

**Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»**

Теория механизмов и машин.

Методические указания к курсовому проекту для студентов
специальности 1-50 01 01 «Технология пряжи, тканей,
трикотажа и нетканых материалов» дневной и заочной форм
обучения

Витебск
2009

УДК 021.01.001.2

Теория механизмов и машин: методические указания к курсовому проекту для студентов специальности 1-50 01 01 «Технология пряжи, тканей, трикотажа и нетканых материалов» дневной и заочной форм обучения.

Витебск: Министерство образования Республики Беларусь, УО «ВГТУ», 2009

Составитель: доцент В. Г. Буткевич

В методических указаниях даны задания для контрольной работы, приведены примеры выполнения вариантов задач, представлены задания на курсовой проект и примеры его выполнения.

Одобрено кафедрой теоретической механики и теории механизмов и машин УО «ВГТУ» 2 сентября 2008 г., протокол 1

Рецензент: профессор, д.т.н. А.Г. Коган
Редактор: к.т.н., ст. преп. Т. А. Мачихо

Рекомендовано к опубликованию редакционно-издательским советам УО «ВГТУ»
«03» декабря г., протокол 8

Ответственный за выпуск: И. Л. Кудина

Подписано к печати 11.06.09. Формат 60*90 1/16. Уч.-изд.лист 4,5.
Печать ризографическая. Тираж 165 экз. Заказ 283 Цена 1800 р.
Отпечатано на ризографе Учреждения образования «Витебский государственный технологический университет». Лицензия 02330/0494384 от 16.03.2009г. 210035, г. Витебск, Московский проспект, 72

Содержание

Введение.....	4
1. Требования к выполнению курсового проекта.....	4
1.1. Объем и содержание курсового проекта.....	4
1.2. Указания к выполнению графической части.....	4
1.3. Указания к выполнению расчетно-пояснительной записки.....	5
1.4. Организация курсового проектирования.....	5
1.5. Содержание проекта.....	6
1.5.1. Кинематический анализ механизмов.....	6
1.5.2. Силовой анализ механизмов.....	6
1.5.3. Синтез и анализ кулачкового механизма.....	6
2. Задания к курсовому проекту.....	7
3. Задания на исследовательский курсовой проект.....	11
4. Образец выполнения курсового проекта.....	20
4.1. Кинематические исследования ползунных механизмов.....	20
4.2. Кинематические исследования кривошипно-шатунных механизмов....	24
5. Силовой анализ механизмов.....	29
5.1. Силовой анализ ползунных механизмов.....	29
5.2. Силовой анализ кривошипно-шатунных механизмов.....	35
6. Исследование кулачковых механизмов.....	39
6.1. Общие сведения.....	39
6.2. Построение графика перемещения толкателя.....	39
6.3. Синтез центрального кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем.....	41
6.4. Синтез нецентрального кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем.....	43
6.5. Синтез кулачкового механизма с возвратно-вращательным движением толкателя.....	44
6.6. Синтез и анализ кулачкового механизма с поступательно-движущимся толкателем.....	46
6.7. Синтез и анализ кулачкового механизма с качающимся толкателем....	55
Литература.....	60
Приложение А.....	61
Приложение Б.....	62
Приложение В.....	63
Приложение Г.....	66
Приложение Д.....	67

Введение

Курсовое проектирование по теории механизмов и машин имеет следующие цели и задачи:

а) ознакомить студентов с основными методами кинематического и силового анализа, а также синтеза механизмов, используя графические и аналитические методы;

б) научить студентов самостоятельно применять положения курса при исследовании и проектировании конкретных механизмов, что должно способствовать усвоению и закреплению теоретического материала;

в) привить студентам некоторые навыки применения ЭВМ для анализа и синтеза механизмов, а также при проведении научно-исследовательских работ.

1 Требования к оформлению курсового проекта

1.1 Объем и содержание курсового проекта

Курсовой проект состоит из графической части и расчетно-пояснительной записки.

Графическая часть состоит из четырех листов формата А1:

Лист №1 – Кинематический анализ рычажного механизма,

Лист №2 – Силовой анализ рычажного механизма,

Лист №3 – Синтез кулачкового механизма,

Расчетно-пояснительная записка состоит из соответствующих разделов.

1.2 Указания к выполнению графической части

Графическая часть проекта выполняется карандашом с соблюдением всех правил машиностроительного черчения. Надписи выполняются чертёжным шрифтом. Все вспомогательные построения должны быть сохранены на чертежах и обведены тонкими, но чёткими линиями. На графиках, планах и т.д. должны быть указаны масштабные коэффициенты. Шарниры рычажных механизмов, а также точки на графиках отмечаются кружками диаметром 1-2 мм. Заданные положения механизма, кривые, векторы скоростей, ускорений, сил проводятся сплошными основными линиями. Все звенья механизма необходимо пронумеровать. Шарниры и другие точки механизма обозначаются прописными буквами латинского алфавита. На планах скоростей, ускорений, сил необходимо проставлять стрелки. Концы этих стрелок обозначаются строчными буквами латинского алфавита. Рисунки должны иметь нумерацию и названия. В правом нижнем углу вычерчивается основная надпись (штамп) формы 1. Образец штампа указан в приложении Б.

1.3 Указания к выполнению расчетно-пояснительной записки

По каждому листу необходимо составить записку с расчетами и иллюстрациями. Записи делаются чернилами (или на компьютере) на одной стороне писчей бумаги, иллюстрации выполняются карандашом. Страница должна иметь рамку и поле слева шириной 20 мм. Каждая страница должна быть пронумерована. Цифры ставятся в основной надписи формы 2а (см. приложение Б), записи должны быть краткими, но содержать весь необходимый расчетный материал с объяснениями. В начале записки приводятся условия задания с исходными данными по каждому листу. Даются пояснения к выполненным построениям, приводятся все формулы с подстановкой числовых данных, результаты подсчетов с указанием размерности полученной величины, подбор и определение масштабных коэффициентов. В записке приводятся результаты построений и расчетов как графическими, так и аналитическими методами, указываются данные расчетов на компьютере.

В расчетно-пояснительной записке должны быть ссылки на рисунки, нумерация и их название в соответствии с ГОСТ 7.32.91 ИСО 5966-88. Отчет о научно исследовательской работе, структура и правило оформления.

Следует привести список литературы и содержание записки.

1.4 Организация курсового проектирования

Для руководства самостоятельной работы студентов руководителем курсового проекта назначаются консультации. Явка на консультации обязательна для всех студентов. После выполнения каждого листа вместе с соответствующим разделом расчетно-пояснительной записки следует предъявлять его руководителю на подпись. Окончательно оформленный проект проверяется руководителем и подписывается им к защите. Выполнение отдельных этапов проекта осуществляется комиссией в составе не менее двух преподавателей. Оценка учитывает качество работы (оформление листов и записки, правильность расчетов), своевременность выполнения отдельных этапов и проекта в целом, правильность ответов при защите, а также выполнение заданий по специальности и исследовательского содержания.

Образец выполнения титульного листа расчетно-пояснительной записки приведен в приложении А .

Образцы штампа (основной надписи) формы 1 и 2а приведены в приложении Б.

В приложении В приводится образец заполнения бланка задания на курсовой проект.

В приложении Г приведены примеры расчетных схем механизмов.

1.5 Содержание проекта

1.5.1 Кинематический анализ механизмов

1. Построить механизм в одном из его положений. Обычно это первое положение, определяемое углом φ .
2. Построить план скоростей и ускорений по найденным значениям угловой скорости и углового ускорения входного звена.
3. Определить значения угловых и линейных параметров звеньев и точек механизма, полученных методом планов.
4. Определить эти же параметры аналитическим методом, сравнить их значения со значениями, полученными методом планов, и при расхождениях, не превышающих 5 %, ввести входные и выходные параметры в компьютер и получить распечатки.

1.5.2 Силовой анализ механизмов

1. Произвести силовой анализ механизма и определить реакции в кинематических парах и уравнивающую силу.
2. Построить безмасштабный план скоростей, повернутый на 90° и методом рычага Н.Е. Жуковского определить уравнивающую силу.
3. Ввести в компьютер все входные параметры по кинематическому и силовому анализу и получить распечатку по силовому анализу.

1.5.3 Синтез и анализ кулачкового механизма

Выполнить:

1. Для поступательно движущегося или коромыслового толкателя (в зависимости от задания) определить все кинематические параметры. В дальнейшем, для удобства, ведомое звено кулачкового механизма будем называть просто толкателем или коромыслом в зависимости от вида его движения.
2. Построить диаграмму аналогов скоростей.
3. Определить радиус начальной шайбы кулачка и построить центральный профиль кулачка.
4. Составить таблицу входных данных и рассчитать на ЭВМ центральный профиль кулачка.
5. По данным, выведенным на печать, построить центральный профиль кулачка на построенном ранее профиле.
6. Провести кинематическое исследование планетарной (дифференциальной) передачи графическим и аналитическим методами и сравнить результаты.
7. Ввести данные в ЭВМ и получить распечатку (при необходимости).

2. Задания к курсовому проекту

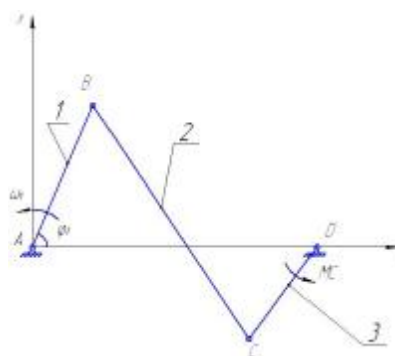
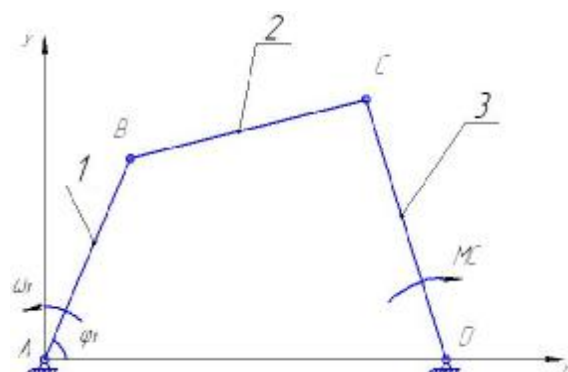
Табл. 2.1. Данные к заданию листов №1 и №2 курсового проектирования(стр. 9).

Табл. 2.2. Данные к заданию листа №3 курсового проектирования.

На рис. 2.1 - 2.4 представлены структурные схемы к курсовому проектированию.

Механизм №1

Механизм №2



Механизм №3

Механизм №4

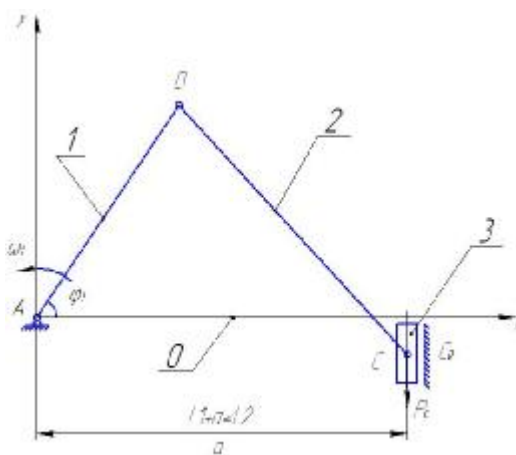
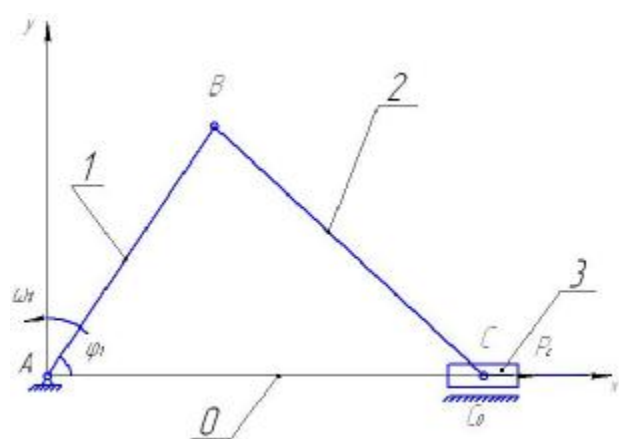
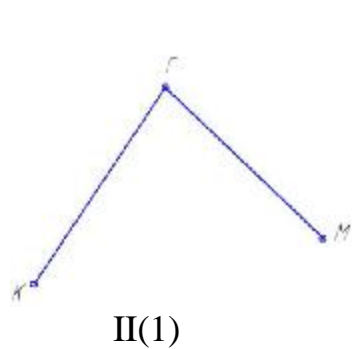
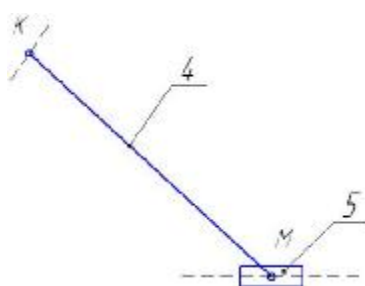


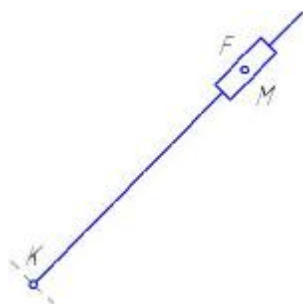
Рис 2.1



П(1)



П(2)



П(3)

Рис 2.2

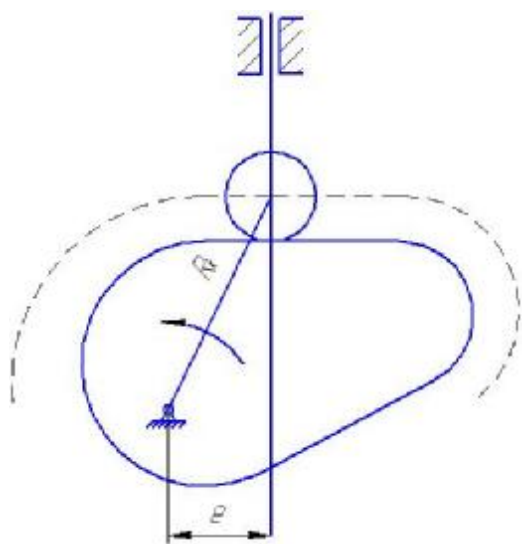


Рис 2.3

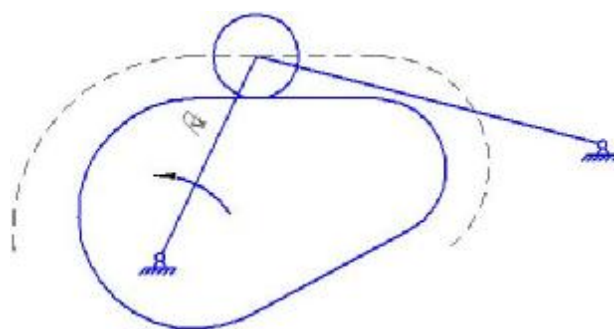


Рис 2.4

Таблица 2.1

Звенья основного механизма, на которых располагаются точки К и М присоединяемых групп				К	1	2	0	2	3	2	2	1	2	1	2	2	1	
				М	2	3	2	1	2	3	1	2	3	2	1	1	3	2
Присоединяемая группа					II(2)	II(1)	II(3)	II(2)	II(3)	II(1)	II(2)	II(3)	II(1)	II(2)	II(3)	II(3)	II(2)	
Номер основного механизма					1	2	3	3	1	2	3	3	1	2	3	3	1	3
Угловое положение кривошипа φ, град	30	Угловая скорость кривошипа Рад/с	50	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
	240		40	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	
	60		20	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	
	300		25	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	
	210		60	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	
	240		30	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	
	120		100	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	
	330		20	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	
	30		50	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124	125	126	
	60		70	127	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	
Размеры звеньев	Кривошип АВ (L1)		50	60	70	80	90	100	50	60	70	80	70	60	50	80		
	Шатун ВС (L2)		100	90	180	120	200	250	80	120	150	200	120	150	100	150		
	Коромысло CD (L3)		80	70		100	150	120	70	100	80	150	100	80	70	120		
	Между точками А и D(L0)		Выбрать условия: L1+L2<=L3+L0															
	Кулиса KE		Конструкти 222															
	АМ		-	-	-	AB/2	-	-	-	-	-	-	-	-	AB/2	-		
	АК		AB/2	-	AB	-	-	-	-	AB/2	-	-	-	-	-	-	AB/2	
	СМ		-	-	BC	-	-	CD/2	-	-	CD/2	-	-	-	-	CD/2	BC/2	
	СК		-	BC/3	-	BC/2	-	-	BC/2	-	BC/2	-	-	-	-	-	-	
Погонная масса q, кг/м				10	15	20	25	30	35	40	35	30	25	20	30	25	40	
Сила сопротивления Рс, Н				-	-	50	60	-	-	60	40	-	-	40	60	-	60	
Момент сопротивления Мс, Н*м				5	10	-	-	8	7	-	-	10	6	-	-	5	--	

Таблица 2.2

Закон движения толкателя (коромысла)											Максимальный ход толкателя S, мм	Угол размаха коромысла
Тип кулачкового механизма		А	Б	А	Б	А	Б	А	Б	А		
Угловая скорость кулачка W_k , Рад/с	30	1	2	3	4	5	6	7	8	9	40	35
	40	10	11	12	13	14	15	16	17	18	70	40
	20	19	20	21	22	23	24	25	26	27	50	50
	10	28	29	30	31	32	33	34	35	36	30	60
	30	37	38	39	40	41	42	43	44	45	60	37
	50	46	47	48	49	50	51	52	53	54	70	45
	20	55	56	57	58	59	60	61	62	63	80	50
	30	64	65	66	67	68	69	70	71	72	50	60
	40	73	74	75	76	77	78	79	80	81	30	40
	10	82	83	84	85	86	87	88	89	90	40	30
Допустимый угол давления		30	20	40	25	20	30	35	30	20		
Дезаксия (для типа А), мм		20	40	0	15	10	0	20	30	0		
Длина коромысла (для типа Б)		100	170	150	120	80	90	110	140	130		

3. Задания на исследовательский курсовой проект

РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ

Во всех схемах

$L = 600 \dots 1200$ мм.

Длина батана $IO_1C = R = 600 \dots 800$ мм,

$a = 0,5R$; $l_{AO_2} = 0,2R$; $l_{CE} = 0,2R$; $\angle O_1CE = 120^\circ$,

$\angle AO_2B = 90^\circ$.

Кроме того

для схем 1, 2, 4, 6, 7, и 9 $LBO_2 = 0,6R$;

для схем 5, 6, 8, $h = (0,8 \dots 0,9)R$;

для схем 4, 6, 9 $l_{BF} = l_{DF}$;

для схемы 8 $l_{BD} = l_{DC}$.

Батан показан в крайнем левом положении. При этом $\alpha = 60^\circ$

(в схеме 7 $\alpha_0 = 0$).

Сила пружины P направлена перпендикулярно линии EO_1 , приложена в т. E и изменяется по линейному закону от 0 до 100 Н при повороте кулачкового вала на оборота (при подходе батана к крайнему правому положению).

Момент $\frac{1}{4}$ инерции рычага AO_2B относительно оси вращения

$O_2IO_2 = 0.05m_1l_{BO_2}^2\dot{\varphi}^2$, где m_1 – масса рычага ($m_1 = 2$ кг). Момент инерции

шатуна относительно его центра тяжести $S_iI_{si} = 0.25m_i l_i^2 \dot{\varphi}^2$, где m_i – масса шатуна ($m_i = 3$ кг), l_i – длина его. Момент инерции батана относительно его ц.т.

$S_3IS_3 = 0.08m_d R^2 \dot{\varphi}^2$, где m_d – масса батана ($m_d = 30 \dots 50$ кг).

Массы остальных звеньев принять $m = 2 \dots 3$ кг.

Массы ползуна не учитывать. Центр тяжести рычага AO_2B в т. O_2 ; батана 3 на расстоянии $\frac{2}{3}R$ от оси вращения, остальных звеньев – посередине соответствующего звена.

