

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.....	21
2.4 Силовой анализ механизма.....	22
2.4.1 Определение силовых факторов.....	22
2.4.2 Силовой анализ группы Ассура 4-5	22
2.4.3 Силовой анализ группы Ассура 2-3	23
2.4.4 Силовой расчёт ведущего звена	25
2.4.5 Определение уравновешивающей силы методом Н. Е. Жуковского ..	25

Подп. и дата		Взам. инв. №		Инв. № дубл.		Подп. и дата		Инв. № подл.																																																													
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td colspan="5"></td> </tr> <tr> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td colspan="5"></td> </tr> <tr> <td style="width: 30px; height: 20px;">Изм.</td> <td style="width: 30px; height: 20px;">Лист</td> <td style="width: 30px; height: 20px;">№ докум.</td> <td style="width: 30px; height: 20px;">Подп.</td> <td style="width: 30px; height: 20px;">Дата</td> <td colspan="5"></td> </tr> <tr> <td style="width: 30px; height: 20px;">Разраб.</td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td colspan="5" rowspan="5"></td> </tr> <tr> <td style="width: 30px; height: 20px;">Пров.</td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> </tr> <tr> <td style="width: 30px; height: 20px;">Т. контр.</td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> </tr> <tr> <td style="width: 30px; height: 20px;">Н. контр.</td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> </tr> <tr> <td style="width: 30px; height: 20px;">Утв.</td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> </tr> </table>																														Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						Разраб.										Пров.					Т. контр.					Н. контр.					Утв.				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата																																																																	
Разраб.																																																																					
Пров.																																																																					
Т. контр.																																																																					
Н. контр.																																																																					
Утв.																																																																					
					<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 30px; height: 20px;">Литера</td> <td style="width: 30px; height: 20px;">Лист</td> <td style="width: 30px; height: 20px;">Листов</td> </tr> <tr> <td style="width: 30px; height: 20px;"></td> <td style="width: 30px; height: 20px; text-align: center;">1</td> <td style="width: 30px; height: 20px; text-align: center;">34</td> </tr> </table>					Литера	Лист	Листов		1	34																																																						
Литера	Лист	Листов																																																																			
	1	34																																																																			

3	Кинематический синтез и проектирование кулачковых механизмов с роликовым толкателем.....	27
3.1	Исходные данные к проектированию кулачковых механизмов.....	27
3.2	Построение кинематических диаграмм движения толкателя	27
3.2.1	Построение графика $a\varphi = f''\varphi$	27
3.2.2	Построение графиков $V\varphi = f'\varphi$ и $S = f\varphi$ методом графического интегрирования.....	28
3.3	Расчет масштабного коэффициента угла поворота кулачка, масштабных коэффициентов перемещений, аналогов скоростей и аналогов ускорений. __	29
3.4	Определение минимального радиуса профиля кулачка	30
3.5	Построение теоретического и действительного профиля кулачка ____	32
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	34

Инв. № 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

3. Смещение исходного контура:

у шестерни – $x_4 m = 0,48 \cdot 3 = 1,44$ мм;

у колеса – $x_5 m = 0,15 \cdot 3 = 0,45$ мм.

4. Определим радиусы основных окружностей:

$$r_{b4} = r_4 \cdot \cos(\alpha) = 21 \cdot \cos(20^\circ) = 19,73 \text{ мм};$$

$$r_{b5} = r_5 \cdot \cos(\alpha) = 37,5 \cdot \cos(20^\circ) = 35,24 \text{ мм}.$$

5. Определим угол зацепления зубчатой передачи:

$$\begin{aligned} \text{inv}(\alpha_w) &= \frac{2 \cdot (x_4 + x_5) \cdot \tan(\alpha)}{z_4 + z_5} + \text{inv}(\alpha) = \\ &= \frac{2 \cdot (0,48 + 0,15) \cdot \tan(20^\circ)}{14 + 25} + \text{inv}(20^\circ) = 0,0267. \end{aligned}$$

Используя таблицы инвалютов, находим угол зацепления: $\alpha_w = 24,09^\circ$.

6. Определим радиусы начальных окружностей шестерни и колеса:

$$r_{w4} = r_4 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 21 \cdot \frac{\cos(20^\circ)}{\cos(24,09^\circ)} = 21,62 \text{ мм};$$

$$r_{w5} = r_5 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 37,5 \cdot \frac{\cos(20^\circ)}{\cos(24,09^\circ)} = 38,60 \text{ мм}.$$

7. Определим делительное межосевое расстояние:

$$a = m \cdot \frac{z_4 + z_5}{2} = 3 \cdot \frac{14 + 25}{2} = 58,5 \text{ мм}.$$

8. Определим межосевое расстояние:

$$a_w = m \cdot \frac{z_4 + z_5}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 3 \cdot \frac{14 + 25}{2} \cdot \frac{\cos(20^\circ)}{\cos(24,09^\circ)} = 60,22 \text{ мм}.$$

9. Определим коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{60,22 - 58,5}{3} = 0,57 \text{ мм}.$$

10. Определим коэффициент суммы смещения:

$$\sum x = x_4 + x_5 = 0,48 + 0,15 = 0,63 \text{ мм}.$$

11. Определим коэффициент уравнивающего смещения:

$$\Delta y = \sum x - y = 0,63 - 0,57 = 0,06 \text{ мм}.$$

12. Высота делительной ножки зуба (высота головки):

$$h_{a4} = m \cdot (f_a^* + x_4 - \Delta y) = 3 \cdot (1 + 0,48 - 0,06) = 4,27 \text{ мм};$$

$$h_{a5} = m \cdot (f_a^* + x_5 - \Delta y) = 3 \cdot (1 + 0,15 - 0,06) = 3,28 \text{ мм}.$$

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

13. Высота делительной ножки зуба (высота ножки):

$$h_{f4} = m \cdot (f_a^* + c^* - x_4) = 3 \cdot (1 + 0,25 - 0,48) = 2,31 \text{ мм};$$

$$h_{f5} = m \cdot (f_a^* + c^* - x_5) = 3 \cdot (1 + 0,25 - 0,15) = 3,30 \text{ мм}.$$

