (нормаль) из т. *P* к линии центров O_1O_2.
3. Также из центров колес O_1O_2 проводим радиусы основных окружностей r_{b1}, r_{b2}.
4. Проводим касательные к основным окружностям, которые проходят через полюс зацепления *P* и проверяем угол зацепления (между нормалью и первой или второй касательной).
5. Проводим из центров O_1O_2 перпендикуляры к одной и второй касательной, получаем соответственно точки *A* и *B*.
6. Разобьем участок *AP* на четыре равные части и за точку *A* еще на три таких деления. Переносим эти отрезки на основную окружность d_{b5}.
7. Полученные точки соединяем с центром O_5 и к этим радиусам проводим касательные. И на этих касательных откладываем в сторону полюса отрезки равные полученным отрезкам, лежащим на линии *AP*, полученные точки соединим и получим правую эвольвенту зуба шестерни.
8. Проводим окружность вершин d_{a1} и на линии теоретического зацепления *AB* отсекаем активную линию зацепления *(ab)*.
9. Откладываем по начальной окружности d_{w1} толщину зуба S_{w1} шестерни.
10. Проводим ось симметрии зуба. Строим левую половину зуба.
11. Проводим окружность впадин шестерни d_{f1}.
12. Проводим ножку зуба радиусом $\rho = 0{,}4m$.
13. Относительно этого зуба проводим ось симметрии следующего зуба под углом:

$$\tau_i = \frac{360°}{z_i}. \qquad (2.3)$$

14. Строим следующий зуб, всего на шестерне необходимо построить 5 зубьев.
15. Аналогичные действия производим для построения зубьев колеса.
16. Выделяем активную линию зацепления (*ab*), активные профили зубьев, дуги зацепления и отмечаем углы перекрытия φ_{α_i}. Проверяем угол перекрытия по формуле:

$$\varphi_{\alpha_i} = \varepsilon_\alpha \cdot \tau_i. \qquad (2.4)$$

Далее переходим к построению диаграмм удельного скольжения.

Рассчитаем масштабный коэффициент $\mu_{,9} = \frac{1}{10} = 0{,}1\ мм^{-1}$.

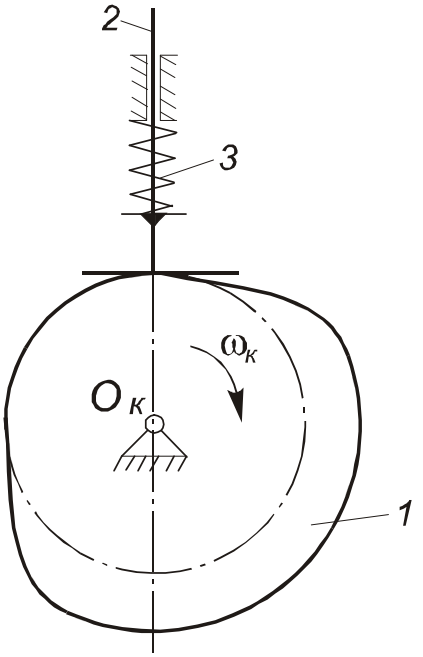
На свободном месте чертежа проводим линию параллельную *AB*, обозначим ее *Oρ*. Перпендикулярно этой линии проводим ось коэффициентов удельных скольжений. Разбиваем участок *AB* на десять равных частей. Проектируем на отрезок *AB* полюс зацепления *P*. По данным распечатки строим графики удельных скольжений.

Проектируем на графики точки *a, b*. Графики коэффициентов удельного скольжения в прямолинейной системе координат переносим на профили зубьев в виде круговых диаграмм, которые дают более ясную картину износа зубьев во всех точках профиля.