Момент инерции кулака относительно оси вращения

$I_0 = (0,01 \dots 0,02) \text{ кгм}^2$

Рисунки с данными на исследовательский курсовой проект:

Задание №1

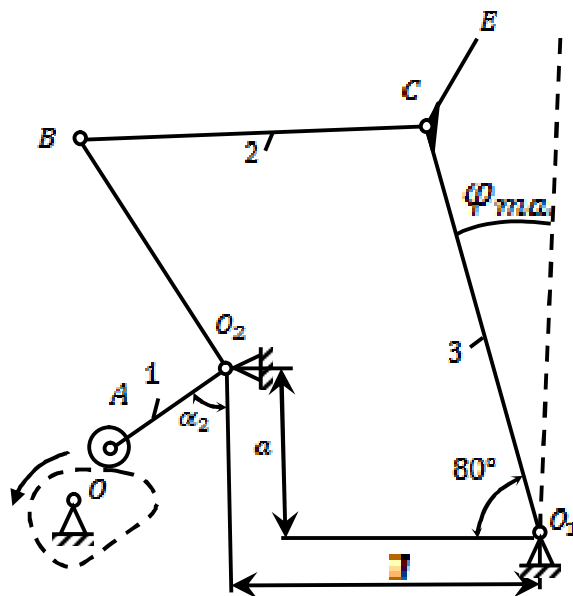


Рис. 3.1

Задание №2

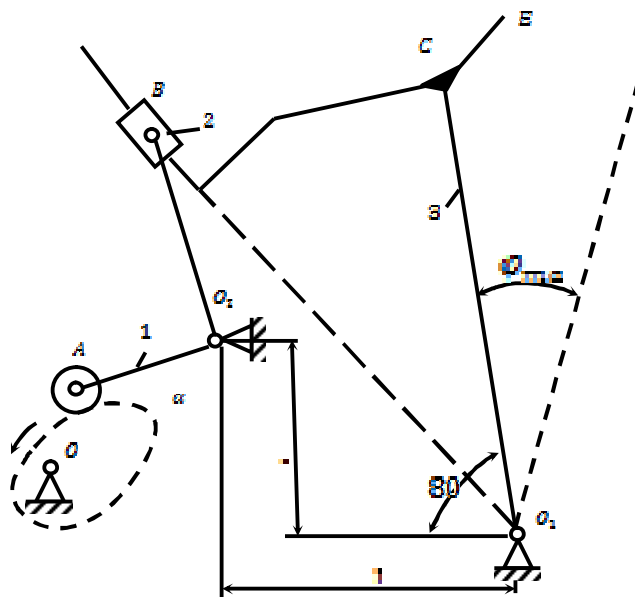


Рис. 3.2

Задание №3

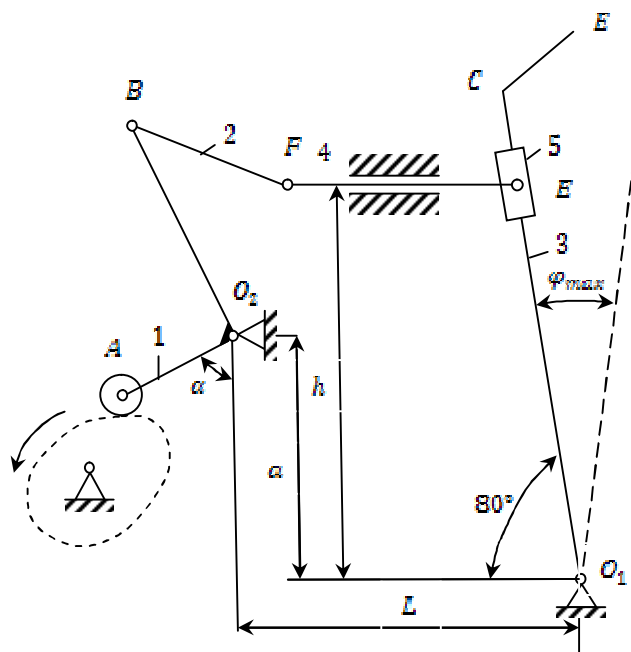


Рис. 3.3

Задание №4

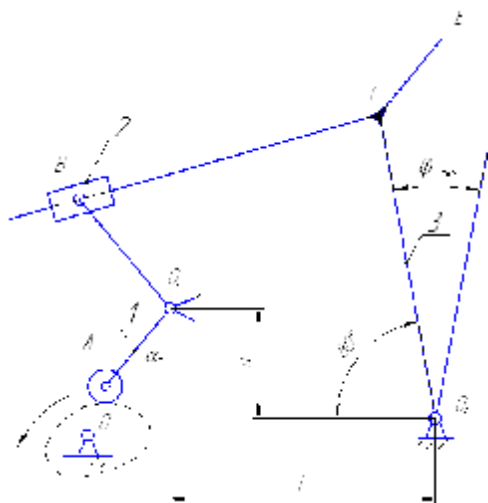


Рис. 3.4

Задание №5

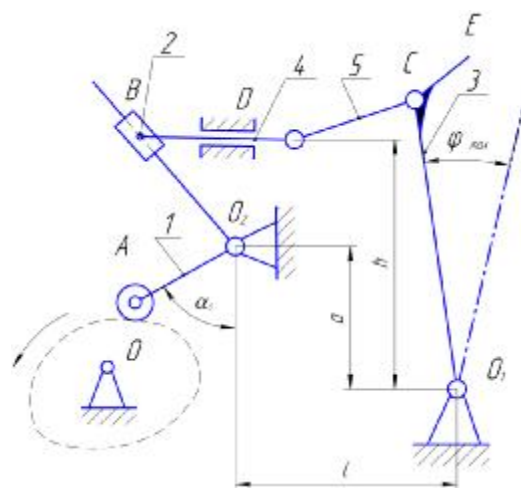


Рис. 3.5

Задание №6

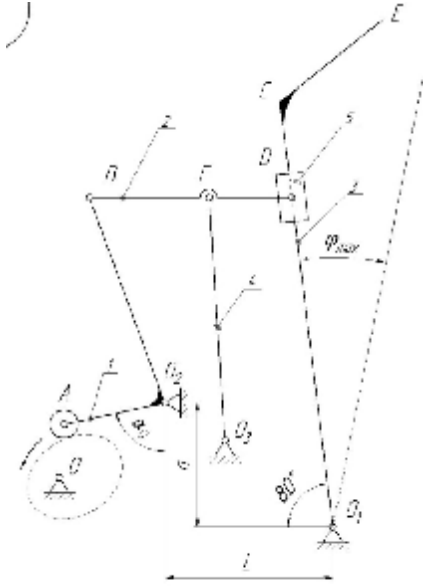


Рис. 3.6

Задание №7. Механизм пуансона БШМ-2А

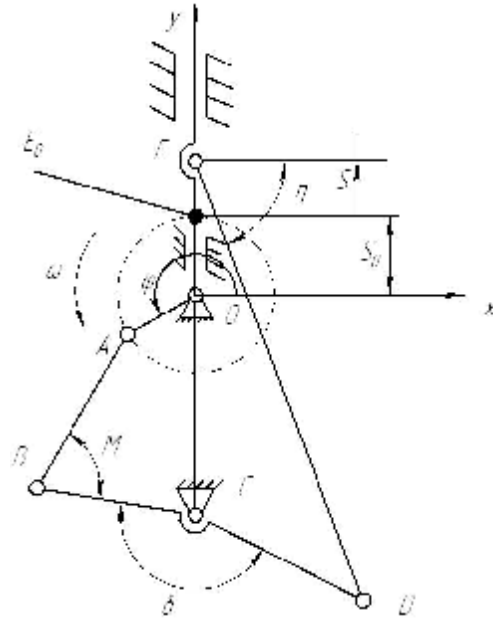


Рис. 3.7

Задание №8. Механизм двигателя ткани
Швейной машины 51-А класса

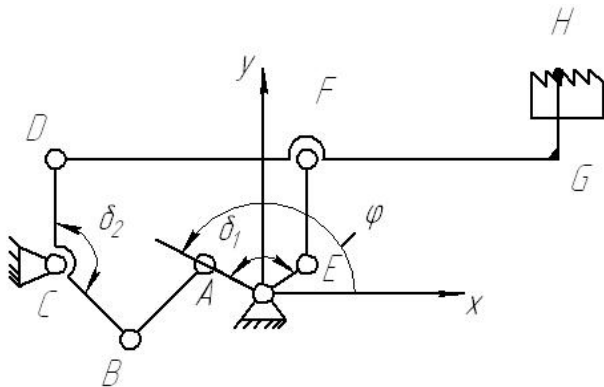


Рис. 3.8

$OA=10\text{мм}; 20\text{мм}; \delta_2=120^\circ; 150^\circ;$
 $AB=50\text{мм}; 70\text{мм}; GH=10\text{мм}; 20\text{мм};$
 $BC=30\text{мм}; 40\text{мм}; X_c=-65\text{мм}; -50\text{мм};$
 $CD=30\text{мм}; 40\text{мм}; Y_c=-10\text{мм}; -20\text{мм};$
 $DF=60\text{мм}; 70\text{мм}; \delta_1=90^\circ;$
 $FE=20\text{мм}; 30\text{мм};$
 $OE=10\text{мм}; 0 \quad n_1=3500 \text{ об/мин}; 2000 \text{ об/мин}.$

Задание №9. Механизм вертикальных
перемещений иглы петельного
Полуавтомата 1025 класса

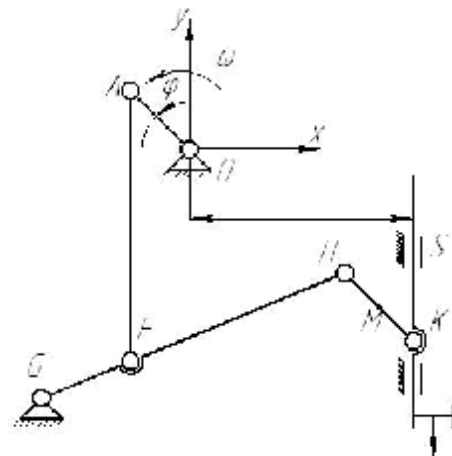


Рис. 3.9

Задание №10. Механизм нитепротягивателя
петельного полуавтомата 1025 класса.

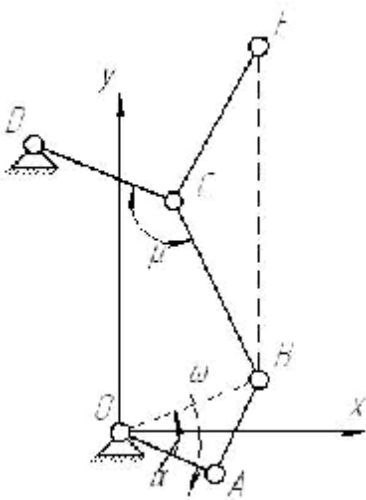


Рис.3.10

Задание №11. Механизм иглы
краеобмёточной машины
208 класса.

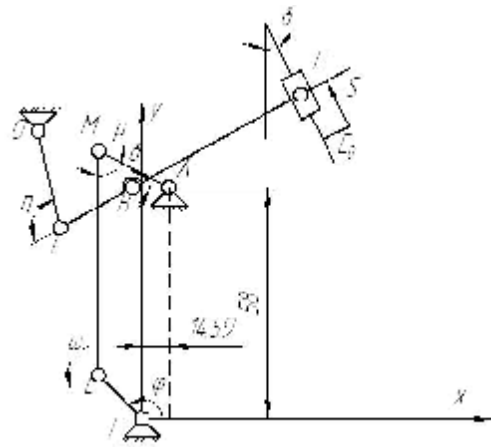


Рис. 3.11

$FL=10\text{мм}; 20\text{мм}; \delta=15^\circ; 20^\circ;$
 $LM=50\text{мм}; 60\text{мм}; XA=15\text{мм}; 20\text{мм};$
 $AM=20\text{мм}; 30\text{мм}; YA=60\text{мм}; 70\text{мм};$
 $AB=15\text{мм}; 20\text{мм}; XD=-20\text{мм}; -30\text{мм};$
 $BC=20\text{мм}; 30\text{мм}; YD=80\text{мм}; 90\text{мм};$
 $CD=30\text{мм}; 40\text{мм};$
 $BE=40\text{мм}; 50\text{мм}; n_{FL}=5000\text{об/мин}; 4000\text{ об/мин}.$

Задание №12. Механизм вертикальных перемещений
транспортирующей лапки машины 897М класса.

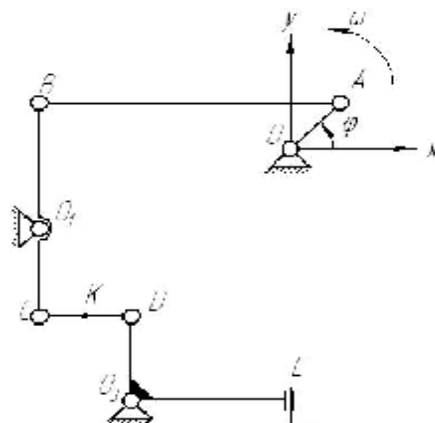


Рис. 3.12

Задание №13. Механизм двигателя ткани швейной машины.

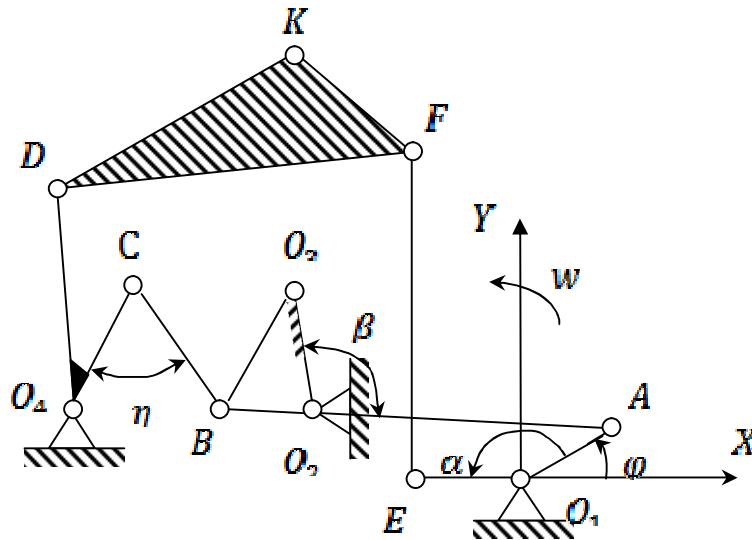


Рис.3.13

Задание №14. Механизм обрезки края ткани машины 131 ряда.

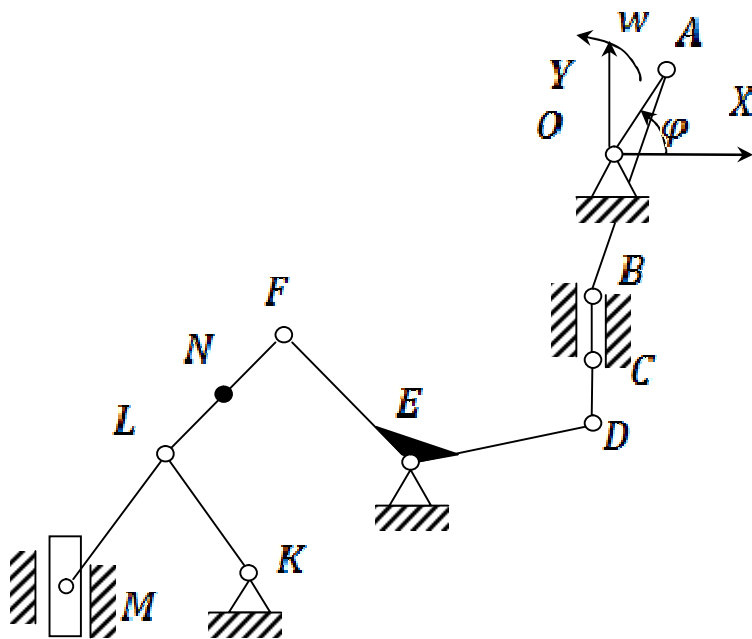


Рис.3.14

$FL=20\text{мм}; 30\text{мм};$
 $KL=20\text{мм}; 30\text{мм};$
 $ML=80\text{мм}; 100\text{мм};$
 $OA=10\text{мм}; 20\text{мм}; \quad X_M=-100\text{мм}; -150\text{мм};$
 $BC=20\text{мм}; 30\text{мм}; \quad Y_E=-70\text{мм}; -80\text{мм};$
 $CD=20\text{мм}; 40\text{мм}; \quad X_K=-60\text{мм}; -70\text{мм};$
 $ED=30\text{мм}; 50\text{мм}; \quad Y_K=-80\text{мм}; -90\text{мм};$
 $DF=70\text{мм}; 80\text{мм}$

EF=40мм; 50мм $n_1=4000$ об/мин; 5000 об/мин

Задание №15. Механизм качения челнока швейного полуавтомата 220 М класса.

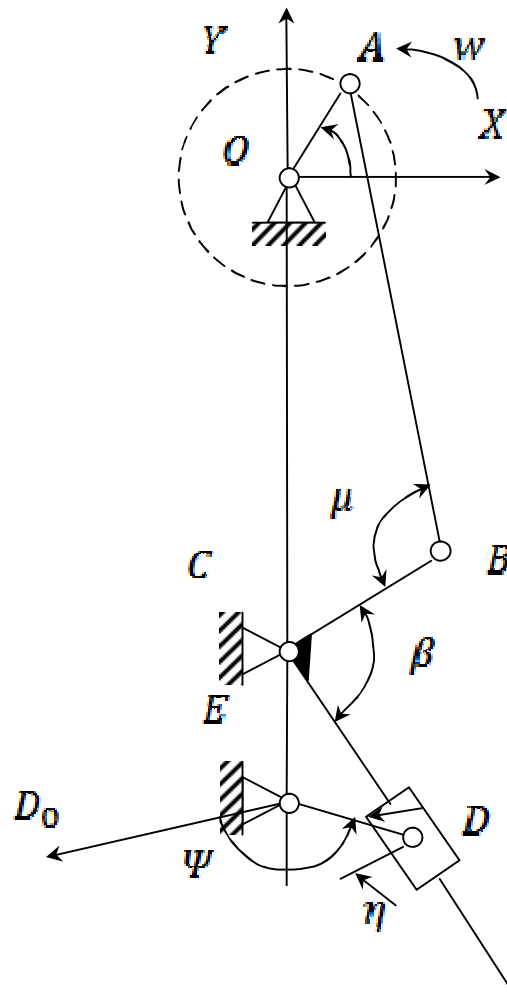


Рис.3.15

OA=20мм; 25мм;
AB=160мм; 180мм;
BC=40мм; 30мм;
 $E_D=20$; 30;
 $\delta=90^\circ$; 60° ;
 $n_1=2000$ об/мин; 3000 об/мин;
 $Y_E=-190$ мм; -170мм; $Y_C=-170$ мм; -150мм.

Задание №16. Кулисный механизм нитепритягивателя швейной машины.

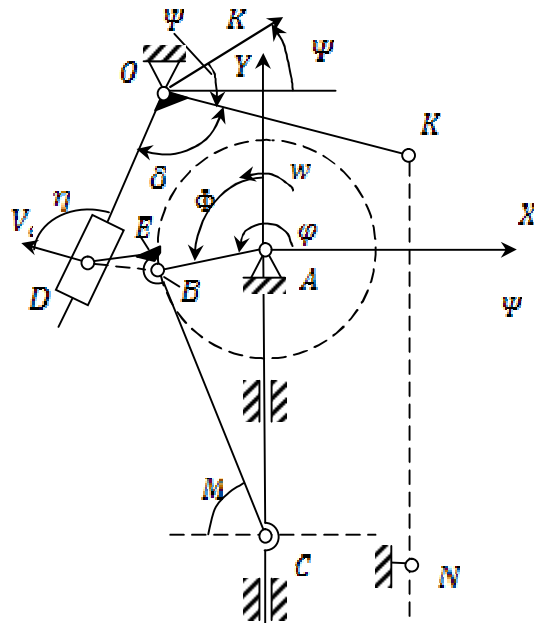


Рис. 3.16

$AB=20\text{мм}; 30\text{мм};$
 $BC=50\text{мм}; 70\text{мм};$
 $BE=10\text{мм}; 0;$
 $BD=10\text{мм}; 20\text{мм};$
 $X_O=-10\text{мм}; -20\text{мм};$
 $Y_O=30\text{мм}; 50\text{мм}; \angle\delta=90^\circ; 60^\circ; \angle BED=90^\circ;$
 $OK=50\text{мм}; 60\text{мм}; n_1=2500 \text{ об/мин}; 3000 \text{ об/мин}.$

Задание №17. Механизм иглы закрепочного полуавтомата 820 класса.

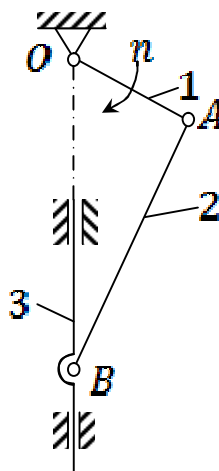


Рис. 3.17

$OA=20\text{мм};$ $AB=52.8\text{мм};$ $n=2500 \text{ об/мин};$ $m_2=19.3 \text{ г};$
 $m_3=37\text{г};$ $X_{S\Box}=0;$ $X_{S\Box}=0.9\text{мм};$
 $Y_{S\Box}=34.8\text{мм};$ $Y_{S\Box}=-4.8\text{мм};$ $I_{S\Box}=101 \text{ см}^2.$

Задание №18. Механизм нитепритягивателя закрепочного полуавтомата 820 класса.

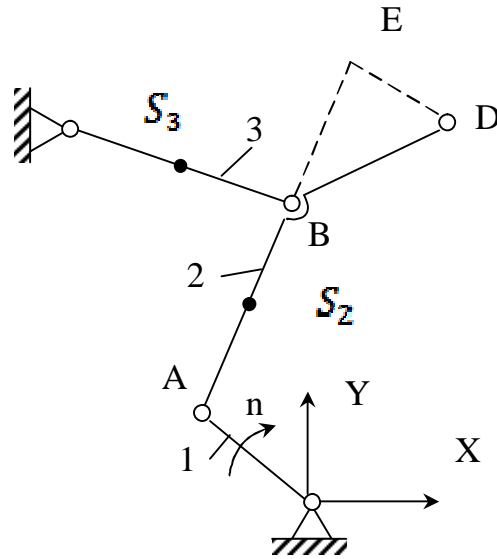


Рис. 3.18

$OA=17\text{мм}; BD=4.3\text{мм};$
 $AB=24.9\text{мм}; BC=30.4\text{мм};$
 $n=2750 \text{ об/мин}; BE=16.7\text{мм};$
 $m_2=17.9 \text{ г}; Y_C=28.9\text{мм};$
 $m_3=21.2 \text{ г}; X_C=20.5\text{мм};$
 $X_{S_2}=3.0; X_{S_3}=0; I_{S_2}=41.2 \text{ г/см}^2;$
 $Y_{S_2}=11.1\text{мм}; Y_{S_3}=12\text{мм}; I_{S_3}=28.3 \text{ г/см}^2.$

Задание №19. Механизм нитепритягивателя.

