

Содержание

Введение.....	3
1 Геометрический синтез и проектирование прямозубого эвольвентного зацепления.....	5
1.1 Исходные данные.	5
1.2 Определение геометрических размеров колёс.	5
1.3 Построение зацепления.	8
2 Кинематический и силовой анализ рычажного механизма	10
2.1 Структурный анализ	10
2.1.1 Схема механизма.....	10
2.1.2 Классификация кинематических пар механизма.....	10
2.1.3 Классификация звеньев механизма.....	11
2.1.4 Определяем подвижность сложного механизма.....	11
2.1.5 Проводим классификацию структурных групп.....	11
2.1.6 Определяем класс сложного механизма.....	12
2.2 План положений механизма	12
2.3 Кинематический анализ рычажного механизма	13
2.3.1 Определение скоростей звеньев механизма.....	13
2.3.2 Определение ускорений звеньев механизма	16
2.3.3 Построение кинематических диаграмм движения рабочего звена.....	20
2.4 Силовой анализ механизма.....	22
2.4.1 Определение силовых факторов.....	22
2.4.2 Силовой анализ группы Ассура 4-5	23
2.4.3 Силовой анализ группы Ассура 2-3	24
2.4.4 Силовой расчёт ведущего звена	25
2.4.5 Определение уравновешивающей силы методом Н. Е. Жуковского ..	26

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	2.2	План положений механизма _____	12				
					2.3	Кинематический анализ рычажного механизма _____	13				
					2.3.1	Определение скоростей звеньев механизма.....	13				
					2.3.2	Определение ускорений звеньев механизма	16				
					2.3.3	Построение кинематических диаграмм движения рабочего звена.....	20				
					2.4	Силовой анализ механизма _____	22				
					2.4.1	Определение силовых факторов.....	22				
					2.4.2	Силовой анализ группы Ассура 4-5	23				
					2.4.3	Силовой анализ группы Ассура 2-3	24				
					2.4.4	Силовой расчёт ведущего звена	25				
					2.4.5	Определение уравновешивающей силы методом Н. Е. Жуковского ..	26				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата							
Разраб.											
Пров.											
Т. контр.											
Н. контр.											
Утв.											
								1	32		

3	Кинематический синтез и проектирование кулачковых механизмов с роликовым толкателем	27
3.1	Исходные данные	27
3.2	Диаграммы зависимостей аналогов скорости и ускорения и диаграмма перемещения от угла поворота кулачка	27
3.3	Определение основных размеров механизма	28
3.4	Синтез профиля кулачка	30
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	32

Ине. № подл	Подп. и дата				Лист
	Взам. инв. №				
	Инв. № дубл.				
	Подп. и дата				
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	2

Введение

Целью данной курсовой работы является исследование и проектирование рычажного механизма.

Проект содержит задачи по исследованию, проектированию и синтезу простых в структурном отношении механизмов таких как шарнирно - рычажных, кулачковых, зубчатых.

Курсовое проектирование способствует закреплению, углублению и обобщению теоретических данных, а также по исследованию этих знаний к комплексному решению конкретной инженерной задачи по исследованию и расчёту механизмов и машин, кроме того, развивает навыки научно-исследовательской работы.

В состав проектных заданий входят, кроме шарнирно - рычажного механизма, кулачковый и зубчатый, предназначенный для передачи движения к исполнительному органу.

Цель курсового проектирования развивать навыки использования общих методов проектирования и исследования механизмов для создания конкретных машин и приборов разнообразного назначения.

Курсовое проектирование ставит задачи:

1. Проектирование зубчатого механизма и расчёт оптимальной геометрии зубчатого зацепления;
2. Анализ структурной схемы механизма и отдельно кинематических пар;
3. Анализ структурной и кинематической схемы рычажного механизма графическим способом;
4. Силовой анализ механизма с учетом геометрии масс звеньев при движении их с ускорением;
5. Проектирование кулачкового механизма и построение рабочего профиля кулачка

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат					
					Лист				
					3				

Целесообразность принятия конкретных решений при проектировании механизмов обосновываются функциональным назначением данной машины.

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат					Лист
									4

1 Геометрический синтез и проектирование прямозубого эвольвентного зацепления

Цель: для заданных параметров цилиндрической зубчатой передачи провести геометрический расчёт и выполнить чертеж эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления.

1.1 Исходные данные.

$z_4 = 14, z_5 = 36$ – числа зубьев колёс;

$m = 8$ мм – модуль зубчатой передачи;

$f^* = 1$ – коэффициент высоты головки зубья;

$c^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора;

$\alpha = 20^\circ$ – угол профиля исходного контура.

1.2 Определение геометрических размеров колёс.

1. Определим радиус делительной окружности шестерни и колеса:

$$r_4 = \frac{m \cdot z_4}{2} = \frac{8 \cdot 14}{2} = 56 \text{ мм};$$

$$r_5 = \frac{m \cdot z_5}{2} = \frac{8 \cdot 36}{2} = 144 \text{ мм}.$$

2. Коэффициенты x_4 и x_5 смещения исходного контура определим зависимости от числа зубьев z_4 и z_5 (по формулам ISO):

При $z_4 = 14 < 30$ и $30 < z_4 + z_5 = 50 < 60$:

$$x_4 = 0,03(30 - z_4) = 0,03 \cdot (30 - 14) = 0,48;$$

$$x_5 = 0,03(30 - z_5) = 0,03 \cdot (30 - 36) = -0,18.$$

3. Смещение исходного контура:

у шестерни – $x_4 m = 0,48 \cdot 8 = 3,84$ мм;

у колеса – $x_5 m = -0,18 \cdot 8 = -1,44$ мм.

4. Определим радиусы основных окружностей:

$$r_{b4} = r_4 \cdot \cos(\alpha) = 56 \cdot \cos(20^\circ) = 52,62 \text{ мм};$$

$$r_{b5} = r_5 \cdot \cos(\alpha) = 144 \cdot \cos(20^\circ) = 135,32 \text{ мм}.$$

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат					
						Лист			
						5			

5. Определим угол зацепления зубчатой передачи:

$$\begin{aligned} \operatorname{inv}(\alpha_w) &= \frac{2 \cdot (x_4 + x_5) \cdot \tan(\alpha)}{z_4 + z_5} + \operatorname{inv}(\alpha) = \\ &= \frac{2 \cdot (0,48 + (-0,18)) \cdot \tan(20^\circ)}{14 + 36} + \operatorname{inv}(20^\circ) = 0,0193. \end{aligned}$$

Используя таблицы инвалютов, находим угол зацепления: $\alpha_w = 21,72^\circ$.