3 ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

(лист *3* графической части проекта)

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



1 - кулачок; *2* – плоский толкатель; *3* - пружина

Рисунок 3.1 - Схема кулачкового механизма с плоским 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=28 мм*;
- фазовые углы:
  - удаления φ_y*=130 град*;
  - дальнего выстоя $\varphi_д$*=10 град*;
  - приближения $\varphi_{пр}$*=90 град*;
- законы движения толкателя:
  - на фазе удаления - *по параболе*;
  - на фазе приближения - *по параболе*;
- закон движения кулачка $\omega_к = \omega_{кр} = const$.

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

$$\varphi_б = 360° - \left(\sum \varphi_i\right) = 360° - (\varphi_y + \varphi_д + \varphi_{пр}) = 360° - (130+10+90) = 130 \text{ град.}$$

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

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

$$\varphi_y = \frac{\pi}{180} \cdot 130 \approx 2{,}27 \text{ рад;}$$

$$\varphi_д = \frac{\pi}{180} \cdot 10 \approx 0{,}17 \text{ рад;}$$

$$\varphi_{пр} = \frac{\pi}{180} \cdot 90 \approx 1{,}57 \text{ рад;}$$

$$\varphi_б = \frac{\pi}{180} \cdot 130 \approx 2{,}27 \text{ рад.}$$

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

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)^{y}_{max} = \frac{4h}{\varphi_y^2} = (4 \cdot 28)/ 2{,}27^2 = 22 \text{ мм} = 0{,}022 \text{ м};$$

аналог скорости

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)^{y}_{max} = \frac{2h}{\varphi_y} = (2 \cdot 28)/2{,}27 = 25 \text{ мм} = 0{,}025 \text{ м};$$

для фазы приближения:

аналог ускорения

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)^{np}_{max} = \frac{4h}{\varphi_{np}^2} = (4 \cdot 28)/ 1{,}57^2 = 45 \text{ мм} = 0{,}045 \text{ м};$$

аналога скорости

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)^{np}_{max} = \frac{2h}{\varphi_{np}} = (2 \cdot 28) / 1{,}57 = 36 \text{ мм} = 0{,}036 \text{ м};$$

где $h=28$ *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 $\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = 0{,}0006 \ \frac{м}{мм}$;

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

для перемещений $\mu_S = 0{,}0005 \ \frac{м}{мм}$;

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*.

$x_{\varphi_y} = \varphi_{yд}/\mu_\varphi = 2{,}27/0{,}020 = 113{,}4$ *мм*; $\quad x_{\varphi_д} = \varphi_д/\mu_\varphi = 0{,}17/0{,}020 = 8{,}7$ *мм*;

$x_{\varphi_{пр}} = \varphi_{пр}/\mu_\varphi = 1{,}57/0{,}020 = 78{,}5$ *мм*; $x_{\varphi_б} = \varphi_б/\mu_\varphi = 2{,}27/0{,}020 = 113{,}4$ *мм*.

$L_\varphi = \Sigma x_\varphi = x_{\varphi_y} + x_{\varphi_{дв}} + x_{\varphi_{пр}} + x_{\varphi_{бв}} = 113{,}4 + 8{,}7 + 78{,}5 + 113{,}4 = 314$ *мм*

3.3 Определение основных параметров механизма

В механизма с плоским толкателем угол передачи движения $\gamma=const=90°$. Следовательно, условие $\gamma \geq \gamma_{min}$ выполняется при всех положениях кулачка независимо от его размеров. Но наличие плоского толкателя предъявляет дополнительные требования к профилю кулачка, который должен быть выпуклым на всем контуре, т.е. не должен иметь вогнутостей. Кулачок будет иметь выпуклый профиль, если радиус кривизны его в каждом положении удовлетворяет условию:

$$\rho>0 \text{ или } \quad \rho = r_{min} + S_i + \frac{d^2S}{d\varphi^2} > 0 . \qquad (3.1)$$

Поэтому минимальный радиус кулачка с плоским толкателем определяем из условия выпуклости профиля кулачка по методу Геронимуса. Для этого исключаем параметр φ, строим график $S = f\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)$, при следующих масштабных коэффициентах:

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = 0{,}0005 \text{ м/мм} = \mu_S = 0{,}0005 \text{ м/мм}.$$

Затем проводим под углом $45°$ к оси S касательную к этой кривой на участке, где $\frac{d^2S}{d\varphi^2}<0$. За центр вращения кулачка $O_к$ выбираем точку, лежащую на *10 мм* ниже точки пересечения касательной с осью S.