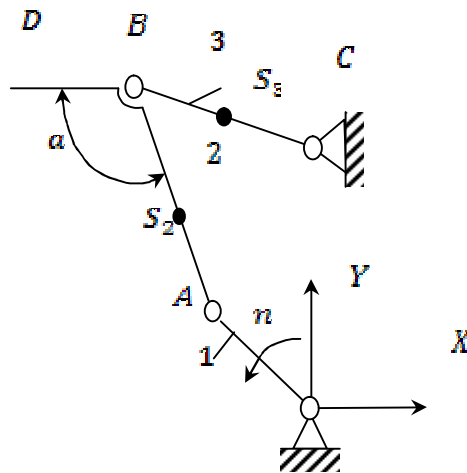


Рис.3.19

$OA=14.4\text{мм}; BD=34.9\text{мм};$
 $AB=24.9\text{мм}; BC=30.6\text{мм};$
 $n=4500 \text{ об/мин}; \alpha=0.431 \text{ рад};$

$$m_2=15 \text{ г}; Y_C=28.4\text{мм};$$

$$m_3=12 \text{ г}; X_C=17.3\text{мм}; X_{S\Box}=2.8; X_{S\Box}=0; I_{S\Box}=53 \text{ г/см}^2.$$

Задание №20. Механизм иглы швейной машины 31 ряда.

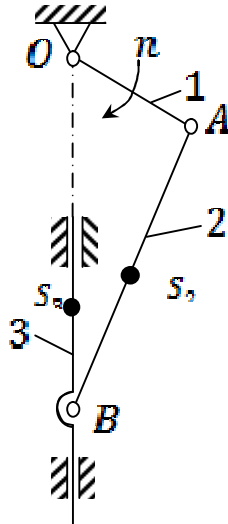


Рис. 3.20

$$OA=18.5\text{мм};$$

$$AB=66\text{мм};$$

$$n=4500 \text{ об/мин};$$

$$m_2=24.9 \text{ г};$$

$$m_3=155 \text{ г};$$

$$X_{S\Box}=0; X_{S\Box}=6\text{мм};$$

$$Y_{S\Box}=44.2\text{мм};$$

$$Y_{S\Box}=25.4\text{мм}; I_{S\Box}=187 \text{ см}^2.$$

4 Образец выполнения курсового проекта

4.1 Кинематические исследования ползунных механизмов

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

Необходимо построить рычажный механизм в положении, заданном углом наклона входного звена к оси абсцисс. Под этим чертежом строятся план скоростей и план ускорений. Необходимо учесть, что на этой половине листа больше не будет построений, и следовательно, эти три чертежа необходимо распределить так, чтобы они максимально заняли отведенную площадь листа, тем более, для того, чтобы планы скоростей и ускорений дали меньше погрешности, необходимо строить их как можно крупнее.

Масштабы построения планов скоростей и ускорений необходимо выбрать такими, чтобы длина первого вектора была в пределах 60-80 мм, и при этом значение масштаба выражалось бы удобным числом.

Следующий этап, представляющий собой аналитический метод исследования механизма, выполняется только в пояснительной записке.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД

Этот раздел рассмотрим на примере. Входные данные:

$$l_1 = 60\text{мм} = 0,06\text{м};$$

$$l_2 = 150\text{мм} = 0,15\text{м};$$

$$\varphi_1 = 30^\circ; \omega_1 = 50\text{с}^{-1}.$$

Вычерчиваем схему механизма без масштаба в положении, примерно соответствующем принятому для исследования. Пусть это будет первое положение механизма (рис. 4.1).

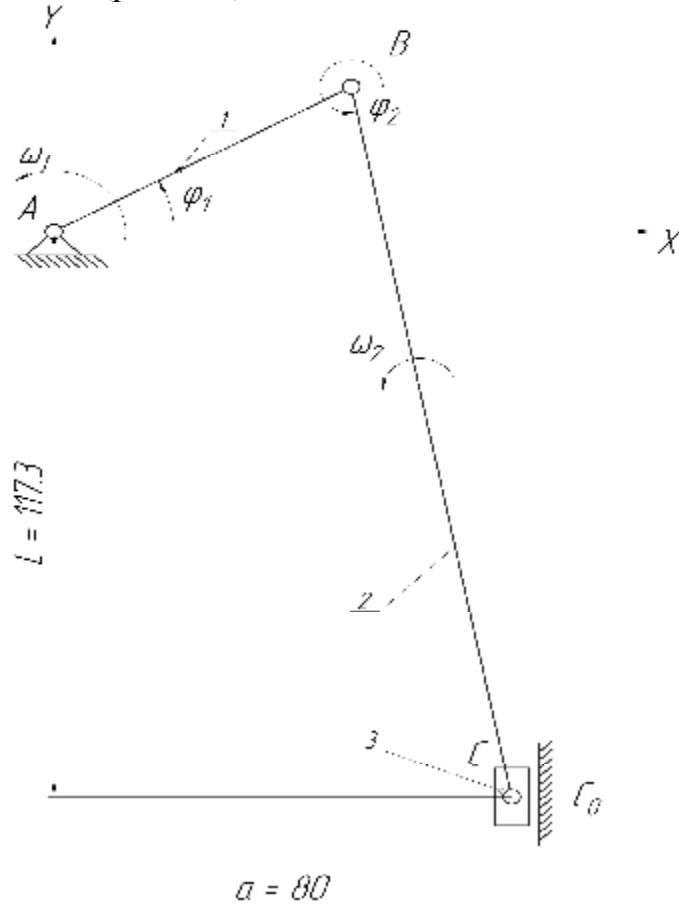


Рис. 4.1. Первое положение механизма

Для начала рассмотрим первый контур механизма, состоящий из подвижных звеньев 1,2,3. Построим его в крайнем правом (нулевом) положении.

Исследуем контур основного механизма.

Определим узлы звеньев и выберем оси координат.

Составим векторное уравнение.

$$\vec{l}_c + \vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{a} \quad (4.1)$$

Спроектируем данное уравнение на оси X и Y:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos j_1 + l_2 \cdot \cos j_2 = a, \\ -l_c + l_1 \cdot \sin j_1 + l_2 \cdot \sin j_2 = 0. \end{cases} \quad (4.2)$$

Из 1 – ого уравнения системы (4.2) найдем угол j_2 ;

$$\cos j_2 = \frac{a - l_1 \cdot \cos j_1}{l_2} = \frac{0.08 - 0.06 \cdot \cos 30^\circ}{0.15} = 0.1869;$$

$$j_2 = \arccos 0.1869 = 280.77^\circ.$$

Продифференцируем систему (4.2) по времени:

$$\begin{cases} -l_1 \cdot \sin j_1 \cdot w_1 - l_2 \cdot \sin j_2 \cdot w_2 = 0, \\ l_1 \cdot \cos j_1 \cdot w_1 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot w_2 = V_{CC_0}. \end{cases} \quad (4.3)$$

Из 1 – ого уравнения системы (4.3) найдем угловую скорость w_2 :

$$w_2 = \frac{l_1 \cdot \sin j_1 \cdot w_1}{l_2 \cdot \sin j_2} = \frac{0.06 \cdot \sin 30^\circ \cdot 50}{0.15 \cdot \sin 280.77^\circ} = 10.179(c^{-1}).$$

Из 2 – ого уравнения найдем скорость V_{CC_0} :

$$V_{CC_0} = l_1 \cdot \cos j_1 \cdot w_1 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot w_2 = 0.06 \cdot \cos 30^\circ \cdot 50 + 0.15 \cdot \cos 280.77^\circ \cdot 10.179 = 2.883(м/с).$$

Продифференцируем систему (4.3) по времени:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos j_1 \cdot w_1^2 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot w_2^2 + l_2 \cdot \sin j_2 \cdot e_2 = 0, \\ -l_1 \cdot \sin j_1 \cdot w_1^2 - l_2 \cdot \sin j_2 \cdot w_2^2 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot e_2 = a_{CC_0}^r. \end{cases} \quad (4.4)$$

Из 1 – ого уравнения системы (4.4) найдем угловое ускорение e_2 :

$$e_2 = -\frac{l_1 \cdot \cos j_1 \cdot w_1^2 + l_2 \cdot \cos j_2 \cdot w_2^2}{l_2 \cdot \sin j_2} = -\frac{0.06 \cdot \cos 30^\circ \cdot 50^2 + 0.15 \cdot \cos 280.77^\circ \cdot 10.179^2}{0.15 \cdot \sin 280.77^\circ} = 901.2486(c^{-2}).$$

Из 2 – ого уравнения найдем релятивное ускорение $a_{CC_0}^r$:

$$a_{CC_0}^r = l_2 \cdot \cos j_2 \cdot e_2 - l_1 \cdot \sin j_1 \cdot w_1^2 - l_2 \cdot \sin j_2 \cdot w_2^2 = 0.15 \cdot \cos 280.77^\circ \cdot 901.2486 - 0.06 \cdot \sin 30^\circ \cdot 50^2 - 0.15 \cdot \sin 280.77^\circ \cdot 10.179^2 = -34.469(м/с^2).$$

Проведем кинематический анализ графическим методом. Входные данные:

$$l_1 = 60\text{мм} = 0,06\text{м};$$

$$l_2 = 150\text{мм} = 0,15\text{м};$$

$$\varphi_1 = 30^\circ; \omega_1 = 50\text{с}^{-1}.$$

$$\text{Погонная масса } q = 30\text{кг/м}.$$

$$\text{Сила сопротивления } P_c = 60\text{Н}.$$

$$\text{Строим механизм в масштабе длины } m_E = 1\text{мм}/\text{мм} = 1\text{м}/\text{м}.$$

$$\text{При этом а выбираем из условия } l_1 + a < l_2. (a = 80\text{мм} = 0,08\text{м}.)$$

Построение плана скоростей (рис 4.2)

Определим скорость точки В конца кривошипа:

$$V_B = w_1 \cdot l_1 = 50 \cdot 0.06 = 3(м/с).$$

Откладываем вектор $\vec{V}_B = 60 \text{ мм}$, при этом получаем масштаб, равный:

$$m_v = \frac{V_B}{\vec{V}_B} = \frac{3}{60} = 0.05 (\text{м/с} \cdot \text{мм}).$$

Построив план скоростей, определяем все линейные и угловые скорости точек и звеньев механизма:

$$V_{CB} = \vec{V}_{CB} \cdot m_v = 30 \cdot 0.05 = 1.5 (\text{м/с});$$

$$w_2 = \frac{V_{CB}}{l_2} = \frac{1.5}{0.15} = 10 (\text{рад/с}). \quad V_{CC_0} = \vec{V}_{CC_0} \cdot m_v = 57.5 \cdot 0.05 = 2.875 (\text{м/с});$$

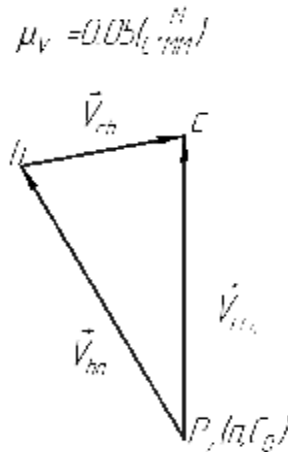


Рис 4.2. План скоростей

Построение плана ускорений (рис 4.3)

Определяем ускорение точки В конца кривошипа:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t. \quad (4.5)$$

Принимаем среднюю угловую скорость входного звена за постоянную величину, получаем:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{BA}^n = w_1^2 \cdot l_1 = 50^2 \cdot 0.06 = 150 (\text{м/с}^2).$$

Из полюса π_a откладываем вектор $\vec{a}_B = 75 \text{ мм}$ параллельно звену АВ в сторону центра вращения кривошипа и обозначаем конец этого вектора буквой b.

При этом масштаб плана ускорений получаем равным:

$$m_a = \frac{a_B}{\vec{a}_B} = \frac{150}{75} = 2 (\text{м/с}^2 \cdot \text{мм}).$$

Построив план ускорений, определим все линейные и угловые ускорения точек и звеньев механизма:

$$a_{CB}^n = w_2^2 \cdot l_2 = 10^2 \cdot 0.15 = 15(\text{м/с}^2);$$

$$\Rightarrow a_{CB}^n = \frac{r_{CB}^n}{m_a} = \frac{15}{2} = 7.5(\text{мм}).$$

$$a_{CB}^t = a_{CB}^t \cdot m_a = 67,5 \cdot 2 = 135(\text{м/с}^2).$$

$$e_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_2} = \frac{135}{0.15} = 900(\text{рад/с}^2).$$

$$a_{CC_0}^r = a_{CC_0}^r \cdot m_a = 17.5 \cdot 2 = 35(\text{м/с}^2).$$

$$\mu_A = 2(l_1 + l_2)$$

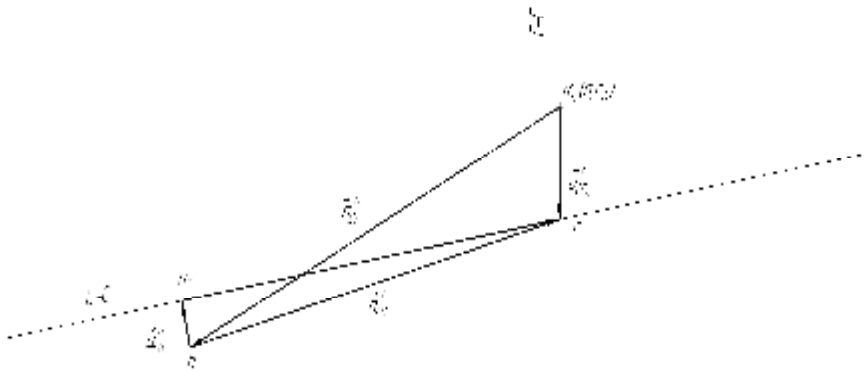


Рис.4.3.План ускорений

Табл. 4.1

№	Параметры	Результаты, полученные графически	Результаты, полученные аналитически	Расхождение результатов в %
1	$\omega_2, \text{с}^{-1}$	10	10,179	1,76
2	$\varepsilon_2, \text{с}^{-2}$	900	901,2486	0,14
3	$V_{CC_0}, \text{м/с}$	2,875	2,883	0,28
4	$a_{CC_0}^r, \text{м/с}^2$	35	-34,469	1,52

4.2 Кинематические исследования кривошипно-шатунных механизмов.

Исходные данные:

Угловая скорость кривошипа: $w_1 = 50\text{с}^{-1}$.

Угловое положение кривошипа: $j_1 = 30^\circ$.

Длины звеньев (мм): $l_1 = 50; l_2 = 100; l_3 = 70$.

Координаты стойки D: $l_0 = 100\text{мм}$.

Погонная масса: $q = 25 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$.

Момент сопротивления: $M_c = 5H \cdot \text{м}$.

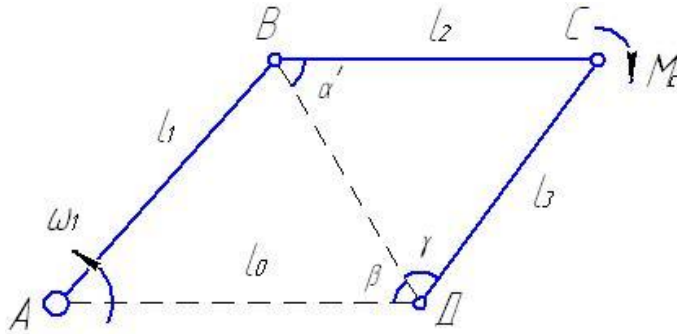


Рис.4.4. Схема механизма

Исследуем кинематику механизма аналитическим методом. Составляем уравнение замкнутости для механизма:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_3 = \vec{l}_0 \quad (4.6)$$

Соединим точки B и D, спроектируем точку B на горизонталь, тогда:

$$AK = l_1 \cdot \cos j_1 = 50 \cdot \cos 30^\circ = 43.301 \text{ мм}$$

$$BK = l_1 \cdot \sin j_1 = 50 \cdot \sin 30^\circ = 25 \text{ мм}$$

Из треугольника BKD находим BD:

$$KD = l_0 - AK = 100 - 43.301 = 56.699 \text{ мм}$$

$$BD = \sqrt{BK^2 + KD^2} = \sqrt{25^2 + 56.699^2} \approx 61.966 \text{ мм}$$

Из треугольника BCD по теореме косинусов находим угол g :

$$g = \arccos \cdot \frac{BD^2 + l_3^2 - l_2^2}{2 \cdot BD \cdot l_3} = \arccos \frac{61.966^2 + 70^2 - 100^2}{2 \cdot 61.966 \cdot 70} = 98.353^\circ$$

Из треугольника BCD находим угол a' по теореме синусов:

$$a' = \arcsin \cdot \frac{l_3 \cdot \sin g}{l_2} = \arcsin \frac{70 \cdot \sin 98.353^\circ}{100} = 43.834^\circ$$

Тогда:

$$j_2 = a' - b = 20.04^\circ$$

$$j_3 = 360^\circ - (g + b) = 237.853^\circ$$

Спроектируем уравнение (1) на оси координат:

$$\begin{cases} l_1 \cos j_1 + l_2 \cos j_2 + l_3 \cos j_3 = l_0 \\ l_1 \sin j_1 + l_2 \sin j_2 + l_3 \sin j_3 = 0 \end{cases} \quad (4.7)$$

Дифференцируем систему I по времени:

$$\begin{cases} l_1 \sin j_1 w_1 - l_2 \sin j_2 w_2 - l_3 \sin j_3 w_3 = 0 \\ -l_1 \cos j_1 w_1 + l_2 \cos j_2 w_2 + l_3 \cos j_3 w_3 = 0 \end{cases} \quad (4.8)$$

Решаем уравнение поворотом осей координат. Повернем его на угол j_2 . Тогда уравнение 1 системы (4.7) примет вид:

$-l_1 \sin(j_1 - j_2) w_1 - l_3 \sin(j_3 - j_2) w_3 = 0$, откуда получаем угловую скорость звена 3:

$$w_3 = \frac{l_1 \sin(j_1 - j_2)}{l_3 \sin(j_3 - j_2)} \cdot w_1 = \frac{50 \cdot \sin 9,96^\circ}{70 \cdot \sin 217,813^\circ} \cdot 50 = 10,076 c^{-1}$$

Из уравнения 2 системы (4.8) найдем угловую скорость звена 2:

$$w_2 = \frac{l_1 \cos j_1 w_1 + l_3 \cos j_3 w_3}{l_2 \cos j_2} = \frac{50 \cdot \cos 30^\circ \cdot 50 + 70 \cos 237,853 \cdot 10,076}{100 \cdot \cos 20,04^\circ} = -19,051 c^{-1}$$

Дифференцируем систему (4.8) по времени:

$$\begin{aligned} l_1 \cos j_1 w_1^2 + l_2 \cos j_2 w_2^2 + l_2 \sin j_2 e_2 + l_3 \cos j_3 w_3^2 + l_3 \sin j_3 e_3 &= 0 \\ -l_1 \sin j_1 w_1^2 - l_2 \sin j_2 w_2^2 + l_2 \cos j_2 e_2^2 - l_3 \sin j_3 w_3^2 + l_3 \cos j_3 e_3^2 &= 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

Поворачиваем оси координат в уравнении (4.9) на угол j_3 . Тогда получаем угловое ускорение звена 2:

$$\begin{aligned} e_2 &= -\frac{l_1 \cos(j_1 - j_3) \cdot w_1^2 + l_2 \cos(j_2 - j_3) \cdot w_2^2 + l_3 w_3^2}{l_2 \sin(j_2 - j_3)} = \\ &= -\frac{50 \cdot \cos(-207,853) \cdot 50^2 + 100 \cdot \cos(217,813) \cdot 19,051^2 + 70 \cdot 10,076^2}{100 \cdot \sin(-217,813)} = 2154,4 c^{-2} \\ e_3 &= \frac{l_1 \sin j_1 w_1^2 + l_2 \sin j_2 w_2^2 - l_2 \cos j_2 w_3^2}{l_3 \cos j_3} = \\ &= \frac{50 \cdot \sin 30^\circ \cdot 50^2 + 100 \cdot \sin 20,04^\circ \cdot 19,051^2 - 100 \cdot \cos 20,04^\circ \cdot (2154,4)}{70 \cdot \cos 237,853^\circ} + \\ &+ \frac{70 \cdot \sin 237,853^\circ \cdot 10,076^2}{70 \cdot \cos 237,853^\circ} = 3583,6 c^{-2} \end{aligned}$$

Исследуем кинематику механизма графическим методом.

