



**Негосударственное частное образовательное учреждение
высшего образования
«Технический университет УГМК»**

Кафедра механики и автоматизации технологических
процессов и производств

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине «**Теория механизмов и машин**»
Кинематический анализ и силовой расчет
кривошипно-ползунного механизма

Студент

Группа Т-

Руководитель
Засыпкина Светлана Александровна
доц., канд. техн. наук

оценка	подпись
--------	---------

Дата сдачи _____ 20__ г.

г. Верхняя Пышма
2020г.

**Негосударственное частное образовательное учреждение
высшего образования
«Технический университет УГМК»**

**Задание
на курсовую работу**

по дисциплине «**Теория механизмов и машин**»

студента

группы **Т-**

специальность/направление подготовки **Технологические машины и оборудование**

1. Тема курсовой работы _____

2. Содержание (индивидуальное задание) курсовой работы, в том числе состав
графических работ и расчетов _____

3. Структура работы _____

4. График работы _____

Наименование элементов проектной работы	Сроки	Примечания	Отметка о выполнении

Руководитель _____ /И.О. Фамилия

**Негосударственное частное образовательное учреждение
высшего образования
«Технический университет УГМК»**

РЕЦЕНЗИЯ
на курсовую работу

Студента

группы Т-

Тема курсовой работы:

Дисциплина «Теория механизмов и машин»

1. Соответствие результатов выполнения работы целям и задачам курсовой работы, результатам обучения по дисциплине _____

2. Оригинальность и самостоятельность выполнения работы _____

3. Полнота и глубина проработки разделов _____

4. Общая грамотность и качество оформления текстового документа и графических материалов _____

5. Вопросы и замечания _____

6. Общая оценка работы _____

Сведения о рецензенте:

Ф.И.О. _____

Уч. звание _____ Уч. степень _____

Дата _____ 20__ г.

_____ И.О. Фамилия

подпись

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА	10
2. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА	12
2.1 Построение плана положений механизма	12
2.2 Построение планов скоростей	12
2.3 Построение планов ускорений	16
2.4 Построение кинематических диаграмм для центра тяжести поршня	21
3. КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА	26
3.1 Определение сил тяжести и сил инерции звеньев	26
3.2 Силовой расчет группы Ассура	28
3.3 Силовой расчет первичного механизма	30
3.4 Определение уравновешивающей силы по методу Жуковского	31
3.5 Исследование движения механизма и определение момента инерции маховика	33
3.6 Определение приведенного момента инерции механизма	36
Выводы	41
4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА	42
5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС	43
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	49
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	50
ПРИЛОЖЕНИЯ	51

сделаем
позже

					<i>КР.Т-17105.01.20.ПЗ 1Д1</i>			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Кинематический анализ и силовой расчет кривошипно-ползунного механизма	Буква	Масса	Масштаб
	Разработал					у		
	Проверил	<i>Засыпкина С.А.</i>						
	Т. контр.					Лист 4	Листов 51	
	Н. контр.					<i>ТУ УГМК Т-17105</i>		
Утвердил								

ВВЕДЕНИЕ

Рационально спроектированная машина должна удовлетворять социальным требованиям безопасности обслуживания и создания наилучших условий для обслуживающего персонала, а также эксплуатационным, экономическим, технологическим и производственным требованиям.

Поэтому необходимо изучить основные положения теории машин и общие методы кинематического и динамического анализа и синтеза механизмов, а также приобрести навыки в применении этих методов к исследованию и проектированию кинематических схем механизмов и машин различных типов.

Курсовая работа содержит задачи по исследованию и проектированию машин, состоящих из сложных и простых в структурном отношении механизмов (шарнирно-рычажных, кулачковых, зубчатых и др.). Курсовая работа способствует закреплению, углублению и обобщению теоретических знаний, а также применению этих знаний к комплексному решению конкретной инженерной задачи по исследованию и расчету механизмов и машин; оно развивает у студента творческую инициативу и самостоятельность, повышает его интерес к изучению дисциплины и прививает некоторые навыки научно-исследовательской работы.