Минимальный радиус кулачка $r_{min}=(O_kB_0)\mu_S=73{,}0 \cdot 0{,}0005=0{,}037$ м = 37 мм,

где $\mu_S=0{,}0005$ м/мм - масштабный коэффициент.

3.4 Построение центрового профиля кулачка

Из точки $O_к$ проводим окружность радиуса r_{min} и радиуса $r_{max}=r_{min}+h$ при $\mu_l=0{,}0005$ м/мм.. Через центр вращения кулачка проводим линию движения толкателя *y-y*. Точки пересечения линии *y-y* с окружностями радиуса r_{min} и r_{max} определяют положение точки B толкателя, соответствующее началу и концу удаления B_0 и B_6.

Профиль кулачка строим методом обращенного движения. 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 $\omega=-\omega_к$. Толкатель при этом скользит 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 толкателя в обращенном механизме производим следующие построения.

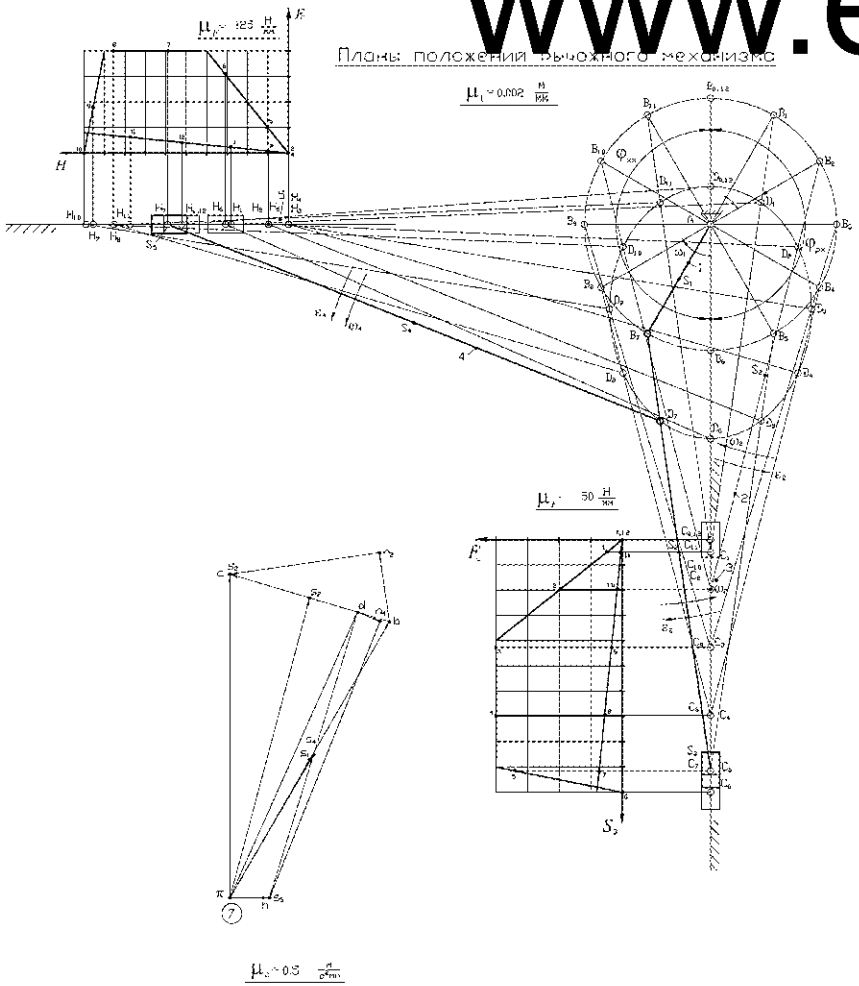
В сторону, противоположную вращению кулачка, от прямой O_kB_6 откладываем фазовые углы φ_y, $\varphi_д$, $\varphi_{пр}$, $\varphi_б$. Дуги максимального радиуса, стягивающие фазовые углы φ_y и $\varphi_{пр}$, делим на равные части согласно делению этих углов на графике $S=f(\varphi)$. Полученные точки *1', 2', 3'* и т.д. соединяем с центром $O_к$. Эти дуги представляют собой положение направляющей в обращенном механизме. От точки B_0 вдоль линии *y-y* в масштабе $\mu_S=\mu_l=0{,}0005$ м/мм откладываем перемещения толкателя $Si=B_0B_i$, пользуясь разметкой хода толкателя, полученной на графике $S=f(\varphi)$. Через полученные точки *1, 2, 3*, и т.д. из центра $O_к$ проводим дуги концентрических окружностей до пересечения с соответствующими дугами. Полученные точки представляют собой положение точки B толкателя в обращенном механизме.