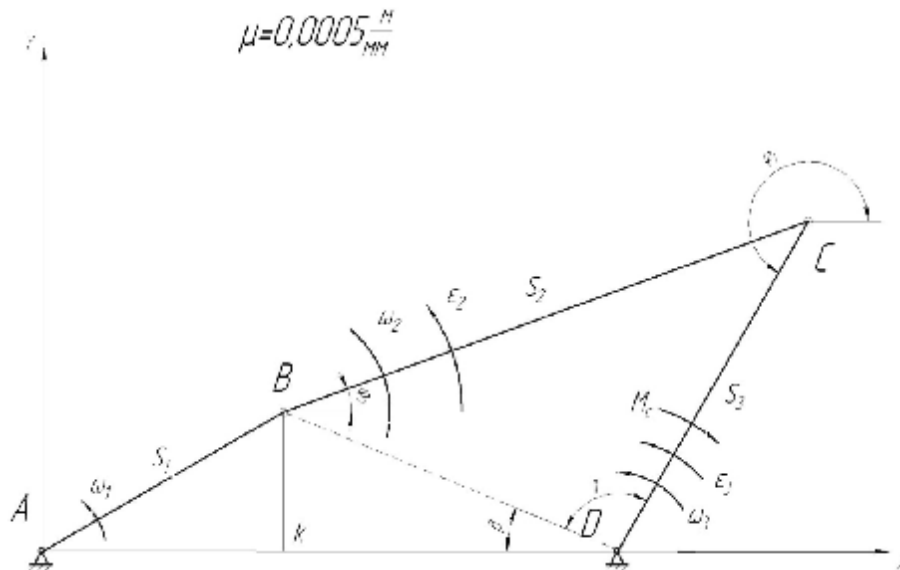


Рис. 4.5. План кривошипно-шатунного механизма

План скоростей: по заданной угловой скорости кривошипа (см. рис 4.5) и его длине находим скорость точки В относительно А (см. рис 4.6)

$$u_B = w_1 \cdot l_{BA} = 50 \cdot 50 = 2500 \text{ мм/с}$$

Определяем масштабный коэффициент плана скоростей

$$m_v = 10 \frac{\text{мм/с}}{\text{мм}} \quad P_v = 250 \text{ мм}$$

Из произвольной точки вектора u_{BA} , который перпендикулярен кривошипу АВ и направлен в сторону вращения. В конус вектора ставим точку а и b. Из точки b проводим линию, перпендикулярную шатуну ВС, а из полюса – прямую, перпендикулярную коромыслу BD, на пересечении получаем точку с.

Изображаем стрелки векторов u_{CB} и u_{CD} .

Находим скорости:

$$u_{CB} = CB \cdot m_v = 190 \cdot 10 = 1900 \text{ мм/с}$$

$$u_{CD} = P_c \cdot m_v = 70 \cdot 10 = 700 \text{ мм/с}$$

Направление угловой скорости звеньев определяем так. Переносим вектор скорости u_{CB} в точку С звена ВС и смотрим, куда повернется шатун ВС,

дуговой стрелкой отмечаем направление. Аналогично определяем и для других звеньев. Угловые скорости:

$$w_2 = \frac{u_{CB}}{CB} = \frac{1900}{100} = 19 \text{ с}^{-1}; w_3 = \frac{u_{CD}}{CD} = \frac{700}{70} = 10 \text{ с}^{-1}.$$

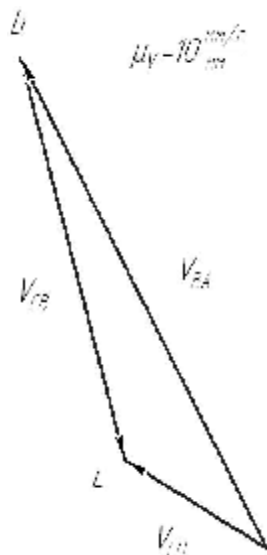


Рис. 4.6. План скоростей

План ускорений (рис 4.7). Точка В имеет только нормальное ускорение (т.к. $e = 0$):

$$a_B = a_{BA}^n = w_1^2 \cdot AB = 50^2 \cdot 50 = 125000 \text{ мм/с}^2.$$

Масштабный коэффициент $m_a = \frac{a_B}{\Pi_a} = \frac{125000}{125} = 1000 \frac{\text{мм/с}^2}{\text{мм}}.$

Из произвольной точки П (полюса ускорений) проводим вектор a_{BA}^n , который параллелен кривошипу АВ и направлен от точки В к точке А. В конце этого вектора ставим букву b:

$$a_{CB}^n = w_2^2 \cdot CB = 19^2 \cdot 100 = 36100 \text{ мм/с}^2$$

$$a_{CD}^n = w_3^2 \cdot CD = 10^2 \cdot 70 = 7000 \text{ мм/с}^2$$

Из точки b откладываем вектор a_{CB}^n , который параллелен шатуну СВ и направлен от точки С к точке В механизма, получаем точку n_2 . Откладываем вектор a_{CD}^n , который параллелен шатуну CD и направлен от точки С к точке D механизма, получаем точку n_3 . Через n_2 проводим линию, перпендикулярную шатуну ВС, а через n_3 проводим линию, перпендикулярную CD, в пересечении получаем точку с, ставим стрелки двух векторов.

Из плана ускорений получаем:

$$a_{CB}^t = n_{2c} \cdot m_a = 216 \cdot 1000 = 216000 \text{ мм/с}^2$$

$$a_{CD}^t = n_{3c} \cdot m_a = 252 \cdot 1000 = 252000 \text{ мм/с}^2$$

$$e_2 = \frac{a_{CB}^t}{CB} = \frac{216000}{100} = 2160 \text{ с}^{-2}$$

$$e_3 = \frac{a_{CD}^t}{CD} = \frac{252000}{100} = 2520 \text{ с}^{-2}$$

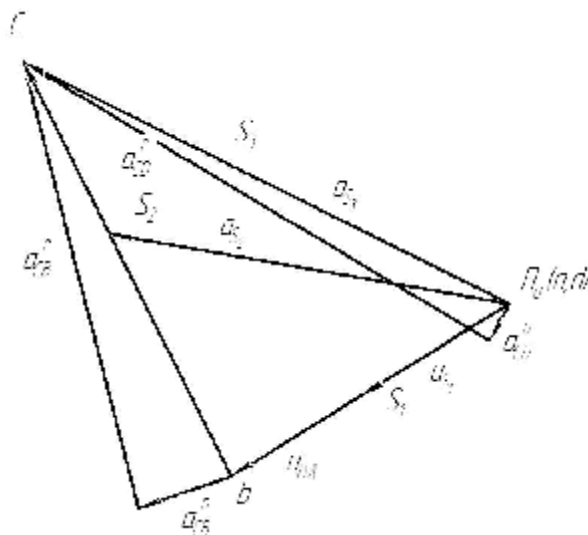


Рис. 4.7. План ускорений

Таблица 4.2. Таблица погрешностей.

	Аналитическое значение	Графическое значение	Погрешность, %
w_2	19,051	19	0,27
w_3	10,076	10	0,76
e_2	2154,4	2160	0,26
e_3	3583,6	3600	0,46

5.Силовой анализ механизмов

5.1 Силовой анализ ползунных механизмов

Проведём силовой анализ для основного механизма.

Силовой анализ механизма заключается в определении реакций в кинематических парах и уравнивающей силы, приложенной к концу входного звена. Известно, что по величине уравнивающей силы можно определить мощность двигателя. При реальном исследовании механизмов уравнивающая сила определяется не для одного, а для всех положений механизма в течение полного оборота входного звена, а затем по максимальному значению этой силы определяется мощность двигателя для обеспечения нормальной работы механизма.

Силовой анализ механизма проводится, как правило, только для основного механизма. Последовательность выполнения этой работы рассмотрим на примере того же механизма.

Примечание:

1. Вес звеньев, имеющих форму стержней, следует определять по формуле:

$$G = g \cdot l_1, \quad (5.1)$$

где l_1 -длина стержня, см;

$g = 0.1 \text{ кг/см}$ -погонный вес стержня.

2. Вес звеньев, имеющих треугольную форму, следует определять по той же формуле.

3. Вес ползунов на подвижных направляющих следует принимать равным весу шатуна, а весом ползунов на неподвижных направляющих - пренебрегать.

4. Центры масс звеньев, имеющих форму стержней, брать посередине последних, а имеющих форму треугольника - на пересечении медиан.

5. Момент инерции стержня относительно оси вращения определять по формуле:

$$I_0 = \frac{ml^2}{3}, \text{ кгМ} \cdot \text{сек}^2, \quad (5.2)$$

где m - масса звена, l -длина звена, м. Момент инерции стержня относительно оси, проходящей через центр масс, определять по формуле:

$$I_s = \frac{ml^2}{12}, \text{ кгМ} \cdot \text{сек}^2. \quad (5.3)$$

6. Звенья, имеющие треугольную форму, считать составленными из стержней.

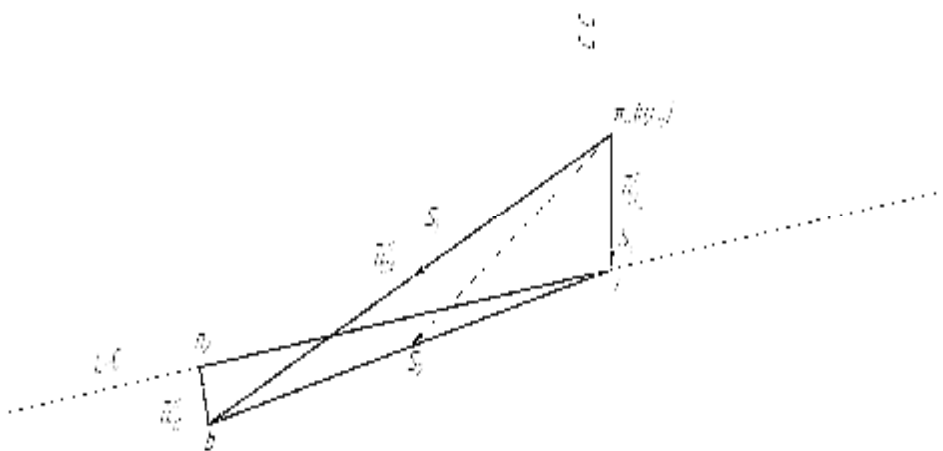


Рис 5.1.План ускорений

7. При выполнении графической части работы необходимо обособленно

вычертить группы Ассура, составляющие данный механизм, приложить к звеньям этих групп необходимые для расчёта силы и построить в масштабе

$K_p \left[\frac{\text{кг}}{\text{мм}} \right]$ планы сил для каждой группы. Предварительно на плане ускорений

должны быть показаны ускорения центров масс.

8. При силовом расчёте по методу рычага Жуковского вначале

определяется приведённая сила, точкой приложения которой является палец кривошипа, а линия действия этой силы перпендикулярна к кривошипу.

Вычерчиваем основной механизм, состоящий из входного звена 1 и звеньев 2 и 3, образующих группу Ассура 2(2). Рядом с ним располагаем план ускорений (рис 5.1), на котором дополнительно указываем ускорения центров тяжести звеньев. Затем разбиваем механизм на группы Ассура и проводим силовой анализ группы, наиболее удалённой от входного звена. В нашем примере это звенья 2 и 3 (группа 2[2]), (рис 5.2).



Рис 5.2. Присоединительная группа

Эти звенья нагружаем силами и моментами. Силы тяжести и силы инерции прикладываем к центрам тяжести звеньев, а моменты сил инерции - к самим звеньям, направления которых будут противоположны направлениям угловых ускорений. Силы инерции прикладываем параллельно и противоположно векторам ускорений центров тяжести. Величины сил и моментов определяем так: силы тяжести $G_i = m_i \cdot g$, где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

массы $m_i = l \cdot g$, где $g = 30 \text{ кг/м}$ – погонная масса;

l_i – длина звена (м).

$$m_1 = 30 \cdot 0.06 = 1.8(\text{кг});$$

$$m_2 = 30 \cdot 0.15 = 4,5(\text{кг});$$

$$m_3 = 30 \cdot m_2 = 0,5 \cdot 4,5 = 2,25(\text{кг}).$$

Таким образом, силы тяжести звеньев будут равны:

$$G_1 = m_1 \cdot g = 1.8 \cdot 9.81 = 17.658 \text{ Н};$$

$$G_2 = m_2 \cdot g = 4,5 \cdot 9.81 = 44,145 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 2,25 \cdot 9.81 = 22,073 \text{ Н}.$$

Определим силы инерции по формуле :

$$P_{инi} = -m_i \cdot a_{si}.$$

Здесь a_{si} - ускорение центра масс звена, которое определяется по плану ускорений. Знак «-» указывает на то, что сила инерции направлена параллельно и противоположно ускорению центра масс.

$$P_{ин1} = -m_1 \cdot a_{s1} = m_1 \cdot p_a S_1 \cdot m_a = 1.8 \cdot 37.5 \cdot 2 = 135(\text{Н});$$

$$P_{ин2} = -m_2 \cdot a_{s2} = m_2 \cdot p_a S_2 \cdot m_a = 4.5 \cdot 42.5 \cdot 2 = 382.5(\text{Н});$$

$$P_{ин3} = -m_3 \cdot a_{s3} = m_3 \cdot p_a S_3 \cdot m_a = 2,25 \cdot 17,5 \cdot 2 = 78,75(\text{Н}).$$

Момент силы инерции 2 – ого звена равен:

$$M_{ин2} = -I_{s2} \cdot e_2 = \frac{m_2 \cdot l_2^2}{12} \cdot e_2 = \frac{4.5 \cdot (0.15)^2}{12} \cdot 900 = 7.594(\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

Направление моментов противоположно направления углового ускорения звена 2. Сила полезного сопротивления ($P_c = 60 \text{ Н}$) приложена к выходному звену 3 и направлена противоположно его движению.

Силу реакции звена 3 обозначим через R_c .

Определяемую реакцию в точке В раскладываем на составляющие R_B^t и R_B^n . Составим уравнение моментов относительно точки В и найдем реакцию R_c :

$$P_{ин2} \cdot h_2 - G_2 \cdot h_1 + P_{ин3} \cdot 2 \cdot h_1 - P_c \cdot 2 \cdot h_1 - R_c \cdot 2 \cdot h_4 - M_{ин2} = 0;$$

$$R_c = \frac{P_{ин2} \cdot h_2 - G_2 \cdot h_1 + P_{ин3} \cdot 2 \cdot h_1 - P_c \cdot 2 \cdot h_1 - M_{ин2}}{2 \cdot h_4} =$$

$$\frac{382,5 \cdot 0,066 - 44,145 \cdot 0,0135 + 78,75 \cdot 2 \cdot 0,0135 - 22,073 \cdot 2 \cdot 0,0135 -$$

$$-60 \cdot 2 \cdot 0,0135 - 7,594}{2 \cdot 0,0735} = 115,412(\text{Н}).$$

Составим уравнение моментов точки С и найдем реакцию R_B^t :

$$R_B^t \cdot h_3 - M_{ин2} - P_{ин2} \cdot h_2 + G_2 \cdot h_1 = 0.$$

$$R_B^t = \frac{M_{ин2} - P_{ин2} \cdot h_2 + G_2 \cdot h_1}{h_3} = \frac{7.594 + 382.5 \cdot 0.066 - 44.145 \cdot 0.0135}{0.15} = 222.97(\text{Н}).$$

Строй план сил по векторному уравнению равновесия группы (рис 5.3).

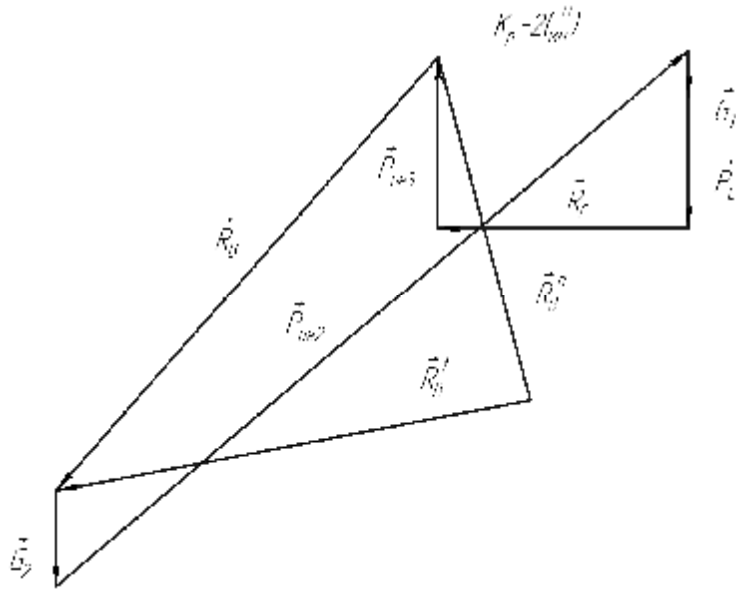


Рис 5.3. План сил

$$\dot{\mathbf{R}}_B^t + \dot{\mathbf{R}}_B^n + \dot{\mathbf{G}}_2 + \dot{\mathbf{P}}_c + \dot{\mathbf{R}}_C + \dot{\mathbf{P}}_{ин3} = 0. \quad (5.4)$$

Ориентируясь на максимальное и минимальное значения слагаемых, выбираем масштаб плана сил равным $k_p = 2 \text{ Н/мм}$. При этом векторы сил получаются (см. рис 5.2):

$$\mathbf{r}_{R_B^t} = \frac{R_B^t}{k_p} = \frac{222.97}{2} = 111.48(\text{мм});$$

$$\mathbf{r}_{P_c} = \frac{P_c}{k_p} = \frac{60}{2} = 30(\text{мм});$$

$$\mathbf{r}_{G_2} = \frac{G_2}{k_p} = \frac{44.145}{2} = 22.1(\text{мм});$$

$$\mathbf{r}_{G_3} = \frac{G_3}{k_p} = \frac{22.073}{2} = 11.04(\text{мм});$$

$$\mathbf{r}_{R_C} = \frac{R_C}{k_p} = \frac{115.412}{2} = 57.71(\text{мм});$$

$$\mathbf{r}_{P_{ин2}} = \frac{P_{ин2}}{k_p} = \frac{382.5}{2} = 191.25(\text{мм});$$

$$\mathbf{r}_{P_{ин3}} = \frac{P_{ин3}}{k_p} = \frac{78.75}{2} = 39.375(\text{мм}).$$

Последовательно строим все известные векторы, начиная с $\dot{\mathbf{R}}_B^t$ и заканчивая $P_{ин3}$. Затем соединяем конец вектора $P_{ин3}$ и начало вектора $\dot{\mathbf{R}}_B^t$. Получаем вектор $\dot{\mathbf{R}}_B^n$, который будет перпендикулярен вектору $\dot{\mathbf{R}}_B^t$. Затем соединяем начало вектора $\dot{\mathbf{R}}_B^n$ с концом вектора $\dot{\mathbf{R}}_B^t$. Получаем полную реакцию $\dot{\mathbf{R}}_B$.

$$R_B = \dot{R}_B \cdot kp = 132 \cdot 2 = 264(H).$$

Затем определяем уравнивающую силу. Для этого переносим в точку В входного звена реакцию R_B с противоположным направлением и к ней же прикладываем искомую уравнивающую силу перпендикулярно входному звену (рис 5.4).

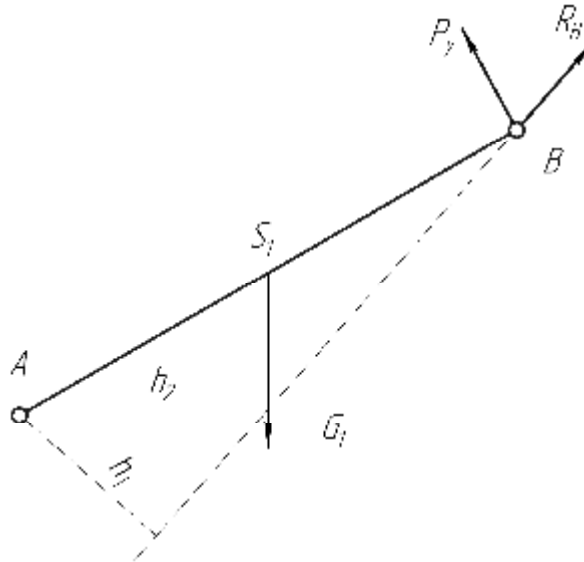


Рис 5.4. Входное звено

Кроме того, к центру тяжести прикладываем силу тяжести и из уравнения моментов относительно точки А определяем уравнивающую силу:

$$P_y = \frac{G_1 \cdot h_2 - R_B \cdot h_1}{l_{AB}} = \frac{17.658 \cdot 0.026 - 264 \cdot 0.019}{0.06} = -75.948(H).$$

Знак "-" указывает на противоположное направление уравнивающей силы. Для проверки правильности проведённых расчётов определяем уравнивающую силу вторым методом, который основан на теореме о жёстком рычаге Н.Е. Жуковского.

Строим план скоростей, повернутый на 90° (рис 5.2).