14. Определим радиусы вершин зубьев шестерни и колеса:

$$r_{a4} = r_4 + h_{a4} = 21 + 4,27 = 25,27 \text{ мм};$$

$$r_{a5} = r_5 + h_{a5} = 37,5 + 3,28 = 40,78 \text{ мм}.$$

15. Окружной делительный шаг:

$$p = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 3 = 9,42 \text{ мм}.$$

16. Толщина зуба по делительной окружностям шестерни и колеса:

$$s_4 = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_4 \cdot \tan(\alpha) \right) = 3 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,48 \cdot \tan(20^\circ) \right) = 5,76 \text{ мм};$$

$$s_5 = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_5 \cdot \tan(\alpha) \right) = 3 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,15 \cdot \tan(20^\circ) \right) = 5,04 \text{ мм}.$$

17. Углы профиля в точке на окружности вершин:

$$\alpha_{a4} = \arccos\left(\frac{r_{b4}}{r_{a4}}\right) = \arccos\left(\frac{19,73}{25,27}\right) = 38,65^\circ;$$

$$\alpha_{a5} = \arccos\left(\frac{r_{b5}}{r_{a5}}\right) = \arccos\left(\frac{35,24}{40,78}\right) = 30,21^\circ.$$

18. Окружная толщина зуба на окружности вершин:

$$\begin{aligned} s_{a4} &= 2 \cdot r_{a4} \cdot \left[\frac{s_4}{2 \cdot r_4} + \text{inv}(\alpha) - \text{inv}(\alpha_{a4}) \right] = \\ &= 2 \cdot 25,27 \cdot \left[\frac{5,76}{2 \cdot 21} + \text{inv}(20^\circ) - \text{inv}(38,65^\circ) \right] = 1,36 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s_{a5} &= 2 \cdot r_{a5} \cdot \left[\frac{s_5}{2 \cdot r_5} + \text{inv}(\alpha) - \text{inv}(\alpha_{a5}) \right] = \\ &= 2 \cdot 40,78 \cdot \left[\frac{5,04}{2 \cdot 37,5} + \text{inv}(20^\circ) - \text{inv}(30,21^\circ) \right] = 2,21 \text{ мм}. \end{aligned}$$

19. Коэффициенты толщины зубьев по окружности вершин:

$$s_{a4}^* = \frac{s_{a4}}{m} = \frac{1,36}{3} = 0,45;$$

$$s_{a5}^* = \frac{s_{a5}}{m} = \frac{2,21}{3} = 0,74.$$

20. Определим радиусы окружностей впадин:

$$r_{f4} = r_4 - h_{f4} = 21 - 2,31 = 18,69 \text{ мм};$$

$$r_{f5} = r_5 - h_{f5} = 37,5 - 3,30 = 34,20 \text{ мм}.$$

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Инв. № подл.						
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат							
											Лист
											7

21. Вычисляем коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_a = \frac{z_1 \cdot [\tan(\alpha_{a1}) - \tan(\alpha_w)] + z_2 \cdot [\tan(\alpha_{a2}) - \tan(\alpha_w)]}{2 \cdot \pi} =$$

$$= \frac{14 \cdot [\tan(38,65^\circ) - \tan(24,09^\circ)] + 25 \cdot [\tan(30,21^\circ) - \tan(24,09^\circ)]}{2 \cdot 3,14} = 1,323.$$

1.3 Построение зацепления.

Для построения эвольвентного зацепления выбираем масштабный коэффициент длин и переведем все геометрические параметры зубчатых колес в этот коэффициент: М10:1.

Переводим все значения через масштабный коэффициент длин μ_l и результаты заносим в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Размеры зацепления в масштабе, мм

Параметр зацепления	r_4	r_{w4}	r_{b4}	r_{f4}	r_{a4}	s_4	s_{a4}
Величина параметра, м	21,00	21,62	19,73	18,69	25,27	5,76	1,36
Величина параметра в масштабе, мм	210,0	216,2	197,3	186,9	252,7	57,6	13,6

Продолжение таблицы 3.1

Параметр зацепления	a_w	r_5	r_{w5}	r_{b5}	r_{f5}	r_{a5}	s_5	s_{a5}
Величина параметра, м	60,22	37,50	38,60	35,24	34,20	40,78	5,04	2,21
Величина параметра в масштабе, мм	602,2	375,0	386,0	352,4	342,0	407,8	50,4	22,1

По вычисленным параметрам проектируем 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 s^*t .

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат					
					Лист				
					8				

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.

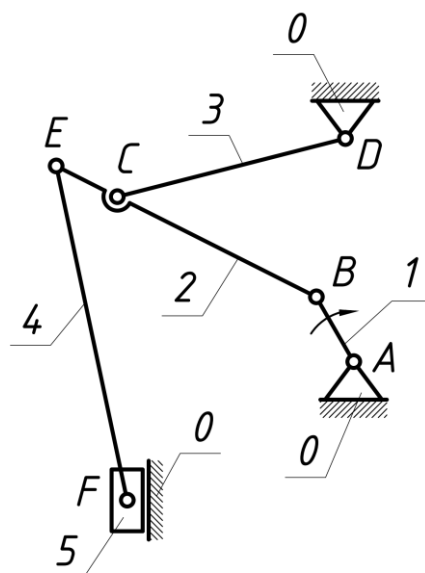


Рисунок 2.1 – Схема механизма

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	2-4	<i>E</i>	Вращательная	1	Н
6	4-5	<i>F</i>	Вращательная	1	Н
7	0-5	<i>F</i>	Поступательная	1	Н

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

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.

2.1.3 Классификация звеньев механизма

Классификация звеньев механизма представлена в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Классификация звеньев

№ п/п	Номер звена	Название	Движение
1	0	Стойка	Отсутствует
2	1	Кривошип	Вращательное
3	2	Шатун	Сложное
4	3	Коромысло	Качательное
5	4	Шатун	Сложное
6	5	Ползун	Поступательное

2.1.4 Определяем подвижность сложного механизма

Формулы для определения подвижности механизма:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2,$$

где W – подвижность механизма;

n – число подвижных звеньев механизма;

p_i – число кинематических пар i -той подвижности.