6. Определим радиусы начальных окружностей шестерни и колеса:

$$\begin{aligned} r_{w4} &= r_4 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 56 \cdot \frac{\cos(20^\circ)}{\cos(21,72^\circ)} = 56,64 \text{ мм}; \\ r_{w5} &= r_5 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 144 \cdot \frac{\cos(20^\circ)}{\cos(21,72^\circ)} = 145,66 \text{ мм}. \end{aligned}$$

7. Определим делительное межосевое расстояние:

$$a = m \cdot \frac{z_4 + z_5}{2} = 8 \cdot \frac{14 + 36}{2} = 200 \text{ мм}.$$

8. Определим межосевое расстояние:

$$a_w = m \cdot \frac{z_4 + z_5}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 8 \cdot \frac{14 + 36}{2} \cdot \frac{\cos(20^\circ)}{\cos(21,72^\circ)} = 202,30 \text{ мм}.$$

9. Определим коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{202,30 - 200}{8} = 0,29 \text{ мм}.$$

10. Определим коэффициент суммы смещения:

$$\sum x = x_4 + x_5 = 0,48 + (-0,18) = 0,30 \text{ мм}.$$

11. Определим коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = \sum x - y = 0,30 - 0,29 = 0,01 \text{ мм}.$$

12. Высота делительной ножки зуба (высота головки):

$$\begin{aligned} h_{a4} &= m \cdot (f_a^* + x_4 - \Delta y) = 8 \cdot (1 + 0,48 - 0,01) = 11,74 \text{ мм}; \\ h_{a5} &= m \cdot (f_a^* + x_5 - \Delta y) = 8 \cdot (1 + (-0,18) - 0,01) = 6,46 \text{ мм}. \end{aligned}$$

13. Высота делительной ножки зуба (высота ножки):

$$\begin{aligned} h_{f4} &= m \cdot (f_a^* + c^* - x_4) = 8 \cdot (1 + 0,25 - 0,48) = 6,16 \text{ мм}; \\ h_{f5} &= m \cdot (f_a^* + c^* - x_5) = 8 \cdot (1 + 0,25 - (-0,18)) = 11,44 \text{ мм}. \end{aligned}$$

14. Определим радиусы вершин зубьев шестерни и колеса:

$$\begin{aligned} r_{a4} &= r_4 + h_{a4} = 56 + 11,74 = 67,74 \text{ мм}; \\ r_{a5} &= r_5 + h_{a5} = 144 + 6,46 = 150,46 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Ине. № подл.	Подп. и дата	Ине. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Лист
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	6

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата

Таблица 1.1 – Размеры зацепления в масштабе, мм

Продолжение таблицы 3.1

По вычисленным параметрам проектируемую зубчатую передачу строим следующим образом:

1. Откладываем межосевое расстояние a_w и проводим окружности: начальные r_{w4}, r_{w5} ; делительные r_4, r_5 и основные r_{b4}, r_{b5} ; окружности вершин r_{a4}, r_{a5} и впадин r_{f4}, r_{f5} . Начальные окружности должны касаться в полюсе зацепления. Расстояние между делительными окружностями по осевой линии равно воспринимаемому смещению u_t . Расстояние между окружностями вершин одного колеса и впадин другого, измеренное по осевой линии, должно быть равно радиальному зазору c^*m .

2. Через полюс зацепления касательно к основным окружностям колес проводим линию зацепления. Точки касания N_4 и N_5 называются предельными точками линии зацепления. Линия зацепления образует с перпендикуляром,

восстановленным к осевой линии в полюсе, угол зацепления. Буквами *a* и *b* отмечена активная линия зацепления.

3. Профили зубьев шестерни переносятся на чертеж проектируемой передачи со схемы станочного зацепления с помощью шаблона; эвольвентную часть профиля зуба колеса строим обычным образом, как траекторию точки прямой при перекатывании ее по основной окружности колеса без скольжения и переносим в точку контакта зубьев *P* на линию зацепления. Переходную часть профиля зуба строим приближенно. У основания зуба делаем закругление. От построенного профиля зуба откладываем толщину зуба по делительной окружности и проводим аналогичный профиль другой стороны зуба.

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат					
					Лист				
					9				

2 Кинематический и силовой анализ рычажного механизма

2.1 Структурный анализ

2.1.1 Схема механизма

Заданная схема механизма представлена на рисунке 2.1.

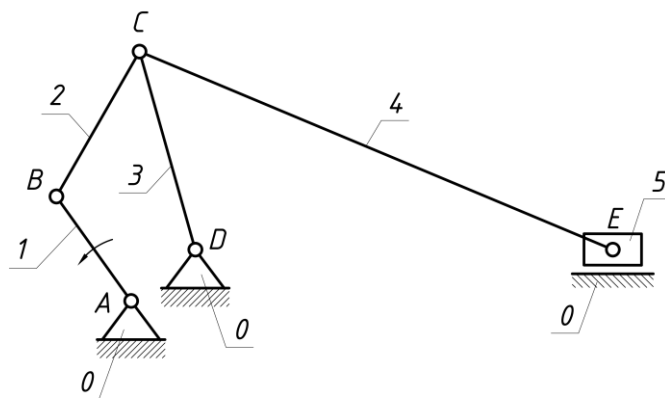


Рисунок 2.1 – Схема механизма

2.1.2 Классификация кинематических пар механизма

В таблице 2.1 представлена классификация кинематических пар заданного механизма.

Таблица 2.1 – Классификация кинематических пар

№ п/п	Номер звеньев, образующих пару	Обозначение	Название	Подвижность	Высшая /низшая
1	0-1	<i>A</i>	Вращательная	1	Н
2	1-2	<i>B</i>	Вращательная	1	Н
3	2-3	<i>C</i>	Вращательная	1	Н
4	0-3	<i>D</i>	Вращательная	1	Н
5	3-4	<i>C</i>	Вращательная	1	Н
6	4-5	<i>E</i>	Вращательная	1	Н
7	0-5	<i>E</i>	Поступательная	1	Н

Исследуемый механизм состоит только из одноподвижных кинематических пар, поэтому $p_1 = 7$ – число одноподвижных кинематических пар в механизме, $p = 7$ – общее число кинематических пар в механизме.