Для удобства первый вектор \dot{V}_B выбираем равным 60 мм. Получив все точки, в том числе и точки центров тяжести звеньев, прикладываем к ним силы тяжести и силы инерции, а к вектору \dot{b}_C - момент силы инерции. К точке с вектора \dot{C}_0C прикладываем силу полезного сопротивления. Значение момента силы инерции будет равно:

$$M_{ин2} = \dot{M}_{ин2} \cdot \frac{\dot{b}_c}{l_2} = 7.594 \cdot \frac{30.5}{0.15} (H / мм).$$

Приложив в точку В перпендикулярно вектору скорости этой точки уравнивающую силу, определяем её из уравнения моментов относительно полюса P_v . При этом плечи сил берутся в мм чертежа без учёта какого-либо масштаба, т.к. план скоростей безмасштабный.

$$P_v = \frac{P_{ун3} \cdot \vec{a}_c + P_{ун2} \cdot h_2 - G_1 \cdot h_1 - \vec{P}_c \cdot \vec{a}_c - G_2 \cdot h_2 - G_3 \cdot \vec{a}_c - M_{ун2}}{\vec{P}_v \cdot b} =$$

$$= \frac{78.75 \cdot 58 + 382.5 \cdot 23.5 - 17.658 \cdot 25.5 - 60 \cdot 58 - 44.145 \cdot 54 - 22.073 \cdot 58 - 1544.063}{60} =$$

$$= 73.631(H).$$

Определим расхождение результата, полученного двумя методами:

$$d = \frac{P_v^{nn} - P_v^p}{P_v^{nn}} \cdot 100\% = \frac{75.948 - 73.631}{75.948} \cdot 100\% = 3.05\%$$

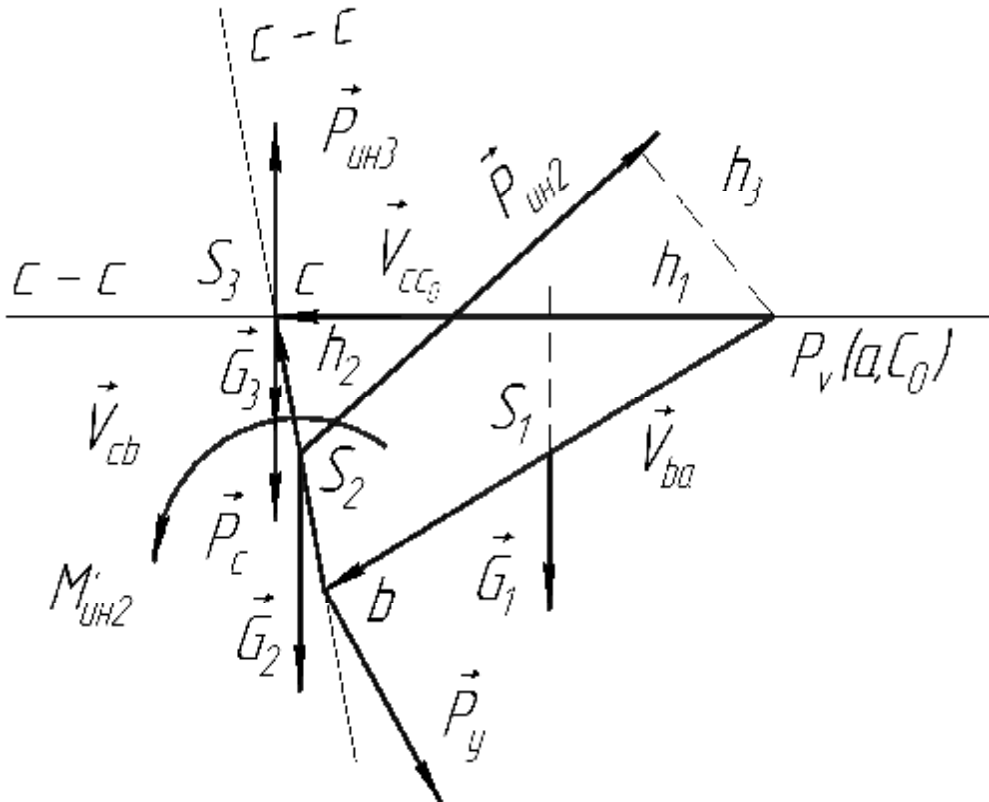


Рис 5.5. Рычаг Жуковского

5.2 Силовой анализ кривошипно-шатунных механизмов

Массы звеньев по формуле $m = q \cdot l$.

$$m_1 = 25 \cdot 0,05 = 1,25 \text{ кг}; \quad m_2 = 25 \cdot 0,1 = 2,5 \text{ кг};$$

$$m_3 = 25 \cdot 0,07 = 1,75 \text{ кг}.$$

Силы тяжести звеньев по формуле $G = m \cdot g$.

$$G_1 = 1,25 \cdot 10 = 1,25 \text{ Н};$$

$$G_2 = 2,5 \cdot 10 = 25 \text{ Н};$$

$$G_3 = 1,75 \cdot 10 = 17,5 \text{ Н}.$$

Определяем силы инерции по формуле $P = m \cdot a$.

$$P_1 = 1,25 \cdot 62,5 = 78,1 \text{ Н};$$

$$P_2 = 2,5 \cdot 166 = 415 \text{ Н};$$

$$P_3 = 1,75 \cdot 125,5 = 219,6 \text{ Н}.$$

Каждое звено нагружено силой тяжести, которая направлена вертикально вниз, силой инерции, которая направлена противоположно направлению ускорения

центра тяжести. Точкой приложения сил служит центр тяжести звеньев. Моменты сил инерции (направлены против угловых скоростей).

$$M_2 = \frac{m_2 \cdot l_2^2}{12} \cdot \varepsilon_2 = \frac{2,5 \cdot 0,1^2}{12} \cdot 2154,4 = 4,488 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_3 = \frac{m_3 \cdot l_3^2}{12} \cdot \varepsilon_3 = \frac{1,75 \cdot 0,07^2}{12} \cdot 3583,6 = 2,561 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Анализируем группу из звеньев 2 и 3. Составляем уравнения равновесия для звеньев по отдельности:

$$\sum M_c^2 = 0; \quad P_2 h_1 + G_2 h_2 - M_2 - R_{12}^t \cdot l_2 = 0; \quad (5.5)$$

$$R_{12}^r = \frac{1}{0,1} (415 \cdot 0,026 + 25 \cdot 0,046 - 4,488) = 74,5 \text{ Н}.$$

$$\sum M_c^3 = 0; \quad P_3 h_1 + G_3 h_2 - M_3 - M_c - R_{03}^t \cdot l_3 = 0; \quad (5.6)$$

$$R_{03}^r = \frac{1}{0,07} (219,6 \cdot 0,035 + 17,5 \cdot 0,018 - 2,561 - 5) = 6,3 \text{ Н}.$$

Для группы план сил строим по уравнению:

$$\vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^t + \vec{P}_2 + \vec{G}_2 + \vec{P}_3 + \vec{G}_3 + \vec{P}_c + \vec{R}_{03}^t + \vec{R}_{03}^n = 0. \quad (5.7)$$

Построение произведем последовательным прикладыванием векторов друг к другу в масштабе, причем замыкание получим с помощью линий действия нормальных составляющих реакций.

$$\mu_F = 2 \text{ Н/мм};$$

$$R_{12} = 460 \cdot 2 = 920 \text{ Н};$$

$$R_{03} = 2,78 \cdot 2 = 556 \text{ Н}.$$

Рассмотрим равновесие кривошипа, переносим полученную реакцию на кривошип с противоположным направлением, уравнивающую силу прикладываем перпендикулярно кривошипу в точке А. Составляем уравнение моментов относительно шарнира А:

$$\sum M_A = 0; \quad R_{12} h_1 + G_1 h_2 + P_{yp} h_3 = 0; \quad (5.8)$$

$$P_{yp} = \frac{1}{100} (20 \cdot 26 + 12,5 \cdot 43) = 244,6 \text{ Н}.$$

Найдем уравнивающую силу методом Жуковского. Вычерчиваем план скоростей, повернутый на 90° и укажем все силовые факторы (силы тяжести, сопротивления, уравнивающую силу, моменты инерции), действующие на механизм, а затем составляем уравнение равновесия относительно полюса плана скоростей.

$$\sum M_P = 0; \quad G_1 h_1 + G_2 h_2 + G_3 h_3 + P_2 h_4 + P_3 h_5 + M_c' - M_2' + M_3' - P_{yp} h_7 = 0;$$

Пересчитываем значения моментов из-за того, что изменились плечи приложения.

$$M_2' = M_2 \frac{cb}{l_2} = 4,488 \frac{114}{0,1} = 5116 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_3' = M_3 \frac{cp}{l_3} = 2,561 \frac{42}{0,07} = 1536,6 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_c' = M_c \frac{cp}{l_3} = 5 \frac{42}{0,07} = 3000 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$P_{yp} = \frac{1}{150} (12,5 * 64 + 25 * 75 + 17,5 * 11 + 415 * 70 + 2196 * 21 - 5116 + 1536,6 + 3000) = 239,7 \text{ Н.}$$

Погрешность проведения силового анализа:

$$\Delta = \frac{244,6 - 239,7}{244,6} * 100\% = 2\%.$$

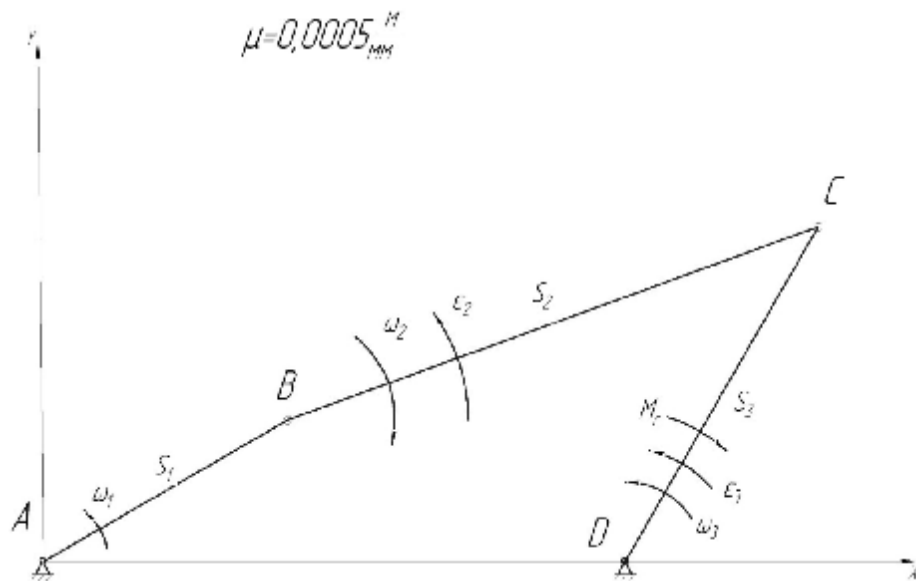


Рис 5.6. План механизма

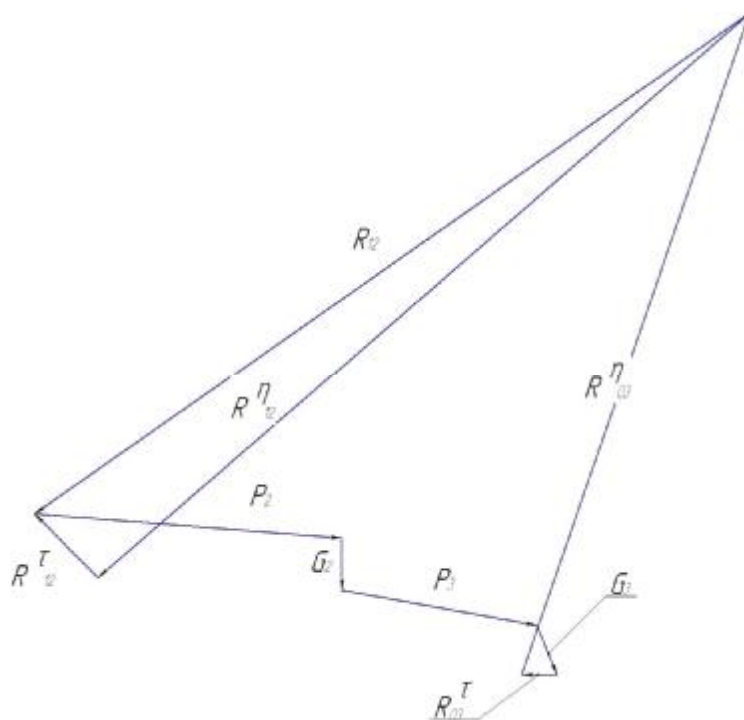


Рис 5.7. Силовой многоугольник

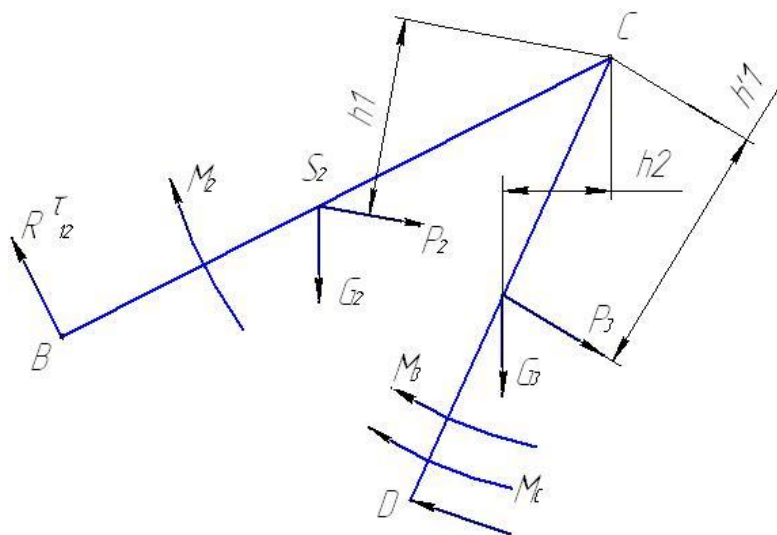


Рис 5.8. Присоединительная группа

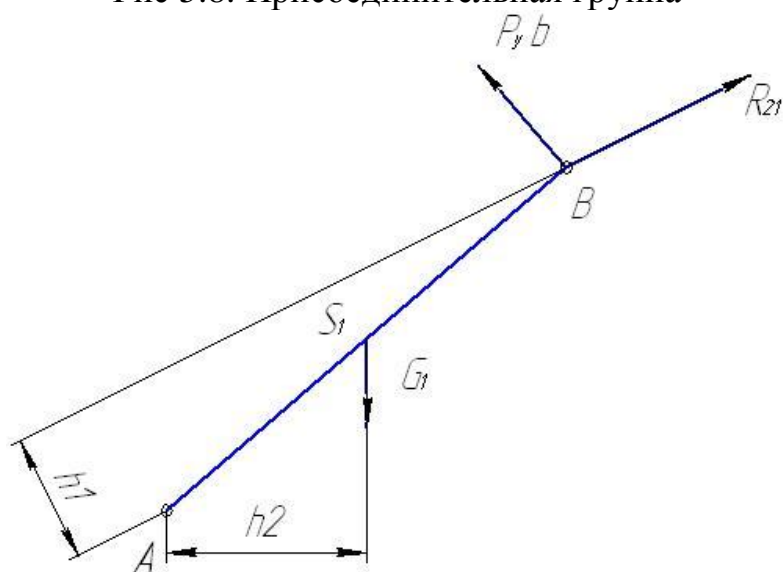


Рис 5.9. Входное звено

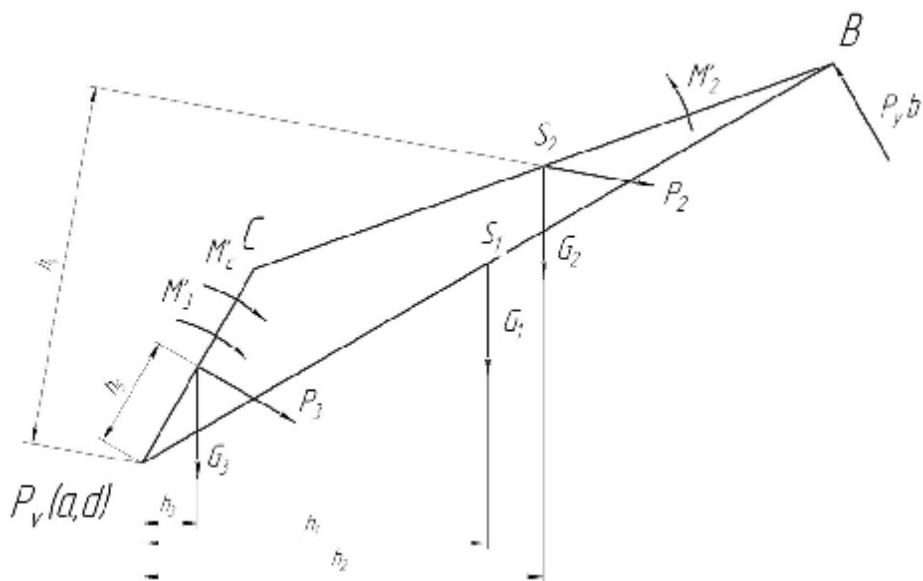


Рис 5.10. Рычаг Жуковского

6. Исследование кулачковых механизмов

6.1 Общие сведения

Кулачковые механизмы применяются в тех машинах, где требуется сложный закон движения исполнительного органа. Например, в трикотажной промышленности - для сообщения движения игле, в швейной промышленности - для передачи движения ткани при сложном рисунке строчки. Эти механизмы надежно работают при сравнительно невысоких скоростях и нагрузках.

Кулачковый механизм имеет следующие звенья: 1) кулачок - деталь с поверхностью переменной кривизны; 2) толкатель - рычаг, совершающий возвратно-поступательное или возвратно-вращательное движение; 3) ролик - цилиндрическая деталь, служащая для уменьшения трения между кулачком и толкателем. На практике чаще всего встречаются плоские кулачки, совершающие вращательное движение.

В зависимости от расположения и вида движения толкателя кулачковые механизмы бывают трех типов:

- центральный (аксиальный) с поступательно движущимся толкателем;
- нецентральный (дезаксиальный) с поступательно движущимся толкателем ;
- коромысловый с возвратно-вращающимся толкателем.

6.2 Построение графика перемещения толкателя

В качестве исходных величин для построения графика перемещения толкателя кулачкового механизма могут быть заданы:

1. Безмасштабный график линейной скорости V поступательно движущегося толкателя или график угловой скорости толкателя, совершающего возвратно-вращательное движение.

2. Ход толкателя S_{\max} или φ_{\max} .

График перемещений может быть построен с помощью графического интегрирования графика скорости. Воспользуемся одним из существующих методов графического интегрирования - методом приращений, который заключается в следующем.

График скорости вычерчивается таким образом, чтобы вертикальная ось была не менее 100 мм, а горизонтальная ось (ось номеров положений) была равна 180 или 240 мм. Пусть график скорости представляет собой треугольник и трапецию (рис. 6.1). Сначала изображаем треугольник с высотой, например, равной 60 мм, т.е. $h_1 = 60 \text{ мм}$. Находим площадь треугольника: $F_1 = \frac{1}{2} h_1 \cdot a_1$, где a_1 - длина основания треугольника. Так как площадь треугольника и трапеции

должны быть равны ($F_1 = F_2$), то, зная длины оснований трапеции a_2' и a_2'' , находим высоту трапеции

$$h_2 = 2F_2 / (a_2' + a_2''), \text{ мм.}$$

Разбиваем график скорости вертикальными линиями на 12 интервалов. В середине каждого интервала проводим 12 ординат V_1, V_2, \dots, V_{12} , замеряем их и находим сумму всех положительных значений, то есть в данном случае $\sum V = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5$.