Подставив данные, полученные выше ($n = 5$, $p_1 = 7$, $p_2 = 0$), найдем подвижность этого сложного механизма:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

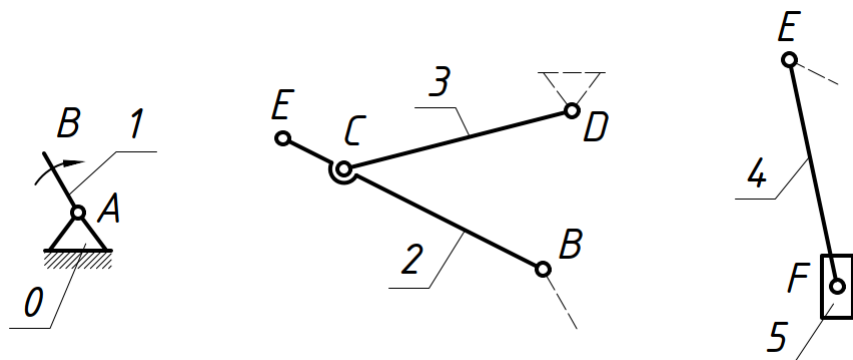
2.1.5 Проводим классификацию структурных групп

Классификация структурных групп представлена в таблице 2.3 и на рисунке 2.2.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Инв. № подл.	Лист
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат		11

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

№ п/п	Номер звеньев, образующих группу	Класс, порядок, вид
1	0-1	Механизм I класса
2	2-3	II класс 2 порядок 1 вид
3	4-5	II класс 2 порядок 2 вид



2.1.6 Определяем класс сложного механизма

2.2 План положений механизма

План положений механизма – это графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма за рассматриваемый промежуток времени, выполненное в определенном масштабном коэффициенте.

Построение плана положения начинают с изображения элементов стойки, т.е. шарнирно-неподвижных опор и направляющих. Далее последовательно изображают ведущие звенья в заданных положениях и структурные группы звеньев. Положение подвижных характерных точек определяются с помощью метода засечек.

Для построения кинематической схемы плоского рычажного механизма выберем масштабный коэффициент длин μ_l .

Масштабный коэффициент длин:

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{|AB|} = \frac{0,13}{32,5} = 0,004 \text{ м/мм},$$

где l_{AB} – действительная длина кривошипа, м;

$|AB|$ – произвольно выбранная длина кривошипа на чертеже, мм.

Далее переводим длины оставшихся звеньев в мм через масштабный коэффициент длин, используя формулу:

$$|l_i| = \frac{l_i}{\mu_l},$$

где i – обозначение звена, для которого вычисляется длина на кинематической схеме.

Результаты заносим в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Приведённые размеры механизма, мм

$ AB $	$ BC $	$ CD $	$ CE $	$ EF $	$ X_D $	$ Y_D $	$ X_F $
32,5	87,5	65	22,5	123,8	-35,8	78,8	-85

По полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте строим план положений механизма.

2.3 Кинематический анализ рычажного механизма

2.3.1 Определение скоростей звеньев механизма

Определим скорость всех обозначенных точек механизма с помощью плана скоростей.

Угловая скорость кривошипа:

$$\omega_1 = \frac{n_1 \cdot \pi}{30} = \frac{187 \cdot 3,14}{30} = 19,58 \text{ рад/с}.$$

Скорость точки B :

$$V_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = 19,58 \cdot 0,13 = 2,546 \text{ м/с}.$$

Выбираем масштаб скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_B}{p_{vb}} = \frac{2,546}{63,7} = 0,04 \text{ м/(с} \cdot \text{мм)}.$$

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Подп. и дата					
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Подп. и дата					
				Лист	13			

направление. Решаем его графически. Из точки e плана скоростей проводим прямую перпендикулярно звену EF . Из полюса p_V проводим прямую параллельно направляющим ползуна 5. Точка пересечения этих прямых даст искомую точку f .

По теореме подобия найдем скорости центров масс звеньев. Отмечаем точки s_2 , s_3 и s_4 на серединах отрезков be , p_Vc и ef соответственно и соединяем их с полюсом p_V .

Замерив длины полученных отрезков, умножаем их на масштабный коэффициент. Получаем значения скоростей точек механизма. Результаты измерений представлены в таблице 2.5. Результаты расчётов представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.5 – Результаты измерений

Положение механизма	Векторы на плане скоростей, мм									
	p_Vb	bc	p_Vc	be	p_Ve	ef	p_Vf	p_Vs_2	p_Vs_3	p_Vs_4
0	63,7	56,9	9,3	71,5	10,6	10,6	0,0	28,4	4,7	5,3
1	63,7	22,3	49,6	28,0	47,1	20,0	47,6	54,2	24,8	46,3
2	63,7	1,6	63,3	2,0	63,2	34,4	59,5	63,4	31,7	58,9
3	63,7	15,0	61,9	18,9	62,1	42,9	49,1	62,2	31,0	51,7
4	63,7	32,5	49,9	40,9	49,3	38,1	31,3	53,2	25,0	36,6
5	63,7	50,3	30,4	63,2	30,6	21,9	20,1	38,7	15,2	23,5
6	63,7	62,2	8,8	78,2	17,4	2,6	17,0	25,6	4,4	17,2
7	63,7	61,4	12,3	77,2	19,1	14,8	13,3	26,9	6,2	14,7
8	63,7	43,7	34,1	54,9	32,1	32,1	0,0	42,3	17,1	16,1
9	63,7	41,8	35,7	52,5	32,5	33,5	1,5	43,6	17,9	16,8
10	63,7	5,4	66,7	6,8	67,5	55,9	42,1	65,6	33,4	48,8
11	63,7	76,9	95,3	96,7	110,8	57,1	107,2	76,4	47,7	105,2
12	63,7	99,9	63,3	125,6	85,0	9,2	87,0	41,1	31,7	85,9

Зная линейные скорости определим угловые:

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

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата						Лист 15
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат						

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.