Через эти точки проводим перпендикуляры (положения плоскости толкателя) к соответствующим лучам. Внутренняя огибающая всех этих перпендикуляров и будет действительным профилем кулачка.

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.

Планы положений рычажного механизма



План ускорений

Планы скоростей

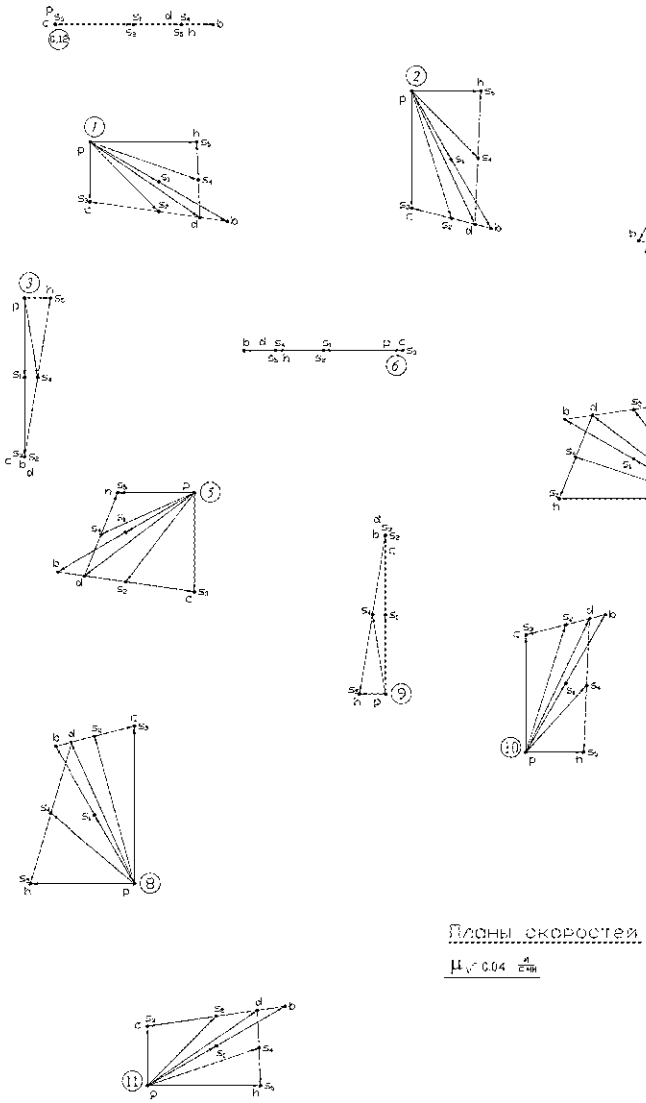
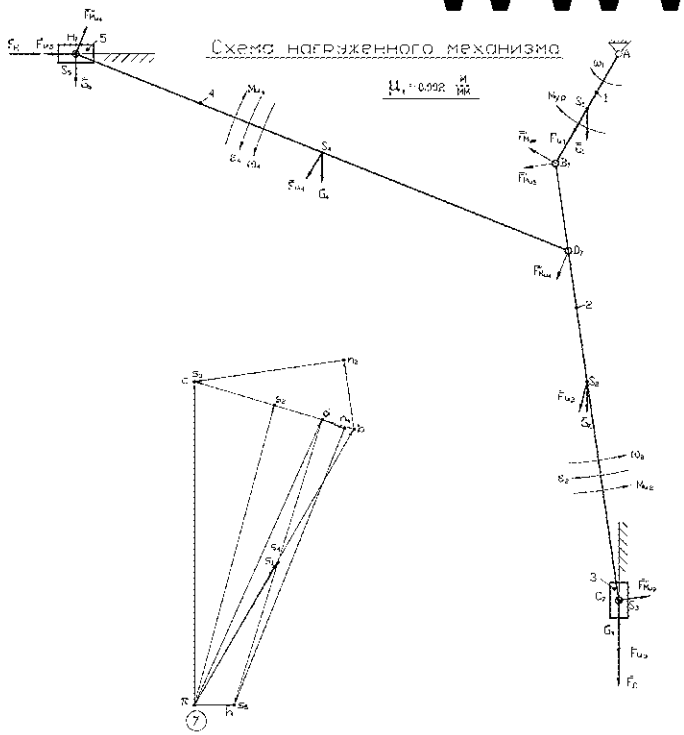