Име. № подл.	Подп. и дата	Име. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат					
					Лист				
					10				

Таблица 2.5 – Результаты измерений

Положение механизма	Векторы на плане скоростей, мм							
	$p_V b$	bc	$p_V c$	ce	$p_V e$	$p_V S_2$	$p_V S_3$	$p_V S_4$
0	47,8	198,4	235,3	235,3	0,0	137,8	117,7	117,7
1	47,8	35,9	81,0	49,4	73,2	64,0	40,5	73,1
2	47,8	22,9	65,8	10,5	67,2	66,3	32,9	56,3
3	47,8	22,7	60,8	16,9	55,1	53,5	30,4	57,4
4	47,8	25,7	56,6	36,0	38,1	50,8	28,3	44,8
5	47,8	30,7	51,9	45,3	21,1	47,5	26,0	32,5
6	47,8	37,2	47,1	46,3	6,8	43,7	23,6	24,4
7	47,8	41,4	44,6	44,6	0,0	41,3	22,3	22,3
8	47,8	44,6	43,2	42,9	4,3	39,7	21,6	22,0
9	47,8	53,0	42,2	38,7	13,7	36,5	21,1	24,7
10	47,8	63,8	47,0	35,8	25,8	35,1	23,5	33,4
11	47,8	83,9	66,3	31,2	52,9	39,8	33,2	58,0
12	47,8	140,7	135,3	22,0	138,2	73,1	67,7	136,3

Таблица 2.6 – Результаты расчётов скоростей

Положение механизма	Скорости точек механизма, м/с								Угловые скорости звеньев, рад/с		
	V_B	V_{CB}	V_C	V_{EC}	V_E	V_{S_2}	V_{S_3}	V_{S_4}	ω_2	ω_3	ω_4
0	1,194	4,960	5,883	5,883	0,000	3,445	2,941	2,941	38,15	36,77	7,84
1	1,194	0,898	2,025	1,235	1,830	1,600	1,013	1,828	6,90	12,66	1,65
2	1,194	0,573	1,645	0,263	1,680	1,658	0,823	1,408	4,40	10,28	0,35
3	1,194	0,568	1,520	0,423	1,378	1,338	0,760	1,435	4,37	9,50	0,56
4	1,194	0,643	1,415	0,900	0,953	1,270	0,708	1,120	4,94	8,84	1,20
5	1,194	0,768	1,298	1,133	0,528	1,188	0,649	0,813	5,90	8,11	1,51
6	1,194	0,930	1,178	1,158	0,170	1,093	0,589	0,610	7,15	7,36	1,54
7	1,194	1,035	1,115	1,115	0,000	1,033	0,558	0,558	7,96	6,97	1,49
8	1,194	1,115	1,080	1,073	0,108	0,993	0,540	0,550	8,58	6,75	1,43
9	1,194	1,325	1,055	0,968	0,343	0,913	0,528	0,618	10,19	6,59	1,29
10	1,194	1,595	1,175	0,895	0,645	0,878	0,588	0,835	12,27	7,34	1,19
11	1,194	2,098	1,658	0,780	1,323	0,995	0,829	1,450	16,13	10,36	1,04
12	1,194	3,518	3,383	0,550	3,455	1,828	1,691	3,408	27,06	21,14	0,73

Подп. и дата

Взам. инв. №

Инв. № дубл.

Подп. и дата

Инв. № подл.

Лист

15

Ли Изм. № докум. Подп. Дат

Зная линейные скорости определим угловые:

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{l_{BC}}; \omega_3 = \frac{V_C}{l_{CD}}; \omega_3 = \frac{V_{EC}}{l_{CE}}.$$

Для определения направления угловой скорости звена, необходимо на плане скоростей взять вектор относительной скорости звена и мысленно перенести его в ведомую точку звена на плане положений (точку стоящую первой в индексе), а вторую точку, стоящую в индексе условно остановить. Направление вращения звена при этом будет характеризовать направление угловой скорости звена.

Результаты расчёта угловых скоростей представлены в таблице 2.6.

2.3.2 Определение ускорений звеньев механизма

Порядок построения плана ускорений аналогичен плану скоростей. То есть, построив план ускорений ведущего звена, строим последовательно план ускорений для всех структурных групп Ассура, входящих в состав механизма.

Ускорение точки B :

$$a_B = a_{BA}^n = (\omega_1)^2 \cdot l_{AB} = (11,94)^2 \cdot 0,1 = 14,25 \text{ м/с}^2.$$

Вычисляем масштаб ускорений:

- для положений 1-11:

$$\mu_a = \frac{a_{BA}}{p_{ab}} = \frac{14,25}{57,0} = 0,25 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)};$$

- для положений 0,12:

$$\mu_a = \frac{a_{BA}}{p_{ab}} = \frac{14,25}{9,5} = 1,5 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)}.$$

Вектор ускорения точки B представляет собой геометрическую сумму вектора ускорения точки A и скорости относительного вращательного движения точки B вокруг точки A :

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t = \vec{a}_{BA}^n.$$

Ускорения \vec{a}_A (стойка неподвижна) и \vec{a}_{BA}^t (кривошип движется с постоянной угловой скоростью) равны нулю. Ускорение \vec{a}_{BA}^n параллельно звену AB и направлено к центру вращения этого звена. Откладываем отрезок $p_a b$.

Инв. № подл.	Подп. и дата	$a_B = a_{BA}^n = (\omega_1)^2 \cdot l_{AB} = (11,94)^2 \cdot 0,1 = 14,25 \text{ м/с}^2.$			
		Вычисляем масштаб ускорений:			
		- для положений 1-11:			
		$\mu_a = \frac{a_{BA}}{p_a b} = \frac{14,25}{57,0} = 0,25 \text{ м/}(\text{с}^2 \cdot \text{мм});$			
Взам. инв. №	Подп. и дата	- для положений 0,12:			
		$\mu_a = \frac{a_{BA}}{p_a b} = \frac{14,25}{9,5} = 1,5 \text{ м/}(\text{с}^2 \cdot \text{мм}).$			
		Вектор ускорения точки B представляет собой геометрическую сумму вектора ускорения точки A и скорости относительного вращательного движения точки B вокруг точки A :			
		$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau = \vec{a}_{BA}^n.$			
Инв. № дубл.	Подп. и дата	Ускорения \vec{a}_A (стойка неподвижна) и \vec{a}_{BA}^τ (кривошип движется с постоянной угловой скоростью) равны нулю. Ускорение \vec{a}_{BA}^n параллельно звену AB и направлено к центру вращения этого звена. Откладываем отрезок $p_a b$.			
Инв. № подл.	Подп. и дата				
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	Лист