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_E	V_{FE}	V_F	V_{S_2}	V_{S_3}	V_{S_4}	ω_2	ω_3	ω_4
0	2,546	2,276	0,372	0,424	0,424	0,000	1,136	0,186	0,212	6,50	1,43	0,86
1	2,546	0,892	1,984	1,884	0,800	1,904	2,168	0,992	1,852	2,55	7,63	1,62
2	2,546	0,064	2,532	2,528	1,376	2,380	2,536	1,266	2,356	0,18	9,74	2,78
3	2,546	0,600	2,476	2,484	1,716	1,964	2,488	1,238	2,068	1,71	9,52	3,47
4	2,546	1,300	1,996	1,972	1,524	1,252	2,128	0,998	1,464	3,71	7,68	3,08
5	2,546	2,012	1,216	1,224	0,876	0,804	1,548	0,608	0,940	5,75	4,68	1,77
6	2,546	2,488	0,352	0,696	0,104	0,680	1,024	0,176	0,688	7,11	1,35	0,21
7	2,546	2,456	0,492	0,764	0,592	0,532	1,076	0,246	0,588	7,02	1,89	1,20
8	2,546	1,748	1,364	1,284	1,284	0,000	1,692	0,682	0,642	4,99	5,25	2,59
9	2,546	1,672	1,428	1,300	1,340	0,060	1,744	0,714	0,672	4,78	5,49	2,71
10	2,546	0,216	2,668	2,700	2,236	1,684	2,624	1,334	1,952	0,62	10,26	4,52
11	2,546	3,076	3,812	4,432	2,284	4,288	3,056	1,906	4,208	8,79	14,66	4,61
12	2,546	3,996	2,532	3,400	0,368	3,480	1,644	1,266	3,436	11,42	9,74	0,74

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.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата						Лист
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат						16

Ускорение точки B :

$$a_B = a_{BA}^n = (\omega_1)^2 \cdot l_{AB} = (19,58)^2 \cdot 0,13 = 49,85 \text{ м/с}^2.$$

Вычисляем масштаб ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_{BA}}{p_a b} = \frac{49,85}{83,1} = 0,6 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)}.$$

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

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

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 $p_a b$.

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:

$$a_{CB}^n = l_{BC} \cdot (\omega_2)^2; b n_2 = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a};$$

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

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 $b n_2$, изображающий на плане ускорение \vec{a}_{CB}^n . Из его конца проводим прямую перпендикулярно звену BC . Из полюса p_a откладываем отрезок $p_a n_3$, изображающий на плане ускорение \vec{a}_{CD}^n . Из его конца проводим прямую

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

перпендикулярно звену CD . Точка пересечения этих прямых даст искомую точку c .

Ускорение точки E шатуна 2 найдём по теореме подобия:

$$|be| = \left(1 + \frac{l_{CE}}{l_{BC}}\right) \cdot |bc|.$$

Откладываем отрезок be параллельно отрезку bc и соединяем точку e с полюсом p_a .

Ускорение точки F :

$$\begin{cases} \vec{a}_F = \vec{a}_E + \vec{a}_{FE} = \vec{a}_E + \vec{a}_{FE}^n + \vec{a}_{FE}^\tau \\ \vec{a}_F = \vec{a}_{F_0} + \vec{a}_{FF_0} \end{cases} \quad (2.4)$$

Величина нормальных ускорений:

$$a_{FE}^n = l_{EF} \cdot (\omega_4)^2; \quad en_4 = \frac{a_{FE}^n}{\mu_a}.$$

Ускорение \vec{a}_E нам известно, ускорение \vec{a}_{FE}^n параллельно звену EF и направлено от точки F к точке E (величина известна), а \vec{a}_{FE}^τ направлено перпендикулярно звену EF (величина не известна), а вектор ускорения \vec{a}_{FF_0} направлен параллельно направляющим ползуна 5. Поэтому в уравнении (2.4) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из точки e плана ускорений откладываем отрезок en_4 , изображающий на плане ускорение \vec{a}_{FE}^n . Из его конца проводим прямую перпендикулярно звену EF . Из полюса p_V проводим прямую параллельно направляющим ползуна 5. Точка пересечения этих прямых даст искомую точку f .

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

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.

Инв. № подл	Подп. и дата				Лист	
	Взам. инв. №					
	Инв. № дубл.					
	Подп. и дата					
<p>направлен параллельно направляющим ползуна 5. Поэтому в уравнении (2.4) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из точки e плана ускорений откладываем отрезок en_4, изображающий на плане ускорение \vec{a}_{FE}^n. Из его конца проводим прямую перпендикулярно звену EF. Из полюса p_V проводим прямую параллельно направляющим ползуна 5. Точка пересечения этих прямых даст искомую точку f.</p> <p>По теореме подобия найдем ускорения центров масс звеньев. Отмечаем точки s_2, s_3 и s_4 на серединах отрезков be, p_ac и ef соответственно и соединяем их с полюсом p_V.</p> <p>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.</p>						18
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат		

Таблица 2.7 – Результаты измерений

Положение механизма	Векторы на плане ускорений, мм							
	p_ab	bn_2	n_2c	bc	p_an_3	n_3c	p_ac	be
0	83,1	24,7	110,6	113,4	0,9	148,0	148,0	142,6
1	83,1	3,8	64,2	64,3	25,2	60,3	65,4	80,8
2	83,1	0,0	43,2	43,2	41,1	12,5	42,9	54,3
3	83,1	1,7	41,5	41,5	39,3	17,7	43,1	52,2
4	83,1	8,0	45,6	46,3	25,5	41,2	48,4	58,2
5	83,1	19,3	40,1	44,5	9,5	53,3	54,1	55,9
6	83,1	29,5	16,2	33,7	0,8	51,0	53,0	42,4
7	83,1	28,7	22,6	36,6	1,6	53,2	53,3	46,0
8	83,1	14,6	74,6	76,0	11,9	64,7	65,8	95,5
9	83,1	13,3	78,9	80,0	13,1	66,1	67,3	100,6
10	83,1	0,2	158,4	158,4	45,6	87,0	98,2	199,1
11	83,1	45,1	163,6	169,7	93,1	25,3	96,5	213,3
12	83,1	76,0	62,1	98,1	41,1	176,5	181,2	123,3