Первая задача, требующая самостоятельного разрешения, состоит в подборе недостающих параметров по некоторым наперед заданным условиям, вытекающим из требований технологического процесса либо из других рациональных условий (повышения износоустойчивости, уменьшения размеров, времени холостого хода и т.п.). Так, например, при синтезе кинематической схемы рабочей машины или двигателя требуется по заданному коэффициенту изменения скорости хода машины или по заданному значению угловой скорости ведущего звена, а также по другим данным определить недостающие основные размеры и т.д. В состав большинства заданий входят, кроме шарнирно-рычажных механизмов, также

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		5

кулачковые и трансмиссионные механизмы – приводы, предназначенные для передачи движения к исполнительным органам.

Вопросы синтеза и анализа привода связаны с вопросами геометрического синтеза зубчатого зацепления (геометрия и кинематика зубчатых передач).

Определение основных элементов зацепления приведено для нормального и для исправленного эвольвентного зацепления. Расчет исправленной передачи необходим не только для устранения подрезания и заострения зуба, но и для улучшения эксплуатационных качеств эвольвентного зацепления.

В современных машинах и приборах широкое применение получили также кулачковые механизмы. При проектировании рабочего профиля кулачка по заданной схеме кулачкового механизма исходят из технологических, динамических и других требований, предъявляемых к машине.

При проектировании кулачкового механизма, кроме задачи профилирования кулачка, обеспечивающего воспроизведение заданного закона движения, приходится определять еще и рациональные размеры механизма. Выбор этих размеров, т.е. определение области возможного расположения центра вращения кулачка, обуславливается не только конструктивными соображениями, но и предельными значениями заданного угла передачи, при которых создаются благоприятные условия работы проектируемого кулачкового механизма. Для оценки работы механизма и проверки отдельных его параметров спроектированный кулачковый механизм должен быть подвергнут анализу с целью установления динамических свойств, а также степени точности и правильности воспроизведения им заданного закона движения.

Прежде чем приступить к дальнейшей задаче – кинематическому анализу шарнирно-рычажного механизма, необходимо произвести его

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		6

структурный анализ, т.е. выяснить характер кинематических пар, подсчитать число их и число подвижных звеньев и определить описываемые точками этих звеньев траектории. В результате этого анализа после отбрасывания всех цепей наложения должен получиться механизм 1-го класса, содержащий неподвижное и начальное звено, закон движения которого задан в предположении однократной степени подвижности механизма.

Структурный анализ дает возможность определить порядок и методы кинематического исследования. Задачи кинематики комплексно связаны с задачами кинетостатики. Произведенный структурный анализ позволяет решить задачу кинетостатического расчета исследования, т.е. начиная расчет с последней, считая от ведущего звена, группы Ассур и кончая ведущим звеном.

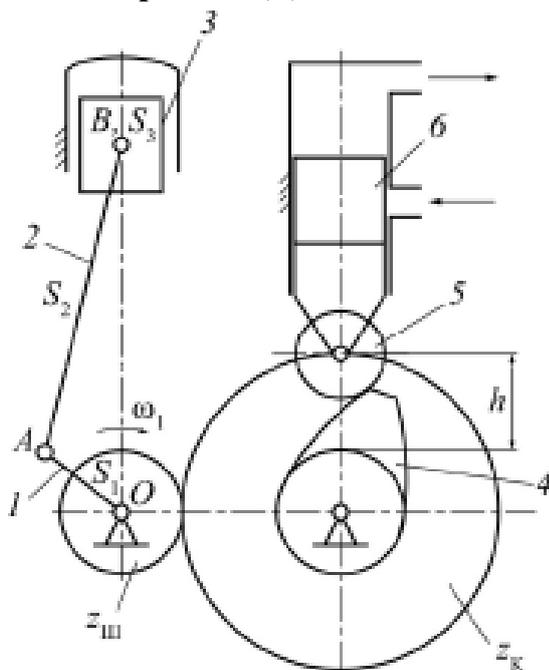
Кинетостатический расчет дает возможность определить реакции в кинематических парах, уравновешивающий момент или уравновешивающую силу на ведущем звене и усилия, действующие на отдельные звенья механизма. Эти усилия необходимы при расчете звеньев на прочность и определении их рациональных конструктивных форм.