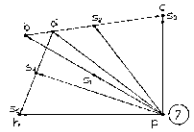
Схема нагруженного механизма

$\mu_l = 0.002 \frac{м}{мм}$



План ускорений

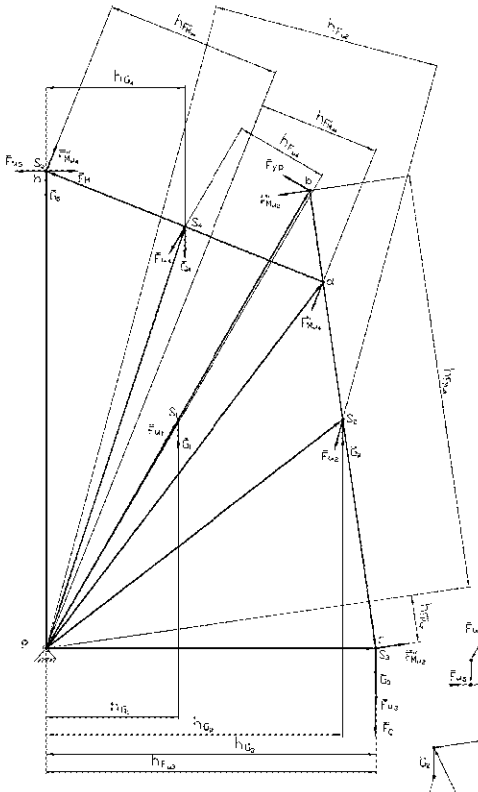
$\mu_a = 0.5 \frac{м}{с^2 мм}$



Планы скоростей

$\mu_v = 0.04 \frac{м}{с мм}$

Рычаг Жуковского

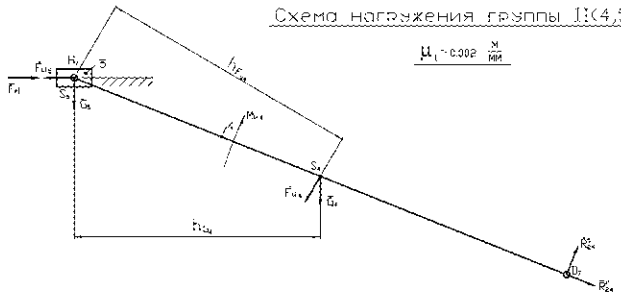


План сил группы II(2,3)