(6.1)

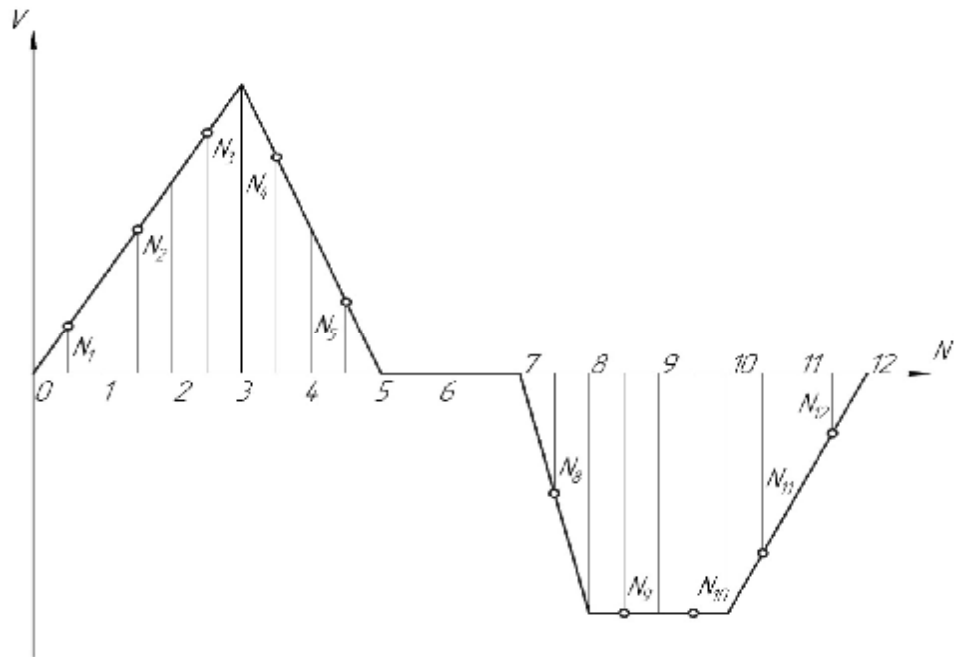


Рис 6.1

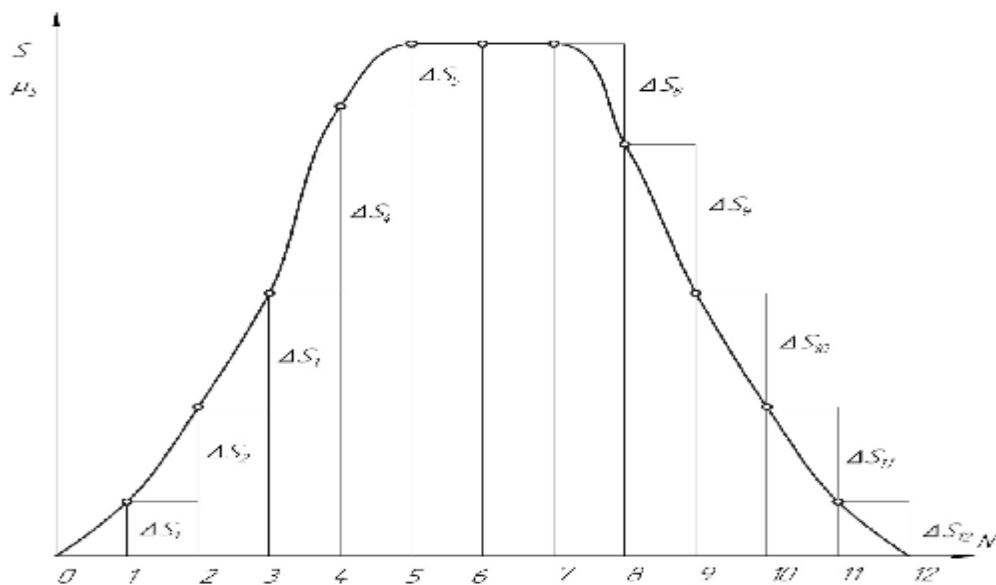


Рис 6.2

На рисунках 6.1 и 6.2 изображены графики перемещения толкателя

Принимая, например, высоту графика перемещений равной 120мм, находим отношение

$$K = 120 / \sum V.$$

Умножая замеренные ординаты V_1, V_2, \dots, V_{12} на коэффициент K , получим приращения на графике пути, т.е. $\Delta S_1 = KV_1, \Delta S_2 = KV_2, \dots, \Delta S_{12} = KV_{12}$.

Под графиком скорости строим график перемещений. Для этого в середине первого интервала откладываем ΔS_1 , в середине второго ΔS_2 , как приращения, и т.д., причем приращения $\Delta S_8 - \Delta S_{12}$ откладываем вниз, т.к. они отрицательные. Полученные точки в конце приращений соединяем плавной кривой. Затем эта кривая обводится толстой линией, а остальные построения обводятся тонкими линиями. Масштабный коэффициент графика перемещений определяем из отношения

$$m_s = S_{\max} / 120 \text{ мм} / \text{мм} \text{ или,}$$
$$m_s = S_{\max} / 120, \text{ град} / \text{мм}.$$

6.3. Синтез центрального кулачкового механизма с поступательно-движущимся толкателем

1.1. Исходные данные:

Профиль кулачка строится по следующим исходным данным:

- а) график перемещения толкателя (рис 6.3),
- б) ход толкателя 8τ х (мм),
- в) минимальный радиус кулачка r_0 (мм),
- г) радиус ролика r (мм),
- д) направление вращения кулачка (по или против часовой стрелки).

1.2. Построение профиля кулачка

Выбираем масштабный коэффициент (масштаб), по которому производится построение кулачкового механизма. Приблизительная I его величина может быть найдена по формуле:

$$m_l = (r_0 + S_{\max} + r + l) / R, \text{ мм} / \text{мм},$$

где l - длина толкателя (берется произвольно, например, 50 мм), R - радиус круга, в площади которого будет построен механизм (принимается не менее 100 мм). Из произвольной точки O (рис. 6.4), являющейся осью вращения кулачка, проводим окружность радиусом, равным величине $(r_0 + r) / m_l$, которую делим на 12 равных частей, отмечая точки A_0, A_1, \dots, A_{12} в

направлении, обратном направлению вращения кулачка. Через полученные точки проводим лучи 0, 1, 2, ..., 11. На луче 1 от точки A1 откладываем величину перемещения толкателя S1, определяемую по формуле:

$$A_1 A'_1 = S_1 m_s m_l, \text{ мм.}$$

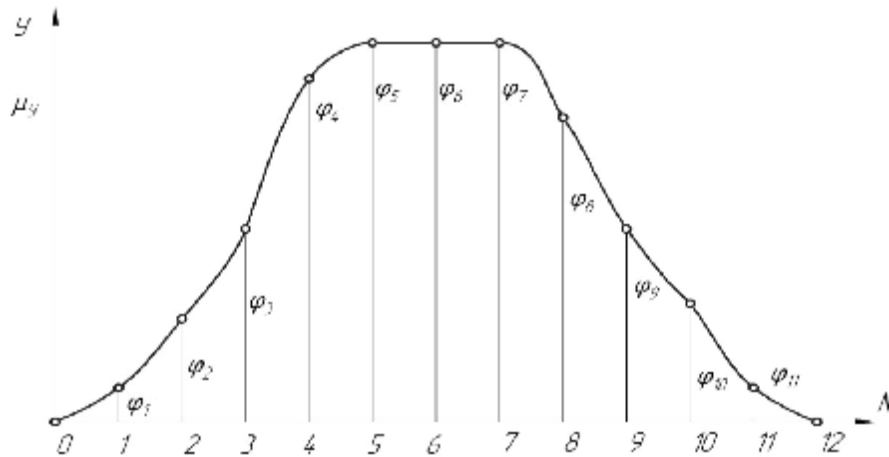


Рис 6.3

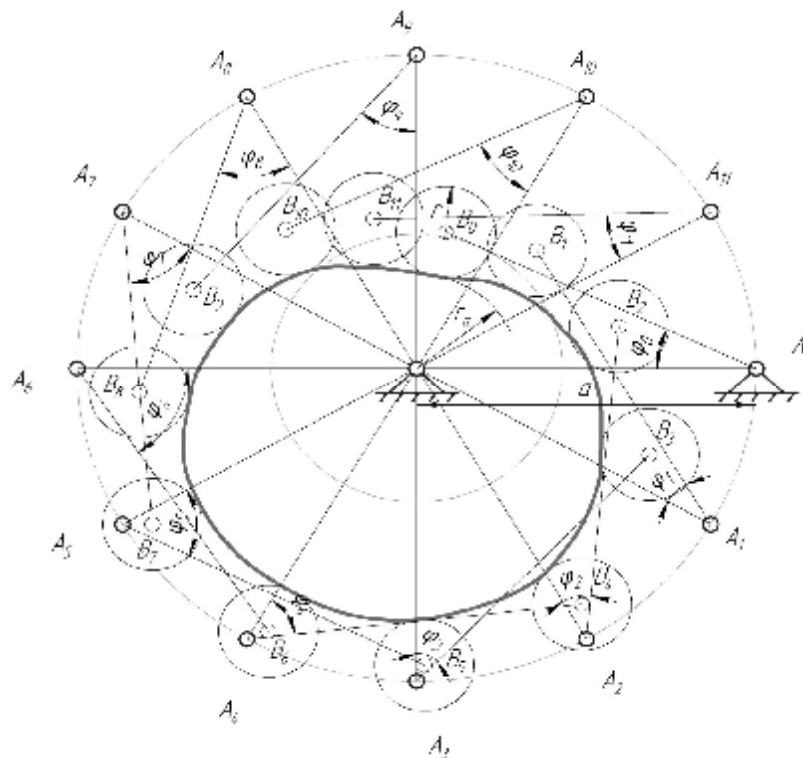


Рис 6.4

На рисунке 6.3 изображен график перемещения толкателя.

где S_1 - длина ординаты, взятой из графика перемещений (рис 6.3). Аналогичным образом находим $A_2 A'_2 = S'_2$, $A_3 A'_3 = S'_3, \dots, A_{11} A'_{11} = S'_{11}$.

Точки $A'_0, A'_1, A'_2, \dots, A'_{11}$ соединяем плавной кривой, получая центровой (теоретический) профиль кулачка. Из точек, взятых на этом профиле (чем их больше, тем точнее будут дальнейшие построения), проводим окружности

радиусом, равным величине r Ml Касательная кривая к этим окружностям (с внутренней стороны) представляет собой действительный (практический) профиль кулачка.

Толстой линией обводим действительный профиль кулачка, ролик и толкатель в одном из 12 положений, а также стойки кулачка и толкателя. Остальные построения обводятся

тонкими линиями.

6.4. Синтез нецентрального кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем

1.1. Исходные данные

В качестве исходных данных в этом случае являются следующие параметры:

- а) график перемещения толкателя (рис. 6.5),
- б) ход толкателя S_{\max} (мм),
- в) минимальный радиус кулачка r_0 (мм),
- г) смещение толкателя (дезаксиал) e (мм),
- д) радиус ролика r (мм.),
- е) направление вращения кулачка.

1.2. Построение профиля кулачка

Определяем масштабный коэффициент, по которому будет построен кулачковый механизм. Его приблизительная величина может быть найдена из выражения

$$Ml = (r_0 + r + S_{\max} + l) / R, \text{ мм/мм},$$

где l - длина толкателя (произвольна величина, равная, например,

50 мм), R - радиус круга, в площади которого будет построен механизм

(не менее 100 мм). Из произвольной точки O (рис. 6.4), являющейся осью вращения кулачка, проводим окружность радиуса e / Ml , которую делим на 12 равных частей, получая точки $A_0, A_1, A_2, \dots, A_{11}$, нумерация которых идет в направлении, обратном направлению вращения кулачка. Причем за нулевую точку нужно выбрать ту, которая лежит с той стороны по отношению к точке O , что и толкатель (в данном случае - справа). Через точки $A_0, A_1, A_2, \dots, A_{11}$ проводим касательные 0, 1, 2, ..., 11. Из точки O проводим окружность радиуса $(r_0 + r) / Ml$, которая пересекает касательные в точках A_1, A_2, \dots, A_{11} . Далее от этих точек на лучах 1, 2, 3, ..., 11 откладываем перемещения толкателя $S'_1 = A'_1 B_1, S'_2 = A'_2 B_2, \dots, S'_{11} = A'_{11} B_{11}$, величины которых находим по формулам:

$$S'_1 = S_1 \frac{M_s}{Ml}, S'_2 = S_2 \frac{M_s}{Ml}, \dots, S'_{11} = S_{11} \frac{M_s}{Ml}.$$

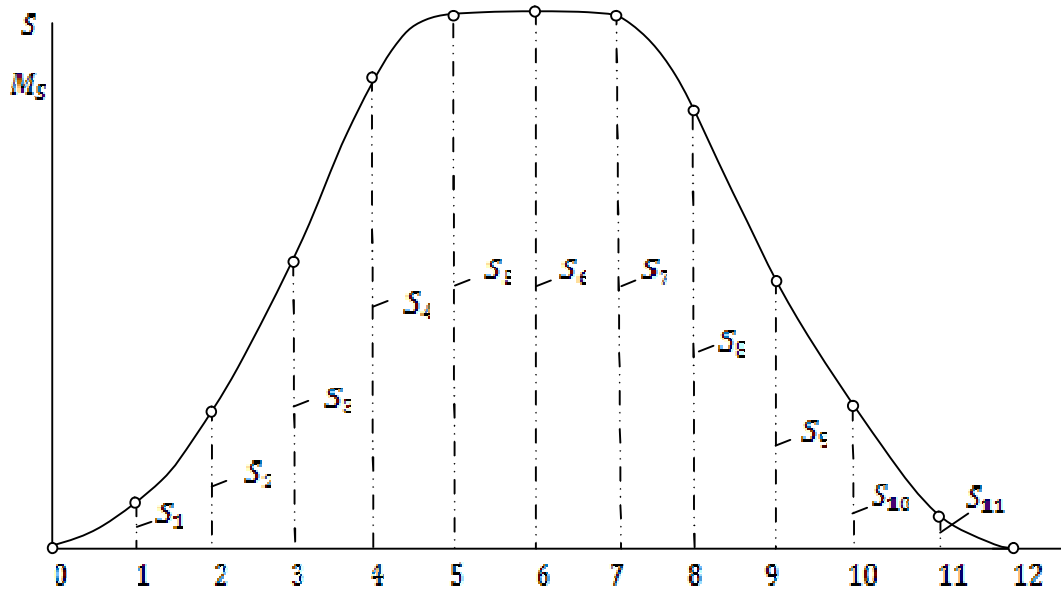


Рис.6.5

где значения S_1, S_2, \dots, S_{11} берутся из графика перемещений путем замера ординат линейкой. Точки $A_0(B_0), B_1, B_2, \dots, B_{11}$ соединяем плавной кривой, получая центровой (теоретический) профиль кулачка. Затем из точек, лежащих на центровом профиле, проводим окружности радиуса r/m . Огибающая касательная к этим окружностям (с внутренней стороны) представляет собой действительный (практический) профиль кулачка.

Толстой линией обводится действительный профиль кулачка, ролик и толкатель в одном из 12 положений, а также стойки кулачка и толкателя. Остальные построения обводятся тонкими линиями.

6.5. Синтез кулачкового механизма с возвратно-вращательным движением толкателя

Исходные данные:

Исходными данными при проектировании кулачка являются:

- а) график перемещения толкателя (рис. 6.6),
- б) ход толкателя $\varphi_{\text{ап}}$ (град),
- в) минимальный радиус кулачка r_0 (мм),
- г) радиус ролика r (мм),
- д) длина стойки a (мм),
- е) длина толкателя l (мм),
- ж) направление вращения кулачка.

Построение профиля кулачка

Определяем масштабный коэффициент кулачкового механизма по формуле

$$m_l = a / R, \text{ мм/мм,}$$

где R - радиус круга, внутри которого будет расположен кулачковый механизм (принимается не менее 100 мм)

Из произвольной точки O (рис. 6.7), являющейся центром вращения кулачка, проводим окружность радиуса a / m_l , которую делим на 12 равных частей, отмечая точки A_0, A_1, \dots, A_{11} , причем нумерация ведется в направлении, противоположном направлению вращения кулачка. Точки A_0, A_1, \dots, A_{11} соединяем с центром O . На пересечении дуг окружностей радиусами $(r_0 + r) / m_l$ и a / m_l находим точку B_0 , причем первая дуга проводится из точки O , а вторая - из точки A_0 . Точки A_0 и B_0 соединяем между собой, после чего замеряем величину полученного угла j . Из точки A_1 проводим луч под углом j'_1 к линии A_1O . Значение этого угла определяем по формуле

$$j'_1 = j_1 \cdot m_j + j_0,$$

где j_1 - длина первой ординаты на графике перемещений, замеренная линейкой (в мм). На проведенном луче откладываем длину толкателя l / m_l , получаем точку B_1 . Аналогично находим угол

$$j'_2 = j_2 \cdot m_j + j_0,$$

под которым к линии A_2O проводим следующий луч и отмечаем точку B_2 . После нахождения всех остальных положений точки B соединяем их плавной линией, получая центровой (теоретический) профиль кулачка. Из точек, лежащих на центровом профиле, проводим несколько окружностей (чем их больше, тем точнее будет профиль кулачка) радиуса r / m_l . С внутренней стороны к этим окружностям проводим общую касательную, которая представляет собой действительный (практический) профиль кулачка. Этот профиль, толкатель и ролик в одном из 12 положений, а также стойки в точках O и A обводим толстой линией, а остальные построения - тонкой.

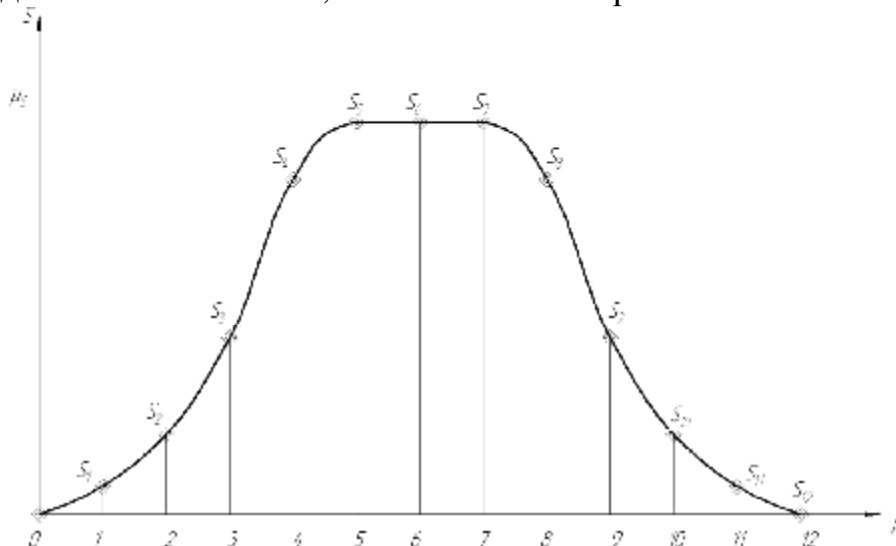


Рис 6.6.

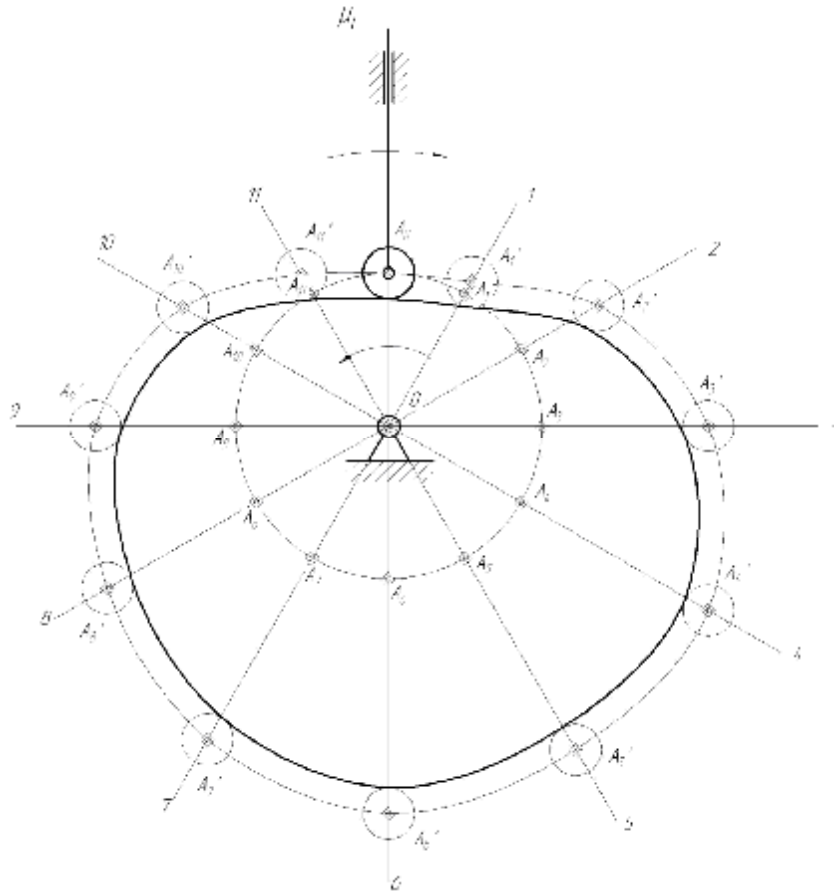


Рис 6.7.

6.6. Синтез и анализ кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем.

Определение кинематических характеристик толкателя.

Для определения кинематических характеристик толкателя кулачкового механизма необходимо по заданной угловой скорости ω_1 и фазовым углом поворота определить время, в течение которого происходит движение толкателя.

Т.к. $t = \frac{j}{w}$, то:

- время удаления: $t_1 = \frac{j_1}{w_1} = \frac{3.14}{40} = 0.0785(c);$

- время дальнего выстоя: $t_2 = \frac{j_2}{w_1} = 0;$

- время приближения: $t_3 = \frac{j_3}{w_1} = t_1 = \frac{3.14}{40} = 0.0785(c);$

В общем виде закон движения толкателя можно охарактеризовать следующими зависимостями:

$$S_2 = A \cdot t(k); \quad V_2 = \frac{A}{t_1(3)} \cdot t(k); \quad a_2 = \frac{A}{t_{(3)}^2} \cdot t(k), \text{ где}$$

$k = \frac{t}{t_{1(3)}}$ - отношение текущего времени ко времени рассматриваемой фазы

движения, удаления (приближения).

A – масштабный фактор.