Ускорение точки B :

$$\begin{cases} \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB} = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau \\ \vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD} = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^\tau \end{cases} \quad (2.3)$$

Величина нормальных ускорений:

$$a_{CB}^n = l_{BC} \cdot (\omega_2)^2; bn_2 = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a};$$

$$a_{CD}^n = l_{CD} \cdot (\omega_3)^2; pa n_3 = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a}.$$

Ускорение \vec{a}_B нам известно, ускорение \vec{a}_{CB}^n параллельно звену BC и направлено от точки C к точке B (величина известна), а \vec{a}_{CB}^τ направлено перпендикулярно звену BC (величина не известна). Ускорение \vec{a}_D равно нулю, ускорение \vec{a}_{CD}^n параллельно звену CD и направлено от точки D к точке C (величина известна), а \vec{a}_{CD}^τ направлено перпендикулярно звену CD (величина не известна). Поэтому в уравнении (2.3) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из точки b плана ускорений откладываем отрезок bn_2 , изображающий на плане ускорение \vec{a}_{CB}^n . Из его конца проводим прямую перпендикулярно звену BC . Из полюса p_a откладываем отрезок $pa n_3$, изображающий на плане ускорение \vec{a}_{CD}^n . Из его конца проводим прямую перпендикулярно звену CD . Точка пересечения этих прямых даст искомую точку c .

Ускорение точки E :

$$\vec{a}_E = \vec{a}_C + \vec{a}_{EC} = \vec{a}_C + \vec{a}_{EC}^n + \vec{a}_{EC}^\tau. \quad (2.4)$$

Величина нормальных ускорений:

$$a_{EC}^n = l_{CE} \cdot (\omega_4)^2; cn_4 = \frac{a_{EC}^n}{\mu_a}.$$

Ускорение \vec{a}_C нам известно, ускорение \vec{a}_{EC}^n параллельно звену CE и направлено от точки E к точке C (величина известна), а \vec{a}_{EC}^τ направлено перпендикулярно звену CE (величина не известна), а вектор ускорения \vec{a}_E направлен параллельно направляющему ползуна 5. Поэтому в уравнении (2.4) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата						Лист 17
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат						

точки c плана ускорений откладываем отрезок cn_4 , изображающий на плане ускорение \vec{a}_{EC}^n . Из его конца проводим прямую перпендикулярно звену CE . Из полюса p_V проводим прямую параллельно направляющим ползуна 5. Точка пересечения этих прямых даст искомую точку e .

По теореме подобия найдем ускорения центров масс звеньев. Отмечаем точки s_2, s_3 и s_4 на серединах отрезков $bc, p_a c$ и ce соответственно и соединяем их с полюсом p_a .

Замерив длины полученных отрезков, умножаем их на масштабный коэффициент. Получаем значения скоростей точек механизма. Результаты измерений представлены в таблице 2.7. Результаты расчётов представлены в таблице 2.8.

Таблица 2.7 – Результаты измерений

Положение механизма	Векторы на плане ускорений, мм											
	$p_a b$	bn_2	$n_2 c$	$p_a n_3$	$n_3 c$	$p_a c$	cn_4	$n_4 e$	$p_a e$	$p_a s_2$	$p_a s_3$	$p_a s_4$
0	9,5	126,2	82,1	144,2	69,1	159,9	30,8	69,1	174,9	84,6	80,0	163,3
1	57,0	24,8	79,6	102,5	81,4	130,9	8,1	131,4	17,8	91,9	65,5	66,3
2	57,0	10,1	7,5	67,7	15,5	69,4	0,4	70,9	19,6	63,2	34,7	36,7
3	57,0	9,9	4,0	57,8	9,5	58,5	1,0	53,9	34,9	57,5	29,3	39,9
4	57,0	12,7	9,2	50,1	10,0	51,0	4,3	32,4	40,3	53,5	25,5	43,0
5	57,0	18,1	13,2	42,1	11,1	43,6	6,8	10,7	36,4	49,5	21,8	39,6
6	57,0	26,6	16,0	34,7	10,4	36,2	7,1	4,2	28,6	45,1	18,1	32,4
7	57,0	33,0	17,1	31,1	8,6	32,2	6,6	8,6	24,5	42,4	16,1	28,1
8	57,0	38,3	17,8	29,2	6,3	29,8	6,1	9,8	22,3	40,3	14,9	25,7
9	57,0	54,0	20,7	27,8	2,8	28,0	5,0	8,3	22,3	34,3	14,0	24,8
10	57,0	78,3	30,8	34,5	22,1	41,0	4,3	5,5	37,1	26,4	20,5	38,9
11	57,0	135,4	69,5	68,7	77,3	103,3	3,2	25,0	101,8	34,3	51,7	101,8
12	9,5	63,5	37,3	47,7	47,2	67,1	0,3	55,8	50,7	30,6	33,6	52,5

Зная линейные ускорения определим угловые:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^{\tau}}{l_{BC}}; \varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^{\tau}}{l_{CD}}; \varepsilon_3 = \frac{a_{EC}^{\tau}}{l_{CE}}.$$

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата						Лист
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат						18

Для того, чтобы найти направление углового ускорения звена, необходимо на плане ускорений взять вектор тангенциального ускорения звена и мысленно перенести его на план положений в первую точку, стоящую в индексе. Вторую точку мысленно остановить. Направление вращения звена при этом будет характеризовать направление углового ускорения.