$\mu_F = 30 \frac{Н}{мм}$

Схема нагружения группы II(4,5)

$\mu_l = 0.002 \frac{м}{мм}$



План сил группы II(4,5)

$\mu_F = 30 \frac{Н}{мм}$

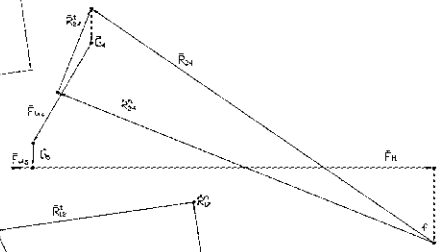
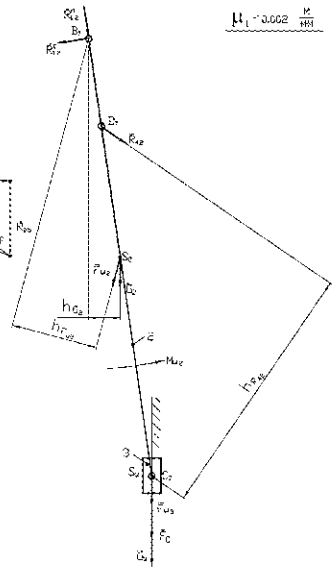


Схема нагружения группы II(2,3)

$\mu_l = 0.002 \frac{м}{мм}$



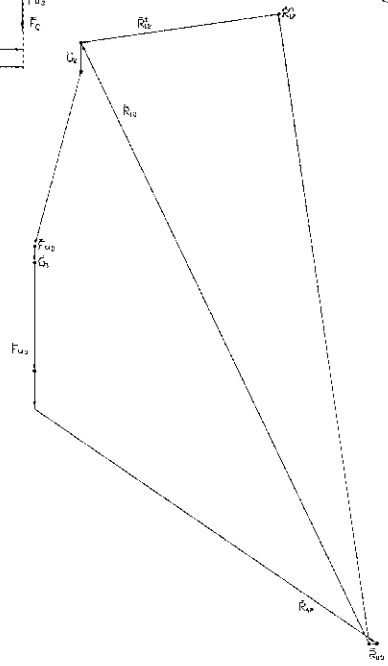
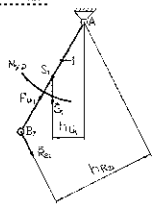
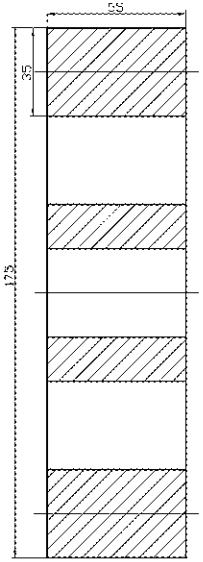