Продолжение таблицы 2.7

Положение механизма	Векторы на плане ускорений, мм						
	p_{ae}	en_4	n_4f	p_{af}	p_{as_2}	p_{as_3}	p_{as_4}
0	173,0	0,6	17,6	176,2	115,5	86,5	174,4
1	70,2	2,2	33,0	67,9	65,5	35,1	67,1
2	33,9	6,4	33,1	3,6	57,3	17,0	17,2
3	33,4	9,9	6,0	42,0	62,9	16,7	37,5
4	43,2	7,8	28,9	40,0	59,5	21,6	38,8
5	50,5	2,6	47,9	15,5	62,8	25,3	28,6
6	46,1	0,0	45,5	4,2	63,8	23,1	23,5
7	47,1	1,2	42,5	18,5	63,6	23,6	28,8
8	74,4	5,6	51,8	57,4	62,8	37,2	61,1
9	77,4	6,0	52,7	61,3	62,6	38,7	64,6
10	135,9	16,8	50,7	147,0	52,6	68,0	139,0

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

Продолжение таблицы 2.7

Положение механизма	Векторы на плане ускорений, мм						
	p_{ae}	en_4	n_4f	p_{af}	p_{as_2}	p_{as_3}	p_{as_4}
11	138,7	17,6	71,8	120,2	41,1	69,4	124,4
12	206,5	0,5	106,6	207,9	144,8	103,3	200,2

Зная линейные ускорения определим угловые:

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

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_E	a_{FE}^n
0	49,85	14,80	66,36	0,53	88,80	88,80	103,80	0,36
1	49,85	2,27	38,52	15,14	36,18	39,24	42,12	1,29
2	49,85	0,01	25,92	24,66	7,50	25,74	20,34	3,83
3	49,85	1,03	24,90	23,58	10,62	25,86	20,04	5,95
4	49,85	4,83	27,36	15,32	24,72	29,04	25,92	4,69
5	49,85	11,57	24,06	5,69	31,98	32,46	30,30	1,55
6	49,85	17,69	9,72	0,48	30,60	31,80	27,66	0,02
7	49,85	17,23	13,56	0,93	31,92	31,98	28,26	0,71
8	49,85	8,73	44,76	7,16	38,82	39,48	44,64	3,33
9	49,85	7,99	47,34	7,84	39,66	40,38	46,44	3,63
10	49,85	0,13	95,04	27,38	52,20	58,92	81,54	10,10
11	49,85	27,03	98,16	55,89	15,18	57,90	83,22	10,54
12	49,85	45,62	37,26	24,66	105,90	108,72	123,90	0,27

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата						Лист 20
					Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	

Продолжение таблицы 2.8

Положение механизма	Ускорения точек механизма, м/с ²					Угловые ускорения звеньев, рад/с ²		
	a_{FE}^T	a_F	a_{S_2}	a_{S_3}	a_{S_4}	ω_2	ω_3	ω_4
0	10,56	105,72	69,30	51,90	104,64	189,60	341,54	21,33
1	19,80	40,74	39,30	21,06	40,26	110,06	139,15	40,00
2	19,86	2,16	34,38	10,17	10,32	74,06	28,85	40,12
3	3,60	25,20	37,74	10,02	22,50	71,14	40,85	7,27
4	17,34	24,00	35,70	12,96	23,28	78,17	95,08	35,03
5	28,74	9,30	37,68	15,15	17,16	68,74	123,00	58,06
6	27,30	2,52	38,28	13,83	14,10	27,77	117,69	55,15
7	25,50	11,10	38,16	14,13	17,28	38,74	122,77	51,52
8	31,08	34,44	37,68	22,32	36,66	127,89	149,31	62,79
9	31,62	36,78	37,56	23,22	38,76	135,26	152,54	63,88
10	30,42	88,20	31,56	40,77	83,40	271,54	200,77	61,45
11	43,08	72,12	24,66	41,61	74,64	280,46	58,38	87,03
12	63,96	124,74	86,88	61,95	120,12	106,46	407,31	129,21

2.3.3 Построение кинематических диаграмм движения рабочего звена

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

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

$$T = \frac{1}{n_1} = \frac{60}{187} = 0,321 \text{ сек.}$$

Определяем масштаб оси абсцисс:

$$\mu_t = \frac{T}{x} = \frac{0,321}{240} = 0,001337 \text{ сек/мм;}$$

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

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

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

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

Аналогично строим графики скорости и ускорения выходного звена. Масштабы построения примем: $\mu_v = 0,04 \text{ м}/(\text{мм} \cdot \text{с})$; $\mu_a = 1,2 \text{ м}/(\text{мм} \cdot \text{с}^2)$.

2.4 Силовой анализ механизма

2.4.1 Определение силовых факторов

Вес звеньев определим по формуле:

$$G_i = m_i \cdot g,$$

где $g = 9,81 \text{ кг}/\text{с}^{-2}$ – 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:

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

Найдём силу полезного сопротивления в расчётном положении:

$$F_{\text{пс}} = |F_{\text{пс}}| \cdot \mu_F = 24,3 \cdot 500 = 12150 \text{ Н}.$$

Результаты расчётов сводим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Силовые параметры механизма

Параметр	Номер звена				
	1	2	3	4	5
Масса звеньев m , кг	47,3	14	11	20	100
Вес звеньев G , Н	464,01	137,34	107,91	196,20	981,00
Величина вектора ускорения a_S , $\text{м}/\text{с}^2$	0	37,68	15,15	17,16	9,30
Величина силы инерции F_U , Н	0	527,52	166,65	343,20	930,00
Момент инерции звена J_S , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	-	0,190	0,082	0,408	-
Величина углового ускорения ε , $\text{рад}/\text{с}^2$	-	68,74	123,00	58,06	-
Инерционный момент M_U , Н·м	-	13,06	10,09	23,69	-

2.4.2 Силовой анализ группы Ассур 4-5

Вычерчиваем отдельно группу 4-5 в масштабе. Связь этой группы со звеном 2 и направляющими ползуна заменяем силами R_{24} и R_{05} соответственно.

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

Прикладываем к группе все внешние силы: сила G_4 в точке S_4 ; сила G_5 в точке F ; сила $F_{\text{пс}}$ в точке F . Прежде чем составлять уравнение статики, необходимо, на основании принципа Даламбера, уравновесить систему с помощью сил инерции.