Результаты расчётов представлены в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Результаты расчётов ускорений

Положение механизма	Ускорения точек механизма, м/с ²						
	a_B	a_{CB}^n	a_{CB}^τ	a_{CD}^n	a_{CD}^τ	a_C	a_{EC}^n
0	14,25	189,24	123,15	216,27	103,65	239,85	46,14
1	14,25	6,20	19,90	25,63	20,35	32,73	2,03
2	14,25	2,52	1,88	16,91	3,88	17,35	0,09
3	14,25	2,48	1,00	14,44	2,38	14,63	0,24
4	14,25	3,18	2,30	12,51	2,50	12,75	1,08
5	14,25	4,53	3,30	10,52	2,78	10,90	1,71
6	14,25	6,65	4,00	8,67	2,60	9,05	1,79
7	14,25	8,24	4,28	7,77	2,15	8,05	1,66
8	14,25	9,56	4,45	7,29	1,58	7,45	1,53
9	14,25	13,50	5,18	6,96	0,70	7,00	1,25
10	14,25	19,57	7,70	8,63	5,53	10,25	1,07
11	14,25	33,84	17,38	17,17	19,33	25,83	0,81
12	14,25	95,18	55,95	71,51	70,80	100,65	0,40

Продолжение таблицы 2.8

Положение механизма	Ускорения точек механизма, м/с ²					Угловые ускорения звеньев, рад/с ²		
	a_{EC}^τ	a_E	a_{S_2}	a_{S_3}	a_{S_4}	ω_2	ω_3	ω_4
0	103,65	262,41	126,90	119,93	244,95	947,31	647,81	138,20
1	32,85	4,45	22,98	16,36	16,58	153,08	127,19	43,80
2	17,73	4,90	15,80	8,68	9,18	14,42	24,22	23,63
3	13,48	8,73	14,38	7,31	9,98	7,69	14,84	17,97
4	8,10	10,08	13,38	6,38	10,75	17,69	15,63	10,80
5	2,68	9,10	12,38	5,45	9,90	25,38	17,34	3,57

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата						Лист
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат						19

Продолжение таблицы 2.8

Положение механизма	Ускорения точек механизма, м/с ²					Угловые ускорения звеньев, рад/с ²		
	a_{EC}^{τ}	a_E	a_{S_2}	a_{S_3}	a_{S_4}	ω_2	ω_3	ω_4
6	1,05	7,15	11,28	4,53	8,10	30,77	16,25	1,40
7	2,15	6,11	10,60	4,03	7,03	32,88	13,44	2,87
8	2,45	5,58	10,08	3,73	6,43	34,23	9,84	3,27
9	2,08	5,58	8,58	3,50	6,20	39,81	4,38	2,77
10	1,38	9,28	6,60	5,13	9,73	59,23	34,53	1,83
11	6,25	25,45	8,58	12,91	25,45	133,65	120,78	8,33
12	83,70	76,05	45,90	50,33	78,75	430,38	442,50	111,60

2.3.3 Построение кинематических диаграмм движения рабочего звена

Начнем построение графика углового перемещения ползуна 5 $S_E = f(t)$.

Строим оси координат и на оси абсцисс откладываем отрезок $x = 240$ мм, который отображает время T одного полного оборота кривошипа:

$$T = \frac{1}{n_1} = \frac{60}{114} = 0,526 \text{ сек.}$$

Определяем масштаб оси абсцисс:

$$\mu_t = \frac{T}{x} = \frac{0,526}{240} = 0,002193 \text{ сек/мм};$$

$$\mu_{\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{x} = \frac{2 \cdot 3,14}{240} = 0,026 \text{ рад/мм.}$$

По оси ординат масштаб выбираем равным $\mu_y = 0,004 \text{ м/мм}$.

Откладываем положения ползуна в масштабе. После полученные точки соединяем плавной кривой.

Для построения диаграммы скоростей точки C применим метод графического дифференцирования методом хорд.

Для построения диаграммы скоростей в серединах каждого участка ординатные линии. Соединяем последовательно хордами все точки кривой диаграммы перемещений. Каждую хорду параллельно переносим таким образом, чтобы она пересекалась с горизонтальной осью в точке на расстоянии k_1 от

$T = \frac{1}{n_1} = \frac{1}{114} = 0,526 \text{ сек.}$

Определяем масштаб оси абсцисс:

$$\mu_t = \frac{T}{x} = \frac{0,526}{240} = 0,002193 \text{ сек/мм;}$$

$$\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{x} = \frac{2 \cdot 3,14}{240} = 0,026 \text{ рад/мм.}$$

По оси ординат масштаб выбираем равным $\mu_s = 0,004 \text{ м/мм.}$

Откладываем положения ползуна в масштабе. После полученные точки соединяем плавной кривой.

Для построения диаграммы скоростей точки C применим метод графического дифференцирования методом хорд.

Для построения диаграммы скоростей в серединах каждого участка ординатные линии. Соединяем последовательно хордами все точки кривой диаграммы перемещений. Каждую хорду параллельно переносим таким образом, чтобы она пересекалась с горизонтальной осью в точке на расстоянии k_1 от

начала отсчета. Через точку пересечения этой прямой с осью ординат проводим горизонтальную прямую до пересечения с соответствующей срединной ординатной линией. Соединяем полученные точки плавной кривой. Замеряем величины получившихся отрезков в каждой искомой точке и умножаем на масштабный коэффициент.

Для построения диаграммы скоростей выберем отрезок $k_1 = 45,6$ мм, тогда масштаб аналога скоростей будет равен:

$$\mu_V = \frac{\mu_S}{\mu_t \cdot k_1} = \frac{0,004}{0,002193 \cdot 45,6} = 0,04 \text{ м/(мм} \cdot \text{с)}.$$

Для построения диаграммы ускорений точки C применим метод графического дифференцирования методом касательных.

Для построения диаграммы ускорений в каждой точке кривой диаграммы скоростей необходимо провести касательную. Далее каждую касательную параллельно переносят таким образом, чтобы она пересекалась с горизонтальной осью в точке на расстоянии k_2 от начала отсчета. Отрезок между точкой пересечения перенесенной касательной с вертикальной осью и началом координат графически изображает аналог скорости в данном положении. Соединяем полученные точки плавной кривой.

Для построения диаграммы ускорений выберем отрезок $k_2 = 12,2$ мм, тогда масштаб аналога ускорений будет равен:

$$\mu_a = \frac{\mu_V}{\mu_t \cdot k_2} = \frac{0,04}{0,002193 \cdot 12,2} = 1,5 \text{ рад/(мм} \cdot \text{с}^2\text{)}.$$

Следует отметить, что точность получения ускорения методом графического дифференцирования значительно ниже по сравнению с планом ускорений.

Результаты расчётов заносим в таблицу 2.9.