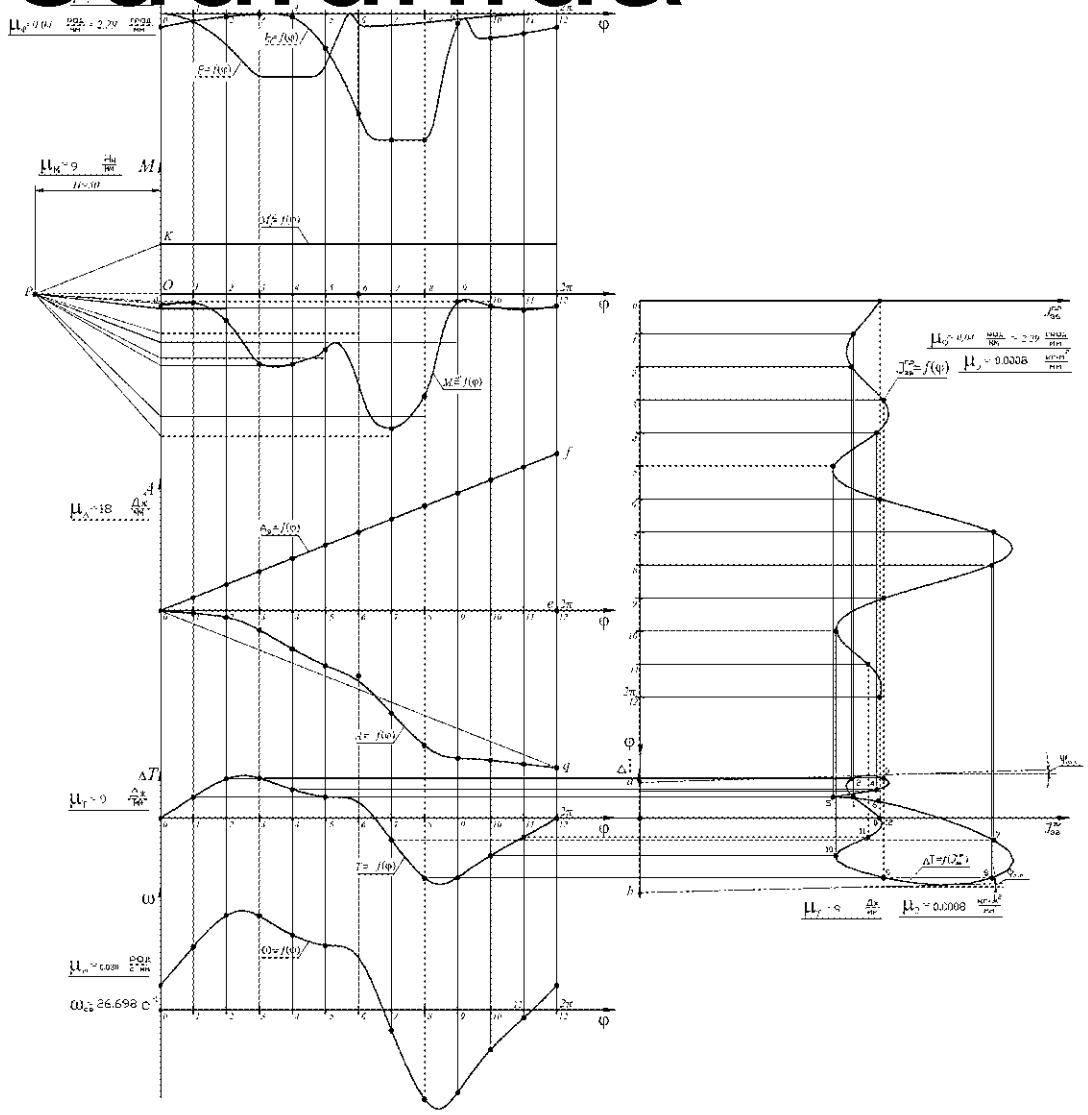
Схема нагружения кривошипа

$\mu_l = 0.002 \frac{К}{мм}$

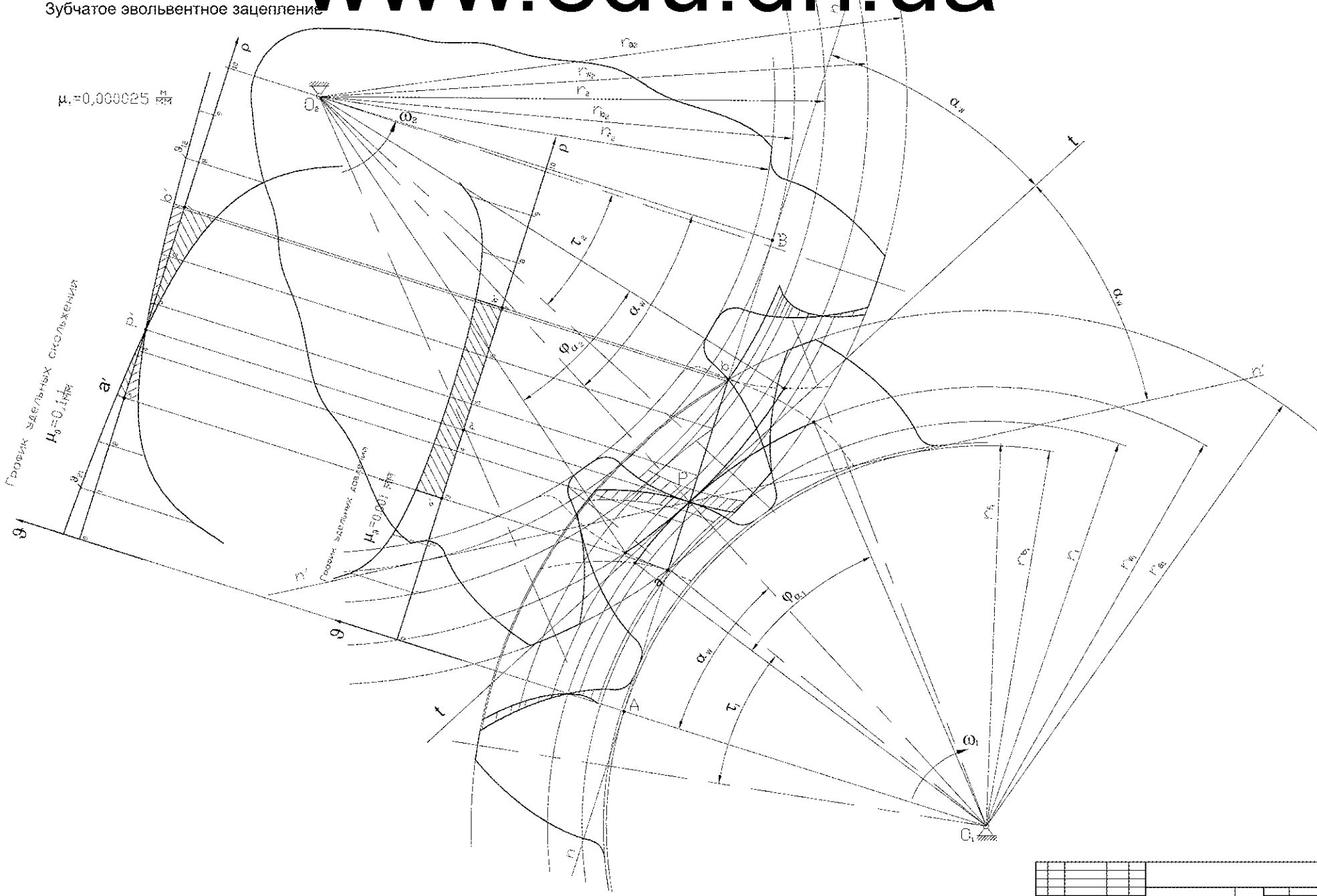


Эскиз маховика





Зубчатое эвольвентное зацепление



Диаграммы движения толкателя

$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = 0.0005 \frac{м}{мм}$

$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0.0006 \frac{м}{мм}$

$\mu_S = 0.0005 \frac{м}{мм}$

$\mu_\varphi = 0.02 \frac{рад}{мм} = 1.146 \frac{град}{мм}$

Диаграмма углов передачи движения

$\mu_\gamma = 2 \frac{град}{мм}$

φ_y=130 $\varphi_{дв}$=10 $\varphi_{пр}$=90 $\varphi_{ов}$=130

Определение минимального радиуса основной кулачковой шайбы

Профилирование кулачка

$\mu_l = 0.0005 \frac{м}{мм}$