Перейдём к определению реакций в кинематических парах.

$$\sum M_E(4) = R_{24}^{\tau} \cdot |EF| - G_4 \cdot |h_1| - F_{U_4} \cdot |h_2| - M_{U_4}/\mu_l = 0;$$

$$R_{24}^{\tau} = \frac{G_4 \cdot |h_1| + F_{U_4} \cdot |h_2| + M_{U_4}/\mu_l}{|EF|} = \frac{196,2 \cdot 3,9 + 343,2 \cdot 53,8 + 23,69/0,004}{123,8} = 203,24 \text{ Н.}$$

Уравнение равновесия будет иметь вид:

$$\vec{R}_{24}^n + \vec{R}_{24}^{\tau} + \vec{G}_4 + \vec{F}_{U_4} + \vec{G}_5 + \vec{F}_{U_5} + \vec{F}_{\text{пс}} + \vec{R}_{05} = 0.$$

Для построения плана сил выбираем масштаб: $\mu_p = 25 \text{ Н/мм}$.

Размеры векторов сил на плане:

$$|G_4| = G_4/\mu_p = 196,2/25 = 7,8 \text{ мм};$$

$$|F_{U_4}| = F_{U_4}/\mu_p = 343,2/25 = 13,7 \text{ мм};$$

$$|G_5| = G_5/\mu_p = 981/25 = 39,2 \text{ мм};$$

$$|F_{U_5}| = F_{U_5}/\mu_p = 930/25 = 37,2 \text{ мм};$$

$$|F_2| = F_2/\mu_p = 12150/25 = 486 \text{ мм};$$

$$|R_{24}^{\tau}| = R_{24}^{\tau}/\mu_p = 203,24/25 = 8,1 \text{ мм}.$$

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению.

Получаем:

$$R_{05} = |R_{05}| \cdot \mu_p = 21,3 \cdot 25 = 532,5 \text{ Н};$$

$$R_{45} = R_{54} = |R_{45}| \cdot \mu_p = 410,2 \cdot 25 = 10255 \text{ Н};$$

$$R_{24} = |R_{24}| \cdot \mu_p = 395,6 \cdot 25 = 9890 \text{ Н}.$$

2.4.3 Силовой анализ группы Ассура 2-3

Вычерчиваем отдельно группу 2-3 в масштабе. Связь этой группы со звеньями 1 и 4 и стойкой заменяем силами R_{12} , R_{42} и R_{03} соответственно. Прикладываем к группе все внешние силы: сила G_2 в точке S_2 ; сила G_3 в точке S_3 .

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

Прежде чем составлять уравнение статики, необходимо, на основании принципа Даламбера, уравновесить систему с помощью сил инерции.

Перейдём к определению реакций в кинематических парах.

$$\sum M_C (2) = R_{12}^r \cdot |BC| - G_2 \cdot |h_1| - F_{U_2} \cdot |h_2| - R_{42} \cdot |h_3| - M_{U_2}/\mu_l = 0;$$

$$R_{12}^r = \frac{G_2 \cdot |h_1| + F_{U_2} \cdot |h_2| + R_{42} \cdot |h_3| + M_{U_2}/\mu_l}{|BC|} =$$

$$= \frac{137,34 \cdot 27,7 + 527,52 \cdot 7,1 + 9890 \cdot 20,1 + 13,06/0,004}{87,5} = 2395,47 \text{ Н};$$

$$\sum M_{BC} (3) = R_{03}^r \cdot |CD| - G_3 \cdot |h_4| - F_{U_3} \cdot |h_5| + M_{U_3}/\mu_l = 0;$$

$$R_{03}^r = \frac{G_3 \cdot |h_4| + F_{U_3} \cdot |h_5| - M_{U_3}/\mu_l}{|CD|} = \frac{107,91 \cdot 11,2 + 166,65 \cdot 32,0 - 10,09/0,004}{65} = 61,84 \text{ Н}.$$

Уравнение равновесия будет иметь вид:

$$\vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^r + \vec{G}_2 + \vec{F}_{U_2} + \vec{R}_{42} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{U_3} + \vec{R}_{03}^r + \vec{R}_{03}^n = 0.$$

Для построения плана сил выбираем масштаб: $\mu_p = 25 \text{ Н/мм}$.

Размеры векторов сил на плане:

$$|G_2| = G_2/\mu_p = 137,34/25 = 5,5 \text{ мм};$$

$$|F_{U_2}| = F_{U_2}/\mu_p = 527,52/25 = 21,1 \text{ мм};$$

$$|G_3| = G_3/\mu_p = 107,91/25 = 4,3 \text{ мм};$$

$$|F_{U_3}| = F_{U_3}/\mu_p = 166,65/25 = 6,7 \text{ мм};$$

$$|R_{42}| = R_{42}/\mu_p = 9890/25 = 395,6 \text{ мм};$$

$$|R_{12}^r| = R_{12}^r/\mu_p = 2395,47/25 = 95,8 \text{ мм};$$

$$|R_{03}^r| = R_{03}^r/\mu_p = 61,84/25 = 2,5 \text{ мм}.$$

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению.

Получаем:

$$R_{03} = |R_{03}| \cdot \mu_p = 444,7 \cdot 25 = 11117,5 \text{ Н};$$

$$R_{23} = R_{32} = |R_{23}| \cdot \mu_p = 450,0 \cdot 25 = 11250 \text{ Н};$$

$$R_{12} = |R_{12}| \cdot \mu_p = 113,1 \cdot 25 = 2827,5 \text{ Н}.$$

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Подп. и дата						
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Подп. и дата						
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат					
					Лист				
					24				

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 уравнивающей силы:

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

$$F_{yp} = R_{21} \cdot \frac{|h_1|}{|AB|} = 2827,5 \cdot \frac{32,4}{32,5} = 2818,80 \text{ Н.}$$

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: $\mu_P = 20 \text{ Н/мм}$.

Размеры векторов сил на плане:

$$|G_1| = G_1 / \mu_P = 464,01 / 20 = 23,2 \text{ мм};$$

$$|R_{21}| = R_{21} / \mu_P = 2827,5 / 20 = 141,4 \text{ мм};$$

$$|F_{yp}| = F_{yp} / \mu_P = 2818,80 / 20 = 140,9 \text{ мм}.$$

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению.