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат					
					Лист				
					21				

Таблица 2.9 – Результаты кинематического расчёта

Поло- жение меха- низма	Метод планов		Метод графиков		Погрешность, %	
	Скорость звена 5, м/с	Ускорение звена 5, м/с ²	Скорость звена 5, м/с	Ускорение звена 5, м/с ²		
	V_E	a_E	V_E	a_E	δ_V	δ_a
0	0	262,41	0	252,30	0	3,85
1	1,830	4,45	1,860	-4,50	1,64	1,12
2	1,680	4,90	1,664	-4,80	0,95	2,04
3	1,378	8,73	1,372	-8,40	0,40	3,72
4	0,953	10,08	0,952	-9,75	0,05	3,23
5	0,528	9,10	0,528	-8,70	0,09	4,40
6	0,170	7,15	0,172	-6,90	1,18	3,50
7	0	6,11	0	-6,15	0	0,61
8	0,108	5,58	-0,104	-5,40	3,26	3,14
9	0,343	5,58	-0,344	-5,40	0,44	3,14
10	0,645	9,28	-0,660	-9,45	2,33	1,89
11	1,323	25,45	-1,388	-26,55	4,95	4,32
12	3,455	76,05	-3,340	-72,30	3,33	4,93

2.4 Силовой анализ механизма

2.4.1 Определение силовых факторов

Вес звеньев определим по формуле:

$$G_i = m_i \cdot g,$$

где $g = 9,81 \text{ кг/с}^{-2}$ – ускорение свободного падения.

Силы инерции для звеньев механизма определяем по формуле:

$$F_{U_i} = m_i \cdot a_{S_i}.$$

Момент пары сил инерции определяется по формуле:

$$M_{u_i} = J_{S_i} \cdot \varepsilon_i.$$

Результаты расчётов сводим в таблицу 3.1.

Ине. № подп.	Подп. и дата	Ине. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата						Лист
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат						22

Таблица 3.1 – Силовые параметры механизма

Параметр	Номер звена				
	1	2	3	4	5
Масса звеньев m , кг	9	14	18	55	1260
Вес звеньев G , Н	88,29	137,34	176,58	539,55	12360,60
Величина вектора ускорения a_S , м/с ²	0,00	14,38	7,31	9,98	8,73
Величина силы инерции F_U , Н	0,00	201,25	131,63	548,63	10993,50
Момент инерции звена J_S , кг·м ²	-	0,2	0,038	2,2	-
Величина углового ускорения ε , рад/с ²	-	7,69	14,84	17,97	-
Инерционный момент M_U , Н·м	-	1,54	0,56	39,53	-

2.4.2 Силовой анализ группы Ассура 4-5

Вычерчиваем отдельно группу 4-5 в масштабе. Связь этой группы со звеном 3 и направляющими ползуна заменяем силами R_{34} и R_{05} соответственно. Прикладываем к группе все внешние силы: сила G_4 в точке S_4 ; сила G_5 в точке E ; сила F_2 в точке E . Прежде чем составлять уравнение статики, необходимо, на основании принципа Даламбера, уравновесить систему с помощью сил инерции.

Перейдём к определению реакций в кинематических парах.

$$\sum M_E (4) = -R_{34}^r \cdot |CE| + G_4 \cdot |h_1| - F_{U_4} \cdot |h_2| + M_{U_4}/\mu_l = 0;$$

$$R_{34}^r = \frac{G_4 \cdot |h_1| - F_{U_4} \cdot |h_2| + M_{U_4}/\mu_l}{|CE|} =$$

$$= \frac{539,55 \cdot 91,8 - 548,63 \cdot 46,5 + 39,53/0,004}{187,5} = 180,81 \text{ Н.}$$

Уравнение равновесия будет иметь вид:

$$\vec{R}_{34}^n + \vec{R}_{34}^r + \vec{G}_4 + \vec{F}_{U_4} + \vec{G}_5 + \vec{F}_{U_5} + F_2 + \vec{R}_{05} = 0.$$

Для построения плана сил выбираем масштаб: $\mu_P = 40 \text{ Н/мм}$.

Размеры векторов сил на плане:

$$|G_4| = G_4/\mu_P = 539,55/40 = 13,5 \text{ мм};$$

$$|F_{U_4}| = F_{U_4}/\mu_P = 548,63/40 = 13,7 \text{ мм};$$

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.						Лист
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	23

$$|F_{U_3}| = F_{U_3}/\mu_P = 131,63/30 = 4,4 \text{ мм};$$

$$|R_{43}| = R_{43}/\mu_P = 7528/30 = 250,9 \text{ мм};$$

$$|R_{12}^r| = R_{12}^r/\mu_P = 64,92/30 = 2,2 \text{ мм};$$

$$|R_{03}^r| = R_{03}^r/\mu_P = 37,89/30 = 1,3 \text{ мм}.$$

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению.

Получаем:

$$R_{03} = |R_{03}| \cdot \mu_P = 332,6 \cdot 30 = 9978 \text{ Н};$$

$$R_{23} = R_{32} = |R_{23}| \cdot \mu_P = 317,6 \cdot 30 = 9528 \text{ Н};$$

$$R_{12} = |R_{12}| \cdot \mu_P = 318,2 \cdot 30 = 9546 \text{ Н}.$$

2.4.4 Силовой расчёт ведущего звена

Вычерчиваем отдельно звено 1 в масштабе. Связь этого звена со звеном 2 и стойкой заменяем силами R_{21} и R_{01} соответственно. Прикладываем к звену все внешние силы: сила G_1 в точке A ; сила F_{yp} в точке B .

Определим величину уравновешивающей силы:

$$\sum M_A(1) = R_{21} \cdot |h_1| - F_{yp} \cdot |AB| = 0;$$

$$F_{yp} = R_{21} \cdot \frac{|h_1|}{|AB|} = 9546 \cdot \frac{22,8}{25} = 8705,95 \text{ Н}.$$

Величину опорной реакции R_{01} определяем из уравнения статики:

$$\sum F = \vec{R}_{21} + \vec{G}_1 + \vec{F}_{yp} + \vec{R}_{01} = 0.$$

Для построения плана сил выбираем масштаб: $\mu_P = 40 \text{ Н/мм}$.

Размеры векторов сил на плане:

$$|G_1| = G_1/\mu_P = 88,29/40 = 2,2 \text{ мм};$$

$$|R_{21}| = R_{21}/\mu_P = 9546/40 = 238,7 \text{ мм};$$

$$|F_{yp}| = F_{yp}/\mu_P = 8705,95/40 = 217,6 \text{ мм}.$$

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению.