Линейно – убывающий закон толкателя:

$$t(k) = 1 - 2k;$$

$$S_2 = S_m \cdot k^2 \cdot (3 - 2k);$$

$$V_2 = \pm 6 \cdot S_m \cdot \frac{k}{t_{1(3)}} \cdot (1 - k);$$

$$a_2 = 6 \cdot S_m \cdot \frac{k}{t_{1(3)}^2} \cdot (1 - 2k),$$

где: $S_m = 70 \text{ мм}$;

$$t_{1(3)} = 0.0785 \text{ сек.}$$

Коэффициент k необходимо изменить на фазе удаления от 0 до 1 и на фазе приближения от 1 до 0 с шагом 0,125.

$$S_{2.0} = 70(0)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0) = 0;$$

$$S_{2.1} = 70 \cdot (0.125)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.125) = 3.008 (\text{мм});$$

$$S_{2.4} = 70 \cdot (0.500)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.500) = 35 (\text{мм}); \quad S_{2.8} = 70 \cdot (1)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 1) = 70 (\text{мм});$$

$$S_{2.5} = 70 \cdot (0.625)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.625) = 47.852 (\text{мм}); \quad S_{2.9} = 66.992 (\text{мм});$$

$$S_{2.2} = 70 \cdot (0.250)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.250) = 10.938 (\text{мм}); \quad S_{2.10} = 59.063 (\text{мм});$$

$$S_{2.3} = 70 \cdot (0.375)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.375) = 22.148 (\text{мм}); \quad S_{2.11} = 47.852 (\text{мм});$$

$$S_{2.6} = 70 \cdot (0.750)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.750) = 59.063 (\text{мм});$$

$$S_{2.7} = 70 \cdot (0.875)^2 \cdot (3 - 2 \cdot 0.875) = 66.992 (\text{мм});$$

$$V_{2.0} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0}{0.0785} \cdot (1 - 0) = 0;$$

$$V_{2.1} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.125}{0.0785} \cdot (1 - 0.125) = 585.191(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.2} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.250}{0.0785} \cdot (1 - 0.250) = 1003.2(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.3} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.375}{0.0785} \cdot (1 - 0.375) = 1253.98(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.4} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.500}{0.0785} \cdot (1 - 0.500) = 1337.58(\text{мм}/\text{с})$$

$$V_{2.5} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.625}{0.0785} \cdot (1 - 0.625) = 1253.98(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.6} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.750}{0.0785} \cdot (1 - 0.750) = 1003.2(\text{мм}/\text{с});$$

$$S_{2.12} = 35(\text{мм});$$

$$S_{2.13} = 22.148(\text{мм});$$

$$V_{2.7} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{0.875}{0.0785} \cdot (1 - 0.875) = 585.191(\text{мм}/\text{с});$$

$$S_{2.14} = 10.938(\text{мм});$$

$$S_{2.15} = 3.008(\text{мм});$$

$$S_{2.16} = 0.$$

$$V_{2.8} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{0.0785} \cdot (1 - 1) = 0;$$

$$V_{2.12} = -1337.58(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.9} = -585.191(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.13} = -1253.98(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.10} = -1003.2(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.14} = -1003.2(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.11} = -1253.98(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.15} = -585.191(\text{мм}/\text{с});$$

$$V_{2.14} = 0.$$

$$a_{2.0} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0) = 68157 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.1} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.125) = 51118 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.2} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.250) = 34079 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.3} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.375) = 17039 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.4} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.500) = 0;$$

$$a_{2.5} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.625) = -17039 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.6} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.750) = -34079 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.7} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 0.875) = -51118 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.8} = 6 \cdot 70 \cdot \frac{1}{(0.0785)^2} \cdot (1 - 2 \cdot 1) = -68157 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.9} = -51118 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.10} = -34079 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.11} = -17039 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.12} = 0;$$

$$a_{2.13} = 17039 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.14} = 34079 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.15} = 51118 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

$$a_{2.16} = 68157 \text{ (мм/с}^2\text{)};$$

Строим графики зависимости $S_2(k)$, $V_2(k)$, $a_2(k)$ (рис 6.8).

Определение основных размеров кулачкового механизма

Входные данные:

$$S_m = 70 \text{ мм};$$

$$w_k = 40 \text{ с}^{-1};$$

$$\alpha_{don} = 40^\circ;$$

$$e = 0.$$

Для определения радиуса начальной шайбы кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем построим кривую зависимости аналога скорости от перемещения. Перемещение S_2 будем откладывать от точки B_0 , соответствующей нижнему начальному положению толкателя, в направлении

его движения, а аналог скорости $\frac{dS_2}{dj} = \frac{V^2}{w_k}$ - в перпендикулярном направлении.

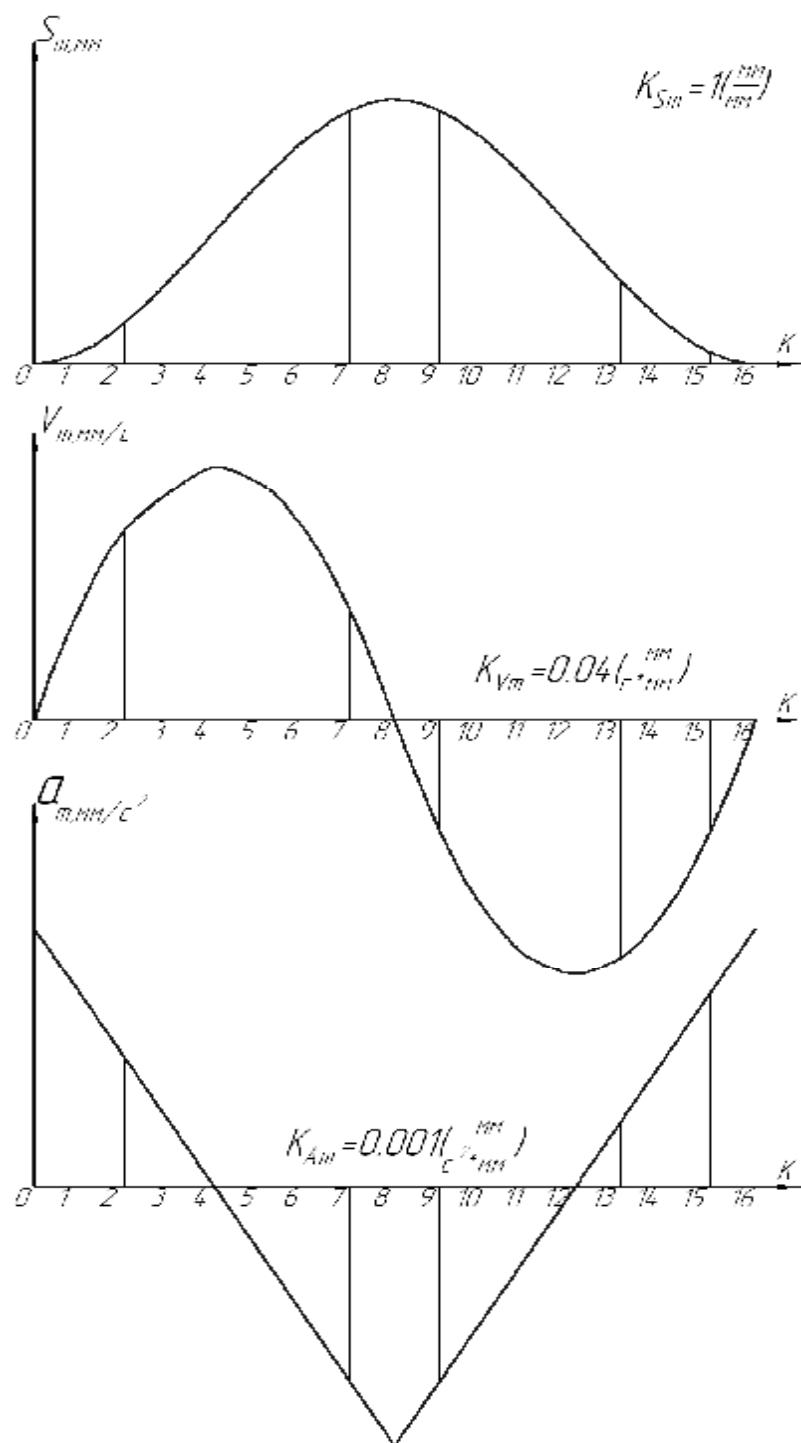


Рис. 6.8.

$$\frac{V_{2.0}}{w_k} = \frac{0}{40} = 0;$$

$$\frac{V_{2.1}}{w_k} = \frac{585.191}{40} = 14.63(мм);$$

$$\frac{V_{2.2}}{w_k} = \frac{1003.2}{40} = 25.08(мм);$$

$$\frac{V_{2.3}}{w_k} = \frac{125.98}{40} = 31.35(мм);$$

$$\frac{V_{2.4}}{w_k} = \frac{1337.58}{40} = 33.44(мм);$$

$$\frac{V_{2.5}}{w_k} = \frac{1253.98}{40} = 31.35(мм);$$

$$\frac{V_{2.6}}{w_k} = \frac{1003.2}{40} = 25.08(мм);$$

$$\frac{V_{2.7}}{w_k} = \frac{585.191}{40} = 14.63(мм);$$

$$\frac{V_{2.8}}{w_k} = \frac{0}{40} = 0;$$

$$\frac{V_{2.9}}{w_k} = \frac{-585.191}{40} = -14.63(мм);$$

$$\frac{V_{2.10}}{w_k} = \frac{-1003.2}{40} = -25.08(мм);$$

$$\frac{V_{2.11}}{w_k} = \frac{-1253.98}{40} = -31.35(мм);$$

$$\frac{V_{2.12}}{w_k} = \frac{-1337.58}{40} = -33.44(мм);$$

$$\frac{V_{2.13}}{w_k} = \frac{-1253.98}{40} = -31.35(мм);$$

$$\frac{V_{2.14}}{w_k} = \frac{-1003.2}{40} = -25.08(мм);$$

$$\frac{V_{2.15}}{w_k} = \frac{-585.191}{40} = -14.63(мм);$$

$$\frac{V_{2.16}}{w_k} = \frac{0}{40} = 0;$$

Далее проводим к кривой касательные $t_1 - t_2$ и $t_2 - t_3$ под углом

$$g_{\min} = 90^\circ - a_{\text{дон}} = 90^\circ - 40^\circ = 50^\circ \text{ к оси } \frac{dS_2}{dj}.$$

Т.к. расстояние $e=0$, то точки O_1 необходимо брать в точке пересечения касательных $t_1 - t_2$ и $t_2 - t_3$. Однако (для удобства) выберем точку O_1 ниже, причем r_0 будет равно 35 мм.

Далее строим траекторию движения центра ролика и выбираем любое (третье) положение для нахождения величин радиуса кривизны r_{kp} и радиуса кулачка r_k , а также угла давления a (рис 6.9).

$$a_{meop} = \arctg \frac{\frac{V_{B2.3}}{w_k} - e}{r_0 + S_{2.3}} = \arctg \frac{\frac{1253.98}{40} - 0}{35 + 22.148} = 28.748^\circ.$$

$$a_{2p} = 28.2^\circ.$$

$$\begin{aligned} r_{meop.kp.} &= \frac{(r_0 + S_{2.3})^2}{\cos^2 a \cdot \frac{r_0 + S_{2.3}}{\cos a} + \frac{V_{B2.3}}{w_k} \cdot \sin a - \frac{a_{B2.3}}{w_k^2} \cdot \cos a} = \\ &= \frac{(35.22.148)^2}{\cos(28.748^\circ) \cdot \frac{35 + 22.148}{\cos(28.188^\circ)} + \frac{1253.98}{40} \cdot \sin(28.188^\circ) - \frac{17039}{40^2} \cdot \cos(28.188^\circ)} = \\ &= 57.864(\text{mm}). \end{aligned}$$

$$r_{gr.kp.} = 58.6(\text{mm});$$

$$r_k = 57.2(\text{mm}).$$

Для проверки правильности значения линейной скорости и линейного ускорения толкателя для третьего положения построим план скоростей и план ускорений, по которым определим графические значения (рис 6.11, рис 6.12).

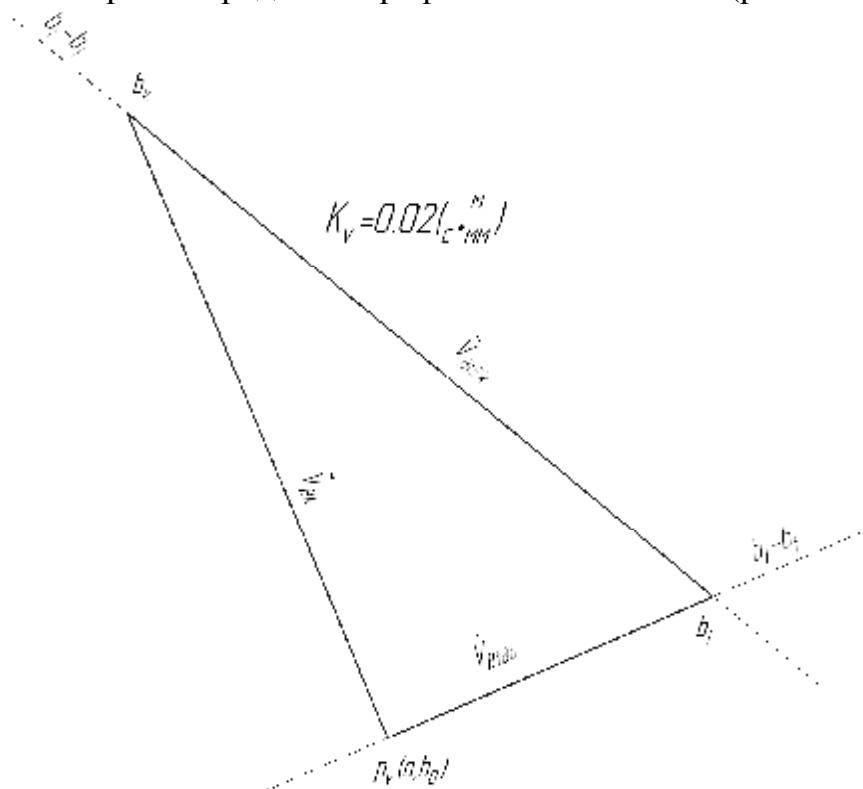


Рис 6.11.

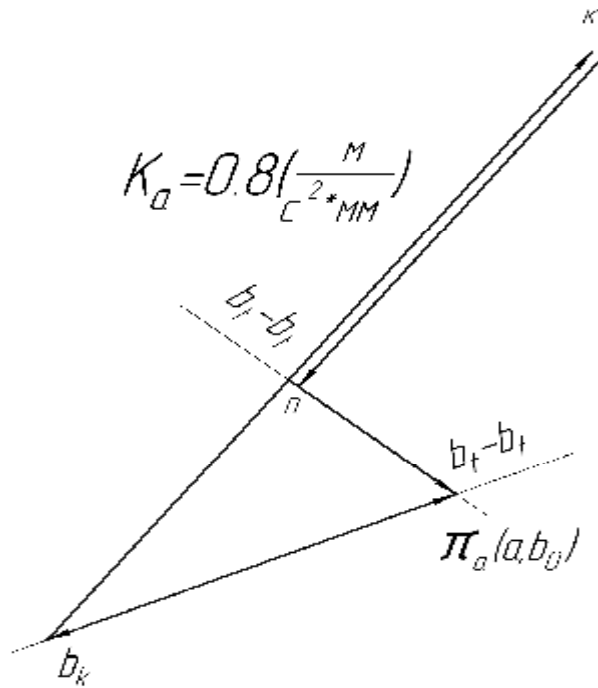


Рис. 6.12.

$$V_{Bk} = w_k \cdot r_k = 40 \cdot 57.2 = 2288(\text{мм}/\text{с}) = 2.288(\text{м}/\text{с});$$

$$k_v = \frac{V_{Bk}}{V_{Bk}} = \frac{2.288}{114.4} = 0.02(\text{м}/\text{с} \cdot \text{мм}).$$

$$V_{B+B_k} = V_{B+B_k} \cdot k_v = 128.5 \cdot 0.02 = 2.57(\text{м}/\text{с}) = 2570(\text{мм}/\text{с}).$$

$$V_{B+B_0} = V_{B+B_0} \cdot k_v = 60.5 \cdot 0.02 = 1.21(\text{м}/\text{с}) = 1210(\text{мм}/\text{с}).$$

Данные расчеты относятся к плану скоростей.

Следующие расчеты относятся к плану ускорений.

$$a_{Bk} = w_k^2 \cdot r_k = 40^2 \cdot 91520(\text{мм}/\text{с}^2) = 91.52(\text{м}/\text{с}^2).$$

$$k_a = \frac{a_{Bk}}{a_{Bk}} = \frac{91.52}{114.4} = 0.8(\text{м}/\text{с}^2 \cdot \text{мм}).$$

$$a_{B+B_k}^k = 2 \cdot w_k \cdot V_{B+B_k} = 2 \cdot 40 \cdot 2.57 = 205.6(\text{м}/\text{с}^2).$$

$$a_{B+B_k}^k = \frac{a_{B+B_k}^k}{k_a} = \frac{205.6}{0.8} = 257(\text{мм}).$$

$$a_{B+B_k}^n = \frac{V_{B+B_k}^2}{r_{кр.}} = \frac{2.57^2}{0.0586} = 112.7121(\text{м}/\text{с}^2);$$

$$a_{B+B_k}^n = \frac{a_{B+B_k}^n}{k_a} = \frac{112.712}{0.8} = 140.89(\text{мм});$$

$$a_{B+B_0} = a_{B+B_0} \cdot k_a = 20.5 \cdot 0.8 = 16.4(\text{м}/\text{с}^2) = 16400(\text{мм}/\text{с}^2).$$

Табл. 6.1. Таблица сравнения результатов

Параметры для третьего положения	Значения, полученные графически	Значения, полученные аналитически	Погрешность, %
$V_{2,3}, \text{мм/с}$	1210	1253,98	3,51
$a_{2,3}, \text{мм/с}^2$	16400	17039	3,75
$r_{кр}, \text{мм}$	58,6	57,864	1,26
$\alpha, ^\circ$	28,2	28,748	1,91

6.7 Синтез и анализ кулачкового механизма качающимся толкателем

Исходные данные.

Угловая скорость кулачка: $\omega = 40$;

Угловое ускорение кулачка: $\varepsilon = 0$;

Дополнительное угловое давление: $\alpha_{доп} = 25$;

Длина коромысла: $l = 120$;

Угол размаха коромысла: $\psi_m = 40 \text{ град} = 0,698 \text{ рад}$.

1. Определяем ускорение коромысла по формуле:

$$\varepsilon_2 = 2 * \psi_m * \frac{\omega_k^2}{\pi} * \sin 2\pi k,$$

где k изменяется от 0 до 1 на фазе удаления и от 1 до 0 на фазе приближения с шагом 0,125 [с⁻²].

$$\begin{aligned} \varepsilon_0 &= 0,0; \varepsilon_6 = -711,0; \varepsilon_{12} = 0,0; \varepsilon_1 = 502,7; \varepsilon_7 = -502,7; \varepsilon_{13} = 502,7; \\ \varepsilon_2 &= 711,0; \varepsilon_8 = 0,0; \varepsilon_{14} = 711,0; \varepsilon_3 = 502,7; \varepsilon_9 = -502,7; \varepsilon_{15} = 502,7; \\ \varepsilon_4 &= 0,0; \varepsilon_{10} = -711,0; \varepsilon_{16} = 0,0; \varepsilon_5 = 502,7; \varepsilon_{11} = -502,7. \end{aligned}$$

Строим график $\varepsilon = \varepsilon(t)$ в масштабе $\mu_\varepsilon = 10 \left[\text{с}^{-2} / \text{мм} \right]$.

2. Определяем скорости коромысла по формуле:

$$\omega_i = \pm \psi_{max} \frac{\omega_k}{\pi} (1 - \cos 2\pi k) [\text{с}^{-1}],$$

$$\omega_0 = 0,0;$$

$$\omega_6 = 8,89; \omega_{12} = -17,77; \omega_1 = 2,60; \omega_7 = 2,60; \omega_{13} = -15,17; \omega_2 = 8,89;$$

$$\omega_8 = 0,00; \omega_{14} = -8,89; \omega_3 = 15,17; \omega_9 = -2,60; \omega_{15} = -2,60; \omega_4 = 17,77;$$

$$\omega_{10} = -8,89; \omega_{16} = 0,0; \omega_5 = 15,17; \omega_{11} = -15,17.$$

Строим график $\omega = \omega(t)$ в масштабе $\mu_\omega = 0,25 \left[\text{с}^{-1} / \text{мм} \right]$.

3. Определяем перемещения толкателя по формуле: $\psi_i = \psi_m \left(K - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi K \right) [\text{град}]$

$$\psi_0 = 0,00; \psi_6 = 36,366; \psi_{12} = 20,00; \psi_1 = 0,498; \psi_7 = 39,502; \psi_{13} = 10,498;$$

$$\psi_2 = 3,634; \psi_8 = 40,00; \psi_{14} = 3,634; \psi_3 = 10,498; \psi_9 = 39,502; \psi_{15} = 0,498;$$

$$\psi_4 = 20,00; \psi_{10} = 36,366; \psi_{16} = 0,00; \psi_5 = 29,502; \psi_{11} = 29,502.$$

Строим график $\varphi = \varphi(t)$ в масштабе $\mu_\varphi = 0,5 [\text{рад} / \text{мм}]$.