Получаем:

$$R_{01} = |R_{01}| \cdot \mu_P = 15,3 \cdot 20 = 306 \text{ Н.}$$

2.4.5 Определение уравнивающей 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 уравнивающую силу. Моменты сил инерции, приложенные к шатуну и кривошипу, заменяем парами сил и прикладываем к рычагу Н.Е. Жуковского:

$$F_{M_2} = \frac{M_{U_2}}{l_{BC} + l_{CE}} = \frac{13,06}{0,35 + 0,09} = 29,68 \text{ Н};$$

$$F_{M_3} = \frac{M_{U_3}}{l_{CD}} = \frac{10,09}{0,26} = 38,79 \text{ Н};$$

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

$$F_{M_4} = \frac{M_{U_4}}{l_{EF}} = \frac{23,69}{0,495} = 47,86 \text{ Н.}$$

Составляем уравнения равновесия рычага Н.Е. Жуковского.

$$\begin{aligned} \sum M = & -F_{\text{уп}}^{\text{ж}} \cdot |p_V b| + G_2 \cdot |h_1| - F_{U_2} \cdot |h_2| - G_3 \cdot |h_3| - F_{U_3} \cdot |h_4| - \\ & - G_4 \cdot |h_5| - F_{U_4} \cdot |h_6| - (G_5 + F_{U_5} - F_{\text{пс}}) \cdot |p_V f| + F_{M_2} \cdot |be| - \\ & - F_{M_3} \cdot |p_V c| - F_{M_4} \cdot |ef| = 0; \\ F_{\text{уп}}^{\text{ж}} = & (G_2 \cdot |h_1| - F_{U_2} \cdot |h_2| - G_3 \cdot |h_3| - F_{U_3} \cdot |h_4| - G_4 \cdot |h_5| - \\ & - F_{U_4} \cdot |h_6| - (G_5 + F_{U_5} - F_{\text{пс}}) \cdot |p_V f| + F_{M_2} \cdot |be| - F_{M_3} \cdot |p_V c| - \\ & - F_{M_4} \cdot |ef|) / |p_V b| = (137,34 \cdot 21,9 - 527,52 \cdot 94,9 - 107,91 \cdot 20,9 - \\ & - 166,65 \cdot 59,9 - 196,2 \cdot 83,2 - 343,2 \cdot 82,0 - (981 + 930 - 12150) \times \\ & \times 80,5 + 29,68 \cdot 252,8 - 38,79 \cdot 121,7 - 47,86 \cdot 87,5) / 254,8 = 2822,13 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Оцениваем расхождение между в нахождении уравновешивающей силы двумя способами:

$$\Delta = \frac{|F_{\text{уп}}^{\text{ж}} - F_{\text{уп}}|}{F_{\text{уп}}^{\text{ж}}} \cdot 100\% = \frac{|2822,13 - 2818,80|}{2822,13} \cdot 100\% = 0,12\%.$$

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

3 Кинематический синтез и проектирование кулачковых механизмов с роликовым толкателем

3.1 Исходные данные к проектированию кулачковых механизмов

Исходные данные представлены в таблице 3.1 и на рисунках 3.1 и 3.2.

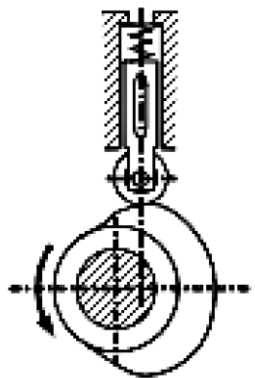


Рисунок 3.1 – Схема кулачкового механизма

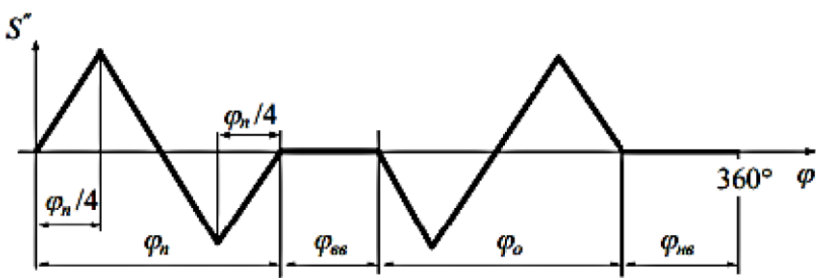


Рисунок 3.2 – Вид графика аналога ускорения толкателя

Таблица 3.1. Исходные данные

Фазовые углы кулачка, град			Допускаемый угол ν_d , град	Длина коромысла l_T , м	Угол размаха коромысла ψ_{max} , град
φ_y	φ_d	φ_b			
55	11	55	22	0,21	20

3.2 Построение кинематических диаграмм движения толкателя

3.2.1 Построение графика $a_\varphi = f''(\varphi)$

На оси φ откладываем углы φ_y , φ_d , φ_b (φ_b – «пустая» часть графика, которую не показываем) с соблюдением пропорции:

$$l_{\varphi_y} : l_{\varphi_d} : l_{\varphi_b} = \varphi_y : \varphi_d : \varphi_b,$$

где $l_{\varphi_y}, l_{\varphi_{\text{вв}}}, l_{\varphi_o}$ – длины отрезков оси φ под соответствующие углы.

Сумму длин $l_d = l_{\varphi_y} + l_{\varphi_{\text{вв}}} + l_{\varphi_o}$ выбираем произвольно.

Примем $l_{\varphi_y} = 110$ мм, тогда получим:

$$l_{\varphi_d} = l_{\varphi_y} \cdot \frac{\varphi_d}{\varphi_y} = 110 \cdot \frac{11}{55} = 22 \text{ мм};$$

$$l_{\varphi_{\text{в}}} = l_{\varphi_y} \cdot \frac{\varphi_{\text{в}}}{\varphi_y} = 110 \cdot \frac{55}{55} = 110 \text{ мм};$$

$$l_d = l_{\varphi_y} + l_{\varphi_d} + l_{\varphi_{\text{в}}} = 110 + 22 + 110 = 242 \text{ мм}.$$

В пределах φ_y и $\varphi_{\text{в}}$ изображаем заданный в исходных данных проектированию график a_φ . Высоту прямоугольника $h_{a_y} = 72$ мм выбираем произвольно. Высоте h'_{a_y} назначаем в зависимости от принятой h_{a_y} по закономерности: площадь положительной и отрицательной частей графика на φ_y должны быть равны. Т. к. основания фигур на положительной и отрицательной части графика a_φ равны, то получаем: $h'_{a_y} = h_{a_y}$.