Получаем:

$$R_{01} = |R_{01}| \cdot \mu_P = 99,2 \cdot 40 = 3968 \text{ Н}.$$

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.							
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.							
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат						
										Лист
										25

2.4.5 Определение уравновешивающей силы методом Н. Е. Жуковского

Вычерчиваем в принятом масштабе план скоростей механизма, повернутый на 90° . В соответствующих точках плана скоростей прикладываем заданную внешнюю нагрузку и инерционные силы звеньев. В точке A прикладываем уравновешивающую силу. Моменты сил инерции, приложенные к шатуну и кривошипу, заменяем парами сил и прикладываем к рычагу Н.Е. Жуковского:

$$F_{M_2} = \frac{M_{U_2}}{l_{BC}} = \frac{1,54}{0,1} = 15,40 \text{ Н};$$

$$F_{M_3} = \frac{M_{U_3}}{l_{DE}} = \frac{0,56}{0,13} = 4,34 \text{ Н};$$

$$F_{M_4} = \frac{M_{U_4}}{l_{CE}} = \frac{39,53}{0,75} = 52,70 \text{ Н}.$$

Составляем уравнения равновесия рычага Н.Е. Жуковского.

$$\begin{aligned} \sum M = F_{yp}^{\text{ж}} \cdot |p_V b| - G_2 \cdot |h_1| - F_{U_2} \cdot |h_2| - G_3 \cdot |h_3| - F_{U_3} \cdot |h_4| - \\ - G_4 \cdot |h_5| - F_{U_4} \cdot |h_6| - (F_{U_5} - F_2) \cdot |p_V e| + F_{M_2} \cdot |bc| + F_{M_3} \cdot |p_V c| - \\ - F_{M_4} \cdot |ce| = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{yp}^{\text{ж}} = (G_2 \cdot |h_1| + F_{U_2} \cdot |h_2| + G_3 \cdot |h_3| + F_{U_3} \cdot |h_4| + G_4 \cdot |h_5| + \\ + F_{U_4} \cdot |h_6| + (F_{U_5} - F_2) \cdot |p_V e| - F_{M_2} \cdot |bc| - F_{M_3} \cdot |p_V c| + \\ + F_{M_4} \cdot |ce|) / |p_V b| = (137,34 \cdot 88,7 + 201,25 \cdot 21,6 + 176,58 \cdot 33,0 + \\ + 131,63 \cdot 19,7 + 539,55 \cdot 33,0 + 548,63 \cdot 148,0 + (10993,50 - 4000) \times \\ \times 220,3 - 15,40 \cdot 90,9 - 4,34 \cdot 243,3 + 52,70 \cdot 67,5) / 191,2 = \\ = 8711,94 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Оцениваем расхождение между в нахождении уравновешивающей силы двумя способами:

$$\Delta = \frac{|F_{yp}^{\text{ж}} - F_{yp}|}{F_{yp}^{\text{ж}}} \cdot 100\% = \frac{|8711,94 - 8705,95|}{8711,94} \cdot 100\% = 0,07\%.$$

Ине. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Подп. и дата					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат				
					Лист			
					26			

где H_1 – полюсное расстояние.

Аналогичным образом строим кривую $S = f(\varphi)$, масштаб которой связан с масштабом кривой $S' = f(\varphi)$ следующим равенством:

$$\mu_S = H_2 \cdot \mu_\varphi \cdot \mu_{S'},$$

где H_2 – полюсное расстояние.

В нашем случае $H_1 = 12,1$ мм; $H_2 = 45$ мм.

Построив кривую $S(\varphi)$ замеряем значение $l_{max} = 125$ мм. Определяем масштабные коэффициенты перемещения, скорости и ускорения толкателя и их аналогов:

$$\mu_S = \frac{S_{max}}{l_{max}} = \frac{0,025}{125} = 0,0002 \text{ м/мм};$$

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{H_2 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,0002}{45 \cdot 0,0175} = 0,000255 \text{ м/мм};$$

$$\mu_{S''} = \frac{\mu_{S'}}{H_1 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,000225}{12,1 \cdot 0,0175} = 0,00121 \text{ м/мм}.$$

3.3 Определение основных размеров механизма

Задачей динамического синтеза в данном случае является определение такого минимального радиус-вектора профиля кулачка R_0 , при котором переменный угол давления ϑ_d ни в одном положении кулачкового механизма не будет больше ϑ_d . Для этого необходимо построить диаграмму $S = f(S')$, представляющую собой изменение перемещения толкателя (S) в зависимости от его скорости (S'), графически исключив ось φ из диаграмм $S = f(\varphi)$ и $S' = f(\varphi)$. При этом на получаемой диаграмме $S = f(S')$ масштабы на обеих осях должны быть между собой равны, следовательно, при построении диаграммы необходимо пересчитать эти масштабы в какой-либо один. Принимаем $\mu_S = \mu_{S'} = 0,0004$ м/мм. Результаты пересчёта размеров в этот масштаб представлены в таблице 3.2.

К построенной диаграмме проводим предельные касательные $t - t$ под углом ϑ_d к оси ординат. Эти касательные продолжаем до их взаимного пересечения в точке O_1 .

Инв. № подл.	Подп. и дата				Лист
	Взам. инв. №				
	Инв. № дубл.				
	Подп. и дата				
<p>Задачи динамического синтеза в данном случае является определение такого минимального радиус-вектора профиля кулачка R_0, при котором переменный угол давления ϑ_d ни в одном положении кулачкового механизма не будет больше ϑ_d. Для этого необходимо построить диаграмму $S = f(S')$, представляющую собой изменение перемещения толкателя (S) в зависимости от его скорости (S'), графически исключив ось φ из диаграмм $S = f(\varphi)$ и $S' = f(\varphi)$. При этом на получаемой диаграмме $S = f(S')$ масштабы на обеих осях должны быть между собой равны, следовательно, при построении диаграммы необходимо пересчитать эти масштабы в какой-либо один. Принимаем $\mu_S = \mu_{S'} = 0,0004$ м/мм. Результаты пересчёта размеров в этот масштаб представлены в таблице 3.2.</p> <p>К построенной диаграмме проводим предельные касательные $t - t$ под углом ϑ_d к оси ординат. Эти касательные продолжаем до их взаимного пересечения в точке O_1.</p>					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	28