3. Определяем аналоги скоростей по формуле:

$$x_i = \frac{w_i}{w_k} l \text{ [мм]}.$$

$$x_0 = 0,0; \quad x_8 = 26,7; \quad x_{12} = -53,3; \quad x_1 = 7,8; \quad x_7 = 7,8; \quad x_{13} = -45,5; \quad x_2 = 26,7; \\ x_8 = 0,0; \quad x_{14} = -26,7; \quad x_3 = 45,5; \quad x_9 = -7,8; \quad x_{15} = -7,8; \quad x_4 = 53,3; \quad x_{10} = -26,7; \\ x_{16} = 0,0; \quad x_5 = 45,5; \quad x_1 = -45,5.$$

Строим диаграмму аналогов скоростей следующим способом. Проводим дугу радиусом, равным длине коромысла с углом ψ_m , делим его лучами под углами φ_i , на соответствующих лучах от точек пересечения с дугой откладываем вправо и влево x_i . Точки соединяем плавной линией. К полученной фигуре в этих точках проводим касательные под углом $\gamma_{min} = 90^\circ - 25^\circ = 65^\circ$. Таким образом, находим область возможных положений центра кулачка. Проводим прямую через точки 0 и 8. На прямой выбираем центр кулачка. Из диаграммы получаем значение нулевого радиуса кулачка $R_0 = 120$ мм, а также межцентровое расстояние $L = 196,8$ мм. Строим профиль кулачка, Проводим окружность радиуса L , делим на 16 частей. Нумеруем положения от горизонтали справа против направления вращения кулачка. Точки профиля получаем методом засечек. Из центра проводим окружности радиусами, равными R_i , а, затем, из соответствующих точек на окружности радиуса L радиусом равным длине коромысла, соединяя полученные точки, получаем центровой профиль кулачка. Конструктивный получим, уменьшив центровой профиль на радиус ролика:

$$R_{рол} = 0,4, R_p 0,4 * 120 = 48 \text{ мм}.$$

Исследуем первое положение кулачка:

$$R = 121 \text{ мм}; \quad \psi = 0,498^\circ; \quad w = 2,6 \text{ с}^{-1}; \quad \varepsilon = 507,7.$$

Строим радиус кривизны профиля в исследуемом положении. Для этого к отрезкам, соединяющим 2 и 1, а также 2 и 3 положения проводим серединные перпендикуляры. Точка их пересечения и будет центром кривизны.

Построение плана скоростей.

$$v_{Bk} = w_k * R = 40 * 121 = 4840 \text{ мм/с}.$$

Выбираем центр плана. Из него откладываем вектор \vec{v}_{Bk} перпендикулярно R в

сторону вращения угловой скорости кулачка в масштабе $\mu_v = 40 \left[\frac{\text{мм/с}}{\text{мм}} \right]$,

получаем точку b_k . Через нее проводим линию, перпендикулярную радиусу кривизны, а через полюс перпендикулярно коромыслу, в пересечении получаем точку b_m . Из плана получаем:

$$v_{bmBK} = 118 * 40 = 4720 \text{ мм/с}; \\ v_{B\tau} = 8 * 40 = 320 \frac{\text{мм}}{\text{с}}; \\ w_3 = \frac{v_{bm}}{l} = \frac{320}{120} = 2,67 \text{ с}^{-1}.$$

Построение плана ускорений. Предварительно находим

$$a_{Bk} = w_k^2 * R = 40^2 * 121 = 193600 \text{ мм/с}^2.$$

$$a_{BmBK}^n = \frac{v_{bmBK}^2}{\rho} = \frac{4720^2}{175,2} = 127160 \text{ мм/с}^2.$$

$$a_{BmBk}^k = 2 v_{BmBk} * w_k = 2 * 4720 * 40 = 377600 \text{ мм/с}^2.$$

$$a_{Bk}^n = w_3^2 * R = 2,67^2 * 120 = 855,5 \text{ мм/с}^2.$$

Из полюса откладываем вектор \vec{a}_{Bk} параллельно радиусу кулачка к центру вращения кулачка в масштабе $\mu_a = 2000 \left[\frac{\text{мм/с}^2}{\text{мм}} \right]$, получаем точку b_k . Из нее откладываем корриолисово ускорение перпендикулярно скорости \vec{v}_{BmBk} , получаем точку к. Из нее откладываем нормальное ускорение a_{BmBk}^k параллельно радиусу кривизны к центру кривизны, получаем точку п. Из полюса откладываем нормальное ускорение \vec{a}_{Bm}^n , получаем точку n_m . Через п проводим линию, перпендикулярную радиусу кривизны, а через n_m перпендикулярно коромыслу, в пересечении получаем точку b_m .

$$a_{Bm}^r = 2000 * 30 = 60000 \text{ мм/с}^2;$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{Bm}^r}{l} = \frac{60000}{120} = 500 \text{ с}^{-2}.$$

Аналитически находим угол давления и радиус кривизны профиля кулачка в исследуемом положении.

$$\psi_0 = \arccos \frac{l^2 + L^2 - r_0^2}{2lL} = \arccos \frac{120^2 + 196,8^2 - 120^2}{2 * 120 * 196,8} = 34,915^\circ;$$

$$\alpha = \arctg \frac{L * \cos(\psi_3 + \psi_0) - l - l * \frac{w_1}{w_0}}{L * \sin(\psi_3 + \psi_0)} = \arctg \frac{196,8 * \cos 35,413 - 120 - 120 * \frac{2,6}{40}}{196,8 * \sin 35,413} = 15,95^\circ.$$

$$\rho = \frac{L^2 * \sin^2(\psi_3 + \psi_0)}{\cos^2 \alpha \left[\frac{L * \sin(\psi_3 + \psi_0)}{\cos \alpha} - \frac{lw_3}{w_k} * \sin \alpha - \frac{lw_3^2}{w_k^2} * \sin^2 \alpha - \frac{le_3}{w_k^2} * \cos \alpha \right]}$$

$$= \frac{196,8^2 * \sin^2 35,413}{\cos^2 15,95 \left[\frac{196,8 * \sin 35,413}{\cos 15,95} - \frac{120 * 2,6}{40} * \sin 15,95 - \frac{120 * 2,6^2}{40^2} * \sin^2 15,95 - \frac{120 * 502,7}{40^2} * \cos 15,95 \right]}$$

$$= 175,7$$

Табл.6.2. Таблица погрешностей

Величина	Графическое значение	Аналитическое значение	Погрешность
α	16	15,95	0,31
ρ	175,2	175,7	0,29
w	2,67	2,6	2,62
ε	500	502,7	0,54

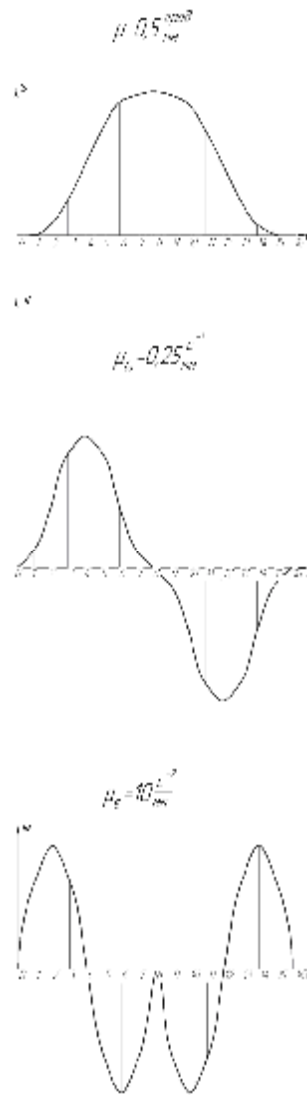


Рис 6.13. Графики зависимости $S_2(k)$, $V_2(k)$, $a_2(k)$

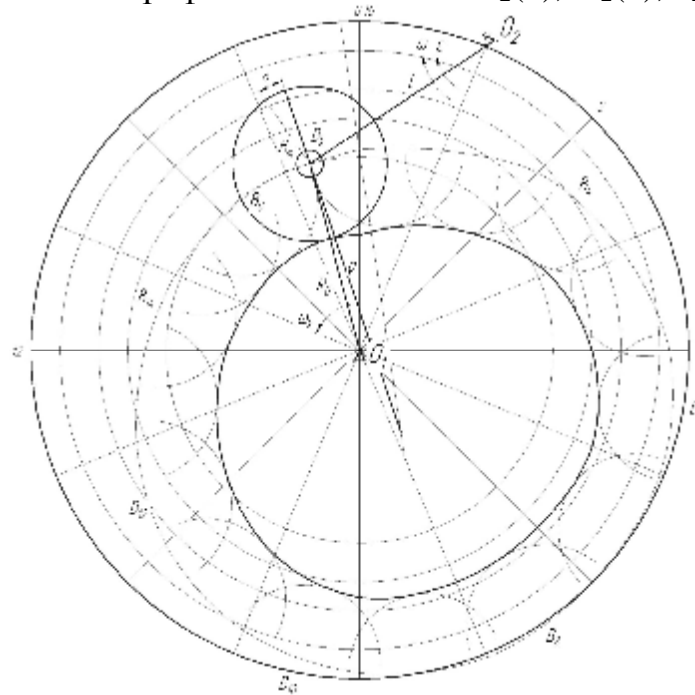


Рис 6.14. Траектория движения центра ролика

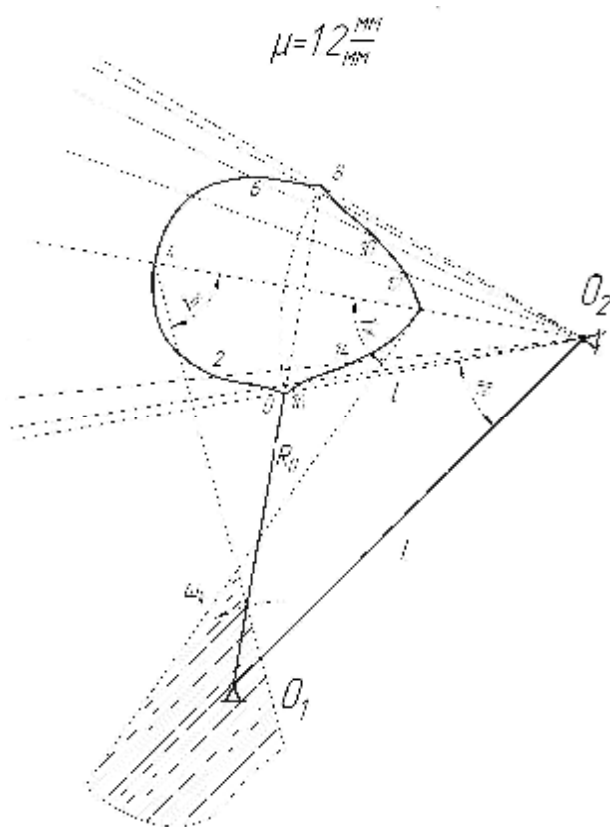


Рис.6.15.

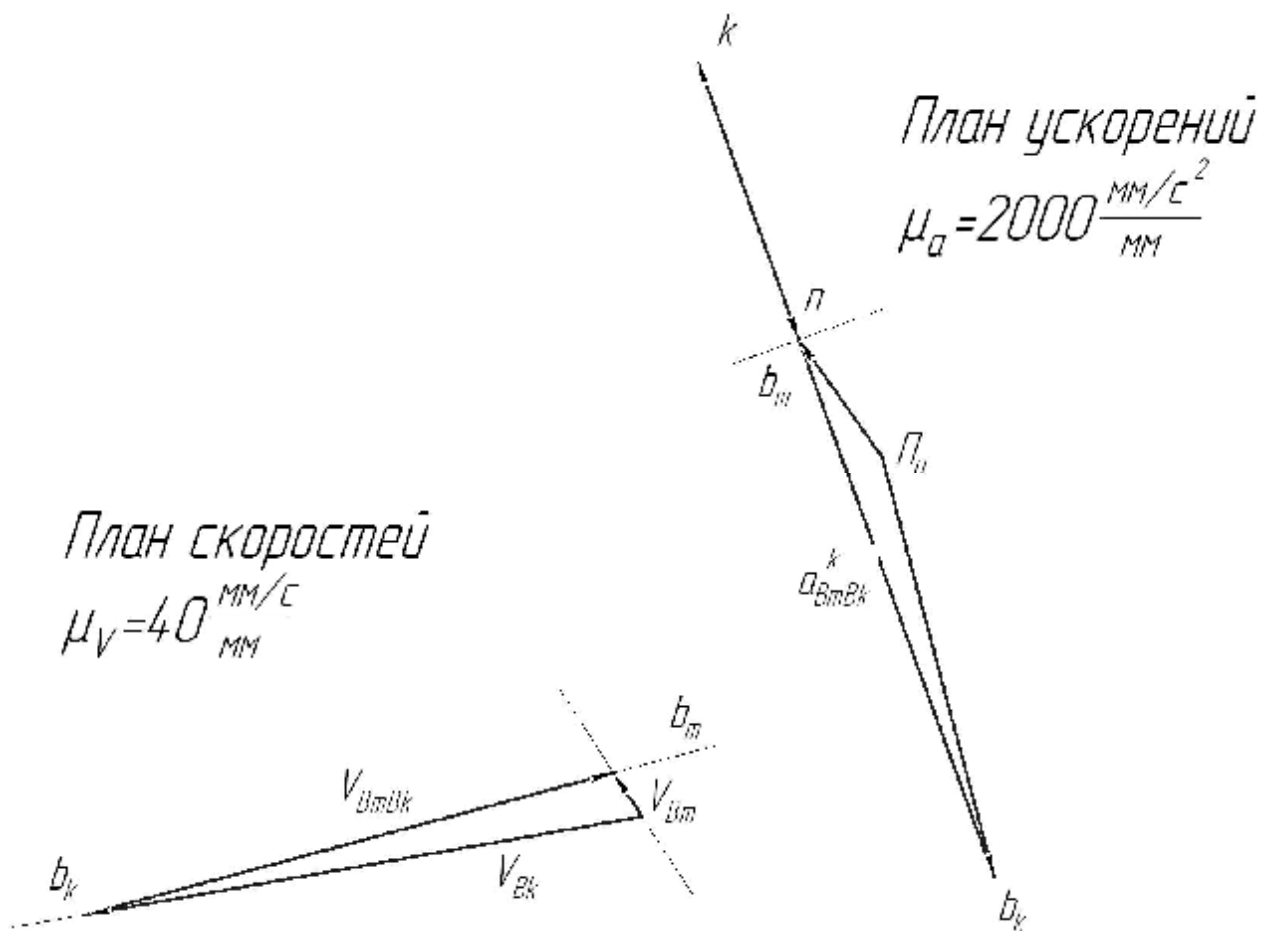


Рис 6.16.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учебник для вузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Наука, 1988. – 640с.
2. Теория механизмов и машин : учебник для студ. вузов / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – Москва : Высшая школа, 1987. – 496 с.: ил.
3. Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / Н. И. Левитский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Наука, 1990. – 592с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб. пособие для студ. инж.-техн. спец. вузов / В. К. Акулин [и др.] ; под общ. ред. Г. Н. Девойно. – Минск : Высшая школа, 1986. – 285 с.: ил.
5. Левитская, О. Н. Курс теории механизмов и машин : учебное пособие для студентов механических специальностей вузов / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Высшая школа, 1985. – 279 с.: ил.
6. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учебное пособие для студентов механических и машиностроительных специальностей вузов / А. С. Коренько [и др.]; под ред. А. С. Коренько. – 4-е изд., перераб. – Ленинград: Машиностроение, 1964. – 323 с.
7. Фальк, И. Н. Теория механизмов и машин : учебно-метод. пособие по курсовому проектированию / И. Н. Фальк. – Москва, 1969. – 112 с.
8. Методические указания к курсовому проекту по теории механизмов и машин / сост. Ю. А. Волков [и др.]. – Минск, 1988. – 52 с.
9. Теория механизмов машин и деталей машин : методические указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-технических специальностей высших учебных заведений / сост. И. Н. Преображенский [и др.]. – 12-е изд., перераб. и доп. – Москва : Высшая школа, 1987. – 73 с.: ил.
10. Теория механизмов и машин : методические указания и задания на контрольные работы и курсовой проект для студентов-заочников высших заведений инженерно-технических специальностей / сост. Н. И. Левитский [и др.]. – Москва : Высшая школа, 1983. – 175 с.
11. Теория механизмов и машин : методические указания и контрольные задания для студентов-заочников высших заведений инженерно-технических специальностей вузов / Н. И. Левитский [и др.]. – Москва : Высшая школа, 1989. – 127 с.
12. Теория механизмов и машин : методические указания к курсовой работе по курсу «Теория механизмов и машин» для студентов технологических специальностей заочной формы обучения / УО «ВГТУ»; сост. А. Г. Семин. – Витебск, 2004. – 68 с.
13. Теория механизмов и машин : методические указания к курсовому проекту по теории механизмов и машин для студентов спец. 1-36 01 04 дневного и заочного отделений / УО «ВГТУ»; сост. Ф. А. Ким. – Витебск, 2005. – 80с.

Приложение А

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

Кафедра теоретической
механики и теории механизмов и машин

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовой работе по ТММ

Тема: *«Синтез и анализ механизмов»*

Вариант № 63

Исполнитель:
Студент гр. Т-64 Франгу М. Г.
Руководитель:
к.т.н. доц. *Буткевич В.Г.*

Витебск 2008

Приложение Б

(обязательное)
Формы основной надписи

					<i>КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО ТММ</i>			
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	<i>Силовой анализ рычажного механизма</i>	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Орехова А.С.						
Пров.		Семин А.Г.						
Т.контр.						Лист 2	Листов 4	
						<i>УО «ВГТУ» группа Ом-54</i>		
Н.контр.								
УТВ.								

Приложение В
(обязательное)

Образец заполнения задания на курсовой проект (работу) по ТММ

(назва ВНУ)

Факультет _____
«ЗАЦВЯРДЖАЮ»

Загадчык кафедры _____
(подпіс)

“ ____ ” _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ
на курсавому праектаванню

Студэнту _____ Ф.И.О.,
_____ группа _____

1. *Тэма праекта* Синтез и анализ механизмов

2. *Тэрмін здачы студэнтам закончанага праекта*

3. *Зыходныя данныя да праекта* Лист 1. Кинематический анализ
рычажного механизма.

Задание №1; № варианта 1; № положений 0,
30.

Лист 2. Силовой анализ рычажного механизма. Задание № 1; № варианта 1; №
положения 0.

Лист 3. Синтез кулачкового механизма. Задание №1; № варианта 1; график
скорости № 1.

Лист 4. Кинематический анализ зубчатого механизма. Задание № 1; № варианта
1

Схемы и параметры механизма представлены на дополнительном листе
задания

4. Змест разлікова-тлумачальнай запіскі (пералік пытанняў, якія падлягаюць распрацоўцы) _____

Содержание. Лист 1.1.1 Описание построений плана положений. 1.2 Графоаналитическое определение скоростей и ускорений. Лист 2. 2.1 Расчет сил тяжести, сил и моментов инерции звеньев. 2.2 Определение реакций в кинематических парах. 2.3 Определение уравновешивающей силы и ее проверка методом рычага Жуковского. Лист 3.3.1 Построение графиков перемещения и ускорения по графику скорости. 3.2 Расчет параметров кулачка.

5. Пералік графічнага матэрыяла (з дакладным назначэннем абавязковых чарцяжоў і графікаў)

Лист 1.1.1 План положений. 1.2 План скоростей, 1.3 План ускорений

Лист 2.2.1 Схема механизма с приложенными силами. 2.2 Структурная группа с силами.

2.3 Силовой многоугольник структурной группы. 2.4 Кривошип с силами. 2.5 Силовой

многоугольник кривошипа. 2.6 Рычаг Жуковского

Лист 3. 3.1 Графики перемещений, скоростей и ускорений. 3.2 Построение профиля кулачка

3.3 Построение плана скоростей и ускорений

6. Кансультант па праекту (з назначэннем раздзелаў праекта) _____
Ф.И.О. _____ руководителя _____ курсового _____ должности, _____ проекта (работы) _____

7.Дата выдачи задания _____месяц, _____год

8. *Каляндарны графік работы над праектам на ўвесь перыяд праектавання (з назначэннем тэрмінаў выканання і працаемкасцю асобных этапаў)*

1,2 листы - с 15 апреля по 15 мая

Т.Г.:

3 лист - до 30

октября;

оформление проекта и его защита - до 30

ноября.

КІРАЎНІК

(подпіс)

Заданне прыняў да выканання

(дата і подпіс студэнта)

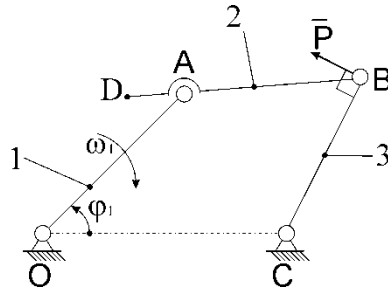
Приложение Г

(обязательное)

Дополнительный лист к заданию на курсовой проект (работу) по ТММ

Данные для первого и второго листа

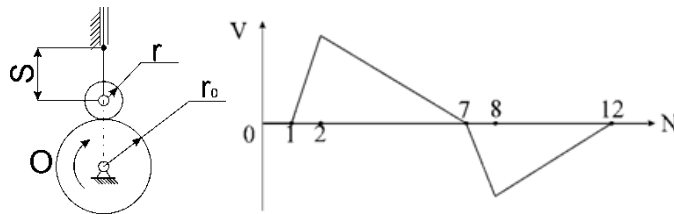
Схема механизма



Вариант	OA, мм	OC, мм	BC, мм	AB, мм	AD, мм	$\omega_1, 1/c$
1	55	120	150	180	70	30

Данные для третьего листа

Схема механизма, закон движения



Вариант	S, мм	r, мм	r ₀ , мм
1	50	18	25

(подпись руководителя курсового проекта)