Т. к. $\varphi_{\text{в}} = \varphi_y$, то график a_φ на участке $\varphi_{\text{в}}$ должен быть симметричным графику на φ_y (относительно центральной по φ_d ординатной оси), т.е. $h_{a_{\text{в}}} = h_{a_y}, h'_{a_{\text{в}}} = h'_{a_y}$.

3.2.2 Построение графиков $V_\varphi = f'(\varphi)$ и $S = f(\varphi)$ методом графического интегрирования

Для построения графика $V_\varphi = f'(\varphi)$ выполним интегрирование графика $a_\varphi = f''(\varphi)$. Применим метод графического интегрирования методом хорд:

1. Участки оси абсцисс φ_y и $\varphi_{\text{в}}$ графика a_φ разбиваем на $n = 8$ равных частей. По точкам деления проводим ординатные линии для всех систем координат.

2. Отрезки делений 0-1, 1-2 и т.д. делим пополам и из точек деления восстанавливаются ординаты до пересечения с линией графика a_φ . Концы полученных ординат проектируем на ось a_φ .

Инв. № подл	Подп. и дата				
	Взам. инв. №				
	Инв. № дубл.				
	Подп. и дата				
Инв. № подл	Подп. и дата				
	Взам. инв. №				
	Инв. № дубл.				
	Подп. и дата				
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	Лист 28

графику на φ_y (относительно центральной по φ_d ординатной оси), т.е. $h_{a_b} = h_{a_y}, h'_{a_b} = h'_{a_y}$.

3.2.2 Построение графиков $V_\varphi = f'(\varphi)$ и $S = f(\varphi)$ методом графического интегрирования

Для построения графика $V_\varphi = f'(\varphi)$ выполним интегрирование графика $a_\varphi = f''(\varphi)$. Применим метод графического интегрирования методом хорд:

1. Участки оси абсцисс φ_y и φ_b графика a_φ разбиваем на $n = 8$ равных частей. По точкам деления проводим ординатные линии для всех систем координат.

2. Отрезки делений 0-1 ,1-2 и т.д. делим пополам и из точек деления восстанавливаются ординаты до пересечения с линией графика a_φ . Концы полученных ординат проецируем на ось a_φ .

3. С левой стороны от начала координат откладываем отрезок H_a произвольной длины, называемый полюсным расстоянием. Проекционные точки срединных ординат п. 2 соединяем с концом отрезка H_a (точка – полюс P_a) и получаем совокупность лучей.

4. Из начала координат графика $V_\varphi = f'(\varphi)$ проводим отрезок, параллельный лучу $P_a b'$ до пересечения с ординатой над абсциссой 1 (точка e), из этой точки проводим отрезок, параллельный лучу $P_a d'$ до пересечения со следующей ординатой (точка f) и т. д. Полученные таким образом точки принадлежат графику $V_\varphi = f'(\varphi)$. Для окончательного построения графика через полученные точки проводим плавную кривую.

5. Для интегрирования графика $V_\varphi = f'(\varphi)$ и получения, в результате, графика перемещения толкателя $S = f(\varphi)$, площади участков 0-1, 1-2 и т.д. с криволинейной одной стороной заменяем эквивалентными прямоугольными площадями. Верхние стороны получившихся прямоугольников проектируем на ось a_φ . Далее делаем построения аналогичные п. 3 и 4.

Рассчитаем полюсные расстояния по формулам:

$$H_a = \frac{F_a}{h_{Vy}}; H_V = \frac{F_V}{h_S},$$

где $F_a = \frac{l_{\varphi y} \cdot h_{ay}}{4}$, $F_a = \frac{l_{\varphi y} \cdot h_{Vy}}{2}$ – площади графиков.

Примем $h_{Vy} = 72$ мм и $h_S = 144$ мм. Тогда получаем:

$$H_a = \frac{l_{\varphi y} \cdot h_{ay}}{4 \cdot h_{Vy}} = \frac{110 \cdot 72}{4 \cdot 72} = 27,5 \text{ мм};$$

$$H_V = \frac{l_{\varphi y} \cdot h_{Vy}}{2 \cdot h_S} = \frac{110 \cdot 72}{2 \cdot 144} = 27,5 \text{ мм}.$$

3.3 Расчет масштабного коэффициента угла поворота кулачка, масштабных коэффициентов перемещений, аналогов скоростей и аналогов ускорений.

Масштаб абсциссной величины φ :

$$\varphi_{\text{раб}} = \varphi_y + \varphi_d + \varphi_v = 55 + 11 + 55 = 121^\circ;$$

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата					
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div> <p>Ли</p> <p>Изм.</p> <p>№ докум.</p> <p>Подп.</p> <p>Дат</p> </div> <div> <p>Лист</p> <p>29</p> </div> </div>									

мещался с точками теоретического профиля. Эта задача решается построением так называемой эквидистантной (равноотстоящей по нормальям) на радиус ролика кривой по отношению к теоретическому профилю. Для получения эквидистанты из точек A_0, A'_1, A'_2 и т. д. теоретического профиля проводим окружности радиуса ролика r_p . Вписывая плавную кривую, касающуюся всех позиций ролика с внутренней стороны, получаем очертание практического профиля на рабочих фазах кулачка. На участках E_8E_9 и $E_{17}E_0$ практический профиль описывается дугами постоянных радиусов ($OA_8 - r_p$) и $(r_0 - r_p)$). Для получения точек E_0 и E_{17} нужно провести дополнительные лучи OA_0 и OA'_{17} до пересечения с окружностями радиуса r_p , проведенных из центров A_0 и A'_{17} . Точки E_8 и E_9 получаются аналогично при наличии ранее проведенных лучей OA'_8 и OA'_9 . Размер $OE_0 = OE_{17}$ выявляет минимальный радиус практического профиля кулачка (обозначен R_0).

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата						
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат						
										Лист
										33

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. Коренько А. С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – Киев: Вища школа, 1970. – 332 с.

[illegible]