Таблица 3.2 – К расчёту радиуса кулачка

Положение кулачка	0,33	1	2	3	4	5	6	7
Скорость S' в масштабе $\mu_{S'}$, мм	0	3,2	12,8	28,8	51,1	73,5	89,5	99,1
Скорость S' в масштабе μ_l , мм	0	0,1	0,2	0,5	0,8	1,2	1,4	1,6
Перемещение S в масштабе μ_S , мм	0	0,2	1,3	4,4	10,4	20,0	32,6	47,0
Перемещение S в масштабе μ_l , мм	0	0,1	0,7	2,2	5,2	10,0	16,3	23,5

Продолжение таблицы 3.2

Положение кулачка	8	9	10	11	12	13	14	15
Скорость S' в масштабе $\mu_{S'}$, мм	102,3	99,1	89,5	73,5	51,1	28,8	12,8	3,2
Скорость S' в масштабе μ_l , мм	1,6	1,6	1,4	1,2	0,8	0,5	0,2	0,1
Перемещение S в масштабе μ_S , мм	62,5	78,0	92,4	105,0	114,6	120,6	123,7	124,8
Перемещение S в масштабе μ_l , мм	31,3	39,0	46,2	52,5	57,3	60,3	61,8	62,4

Продолжение таблицы 3.2

Положение кулачка	16,17	18	19	20	21	22	23	24
Скорость S' в масштабе $\mu_{S'}$, мм	0	-3,2	-12,8	-28,8	-51,1	-73,5	-89,5	-99,1
Скорость S' в масштабе μ_l , мм	0	-0,1	-0,2	-0,5	-0,8	-1,2	-1,4	-1,6
Перемещение S в масштабе μ_S , мм	125,0	124,8	123,7	120,6	114,6	105,0	92,4	78,0
Перемещение S в масштабе μ_l , мм	62,5	62,4	61,8	60,3	57,3	52,5	46,2	39,0

Продолжение таблицы 3.2

Положение кулачка	25	26	27	28	29	30	31	32
Скорость S' в масштабе $\mu_{S'}$, мм	-102,3	-99,1	-89,5	-73,5	-51,1	-28,8	-12,8	-3,2
Скорость S' в масштабе μ_l , мм	-1,6	-1,6	-1,4	-1,2	-0,8	-0,5	-0,2	-0,1
Перемещение S в масштабе μ_S , мм	62,5	47,0	32,6	20,0	10,4	4,4	1,3	0,2
Перемещение S в масштабе μ_l , мм	31,3	23,5	16,3	10,0	5,2	2,2	0,7	0,1

Заштрихованная область, определяемая пересечением предельных касательных $t - t$, является областью центров вращения кулачков.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Инв. № подл.						Лист
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат						29	

Минимальное значение R_{0min} получится в том случае, если центр вращения кулачка расположить в точке O_1 .

Принимаем $|R_0| = 150,5$ мм.

$$R_0 = |R_0| \cdot \mu_l = 155 \cdot 0,0004 = 0,062 \text{ м} = 62 \text{ мм.}$$

3.4 Синтез профиля кулачка

В обращенном движении кулачок вращается с угловой скоростью, равной: $\omega_1 + (-\omega_1) = 0$.

Порядок построения.

На свободном месте выбирается произвольная точка O , являющаяся центром исходного контура кулачка. Принимаем масштабный коэффициент длин $\mu_s = 0,001$ м/мм.

$$|R_0| = \frac{R_0}{\mu_l} = \frac{0,062}{0,001} = 62 \text{ мм.}$$

Строим окружность $|R_0| = 62$ мм с центром O . Окружность $|R_0|$ разбиваем на углы, соответствующие углам поворота кулачка на диаграммах перемещения и аналога скорости. Через полученных точки проводим лучи из центра окружности O . Точки пересечения этих лучей с окружностью $|R_0|$ – точки $B_0 - B_{33}$. От этих точек по соответствующим лучам откладываем отрезки, равные перемещению толкателя в соответствующем положении ($D_0 - D_i$) – получаем точки $C_0 - C_{33}$. Соединяем концы полученных отрезков плавной линией. Полученный профиль – теоретический профиль кулачка.

Для построения рабочего профиля необходимо знать радиус ролика толкателя. Т.к. он не задан, то его выбираем из конструктивных соображений:

$$r_{рол} = 0,4 \cdot R_0 = 0,4 \cdot 62 = 24,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $r_{рол} = 25$ мм.

$$|r_{рол}| = \frac{r_{рол}}{\mu_l} = \frac{0,025}{0,001} = 25 \text{ мм.}$$

Ине. № подл	Подп. и дата				Лист	
Ине. № дубл.	Взам. инв. №				30	
Подп. и дата	Подп. и дата					
Ли Изм. № докум. Подп. Дат						

мещения и аналога скорости. Через полученных точки проводим лучи из центра окружности O . Точки пересечения этих лучей с окружностью $|R_0|$ – точки $B_0 - B_{33}$. От этих точек по соответствующим лучам откладываем отрезки, равные перемещению толкателя в соответствующем положении ($D_0 - D_i$) – получаем точки $C_0 - C_{33}$. Соединяем концы полученных отрезков плавной линией. Полученный профиль – теоретический профиль кулачка.

Для построения рабочего профиля необходимо знать радиус ролика толкателя. Т.к. он не задан, то его выбираем из конструктивных соображений:

$$r_{\text{рол}} = 0,4 \cdot R_0 = 0,4 \cdot 62 = 24,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $r_{\text{рол}} = 25 \text{ мм.}$

$$|r_{\text{рол}}| = \frac{r_{\text{рол}}}{\mu_l} = \frac{0,025}{0,001} = 25 \text{ мм.}$$

Выбрав радиус ролика, из любых точек теоретического профиля кулачка (чем чаще, тем лучше) проводят дуги окружности $r = r_p$ внутренним образом. Проведя огибающую к дугам, получаем рабочий профиль кулачка.

Инв. № подл.	Подп. и дата				Взам. инв. №	Подп. и дата
	Инв. № дубл.					
	Подп. и дата					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат		
Лист						
31						

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин. – М: «Высшая школа», 1998 г.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М: «Наука», 1988 г.
3. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1967.
4. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: - М.: Высшая школа, 1986.
5. Кореняко А. С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – Киев: Вища школа, 1970. – 332 с.

Ине. № подл						Подп. и дата	
Подп. и дата						Ине. № дубл.	
Взам. инв. №						Подп. и дата	
Ине. № подл						Лист	
	Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат		32