Динамический анализ должен заканчиваться определением мощности двигателя, если проектируется рабочая машина. В некоторых случаях для спроектированной машины вместо момента инерции маховика целесообразно определить коэффициент неравномерности движения механизма.

В процессе выполнения курсовой работы составление объяснительной записки по каждому разделу должно предшествовать оформлению графической части работы. В начале объяснительной записки на основе исходных данных составляется план проведения анализа расчета механизмов и необходимых графических построений

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

Исходные данные: Вариант 1Д1



Кинематическая схема: двухтактный двигатель содержит кривошипно-шатунный механизм, состоящий из звеньев 1, 2, 3, и кулачковый привод гидроклина, состоящий из звеньев 4, 5, 6. Кулачок получает вращение через зубчатые колеса $z_{ш}$ и $z_{к}$.

Таблица 1.1-Данные с индикаторной диаграммы

Номер положений	$F_i \cdot 10^3, \text{ Н}$
0	60
1	44
2	40
3	27
4	12
5	8
6	4
7	2
8	3
9	6
10	9
11	16
12	25

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1

Лист

8

Таблица 1.2-Исходные данные для кривошипно-шатунного механизма

Частота вращения, c^{-1}	ω_1	250
Длина кривошипа, м	$l_1 \cdot 10^{-1}$	1,5
Длина шатуна, м	$l_2 \cdot 10^{-1}$	7,5
Корд. ЦМ кривошипа, м	$l_3 \cdot 10^{-1}$	0,7
Корд. ЦМ шатуна, м	$l_4 \cdot 10^{-1}$	3,2
Масса кривошипа, кг	$m_1 \cdot 10^{-1}$	5,2
Масса шатуна, кг	$m_2 \cdot 10^{-1}$	7,2
Масса поршня, кг	$m_3 \cdot 10^{-1}$	15
Момент инерции кривошипа, $кг \cdot м^2$	$J_0 \cdot 10^{-5}$	7,5
Момент инерции шатуна, $кг \cdot м^2$	$J_{S2} \cdot 10^{-4}$	1,2
Неравномерность хода	$\delta \cdot 10^{-1}$	0,4
Зубчатая передача	$z_{ш}$	14
	$z_{к}$	25
	m , мм	4
Кулачковый механизм	h , мм	10
	φ_y^0	60
	$\varphi_{дс}^0$	10
	φ_c^0	80
Закон движения		параболический

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1

Лист

9

1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

Число степеней свободы механизма W определяем по формуле академика П. Л. Чебышева:

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

где n – число подвижных звеньев механизма;

p_5 – число кинематических пар V класса;

p_4 – число кинематических пар IV класса;

В исследуемом механизме: $p_5 = 4$, $n = 3$, $p_4 = 0$

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$$

Следовательно, исследуемый механизм имеет одну обобщенную координату: угол поворота начального звена φ_1 .

Установим класс механизма, который определяется высшим классом группы Ассур, входящей в его состав. Отделение структурных групп необходимо начинать со структурной группы, наиболее удаленной от начального звена. В данном механизме группа Ассур присоединена к начальному звену (рисунок 1.1).

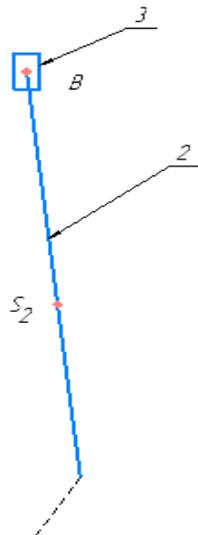


Рисунок 1.1 – гр. Ассур II класса, 2 порядка, 2 вида

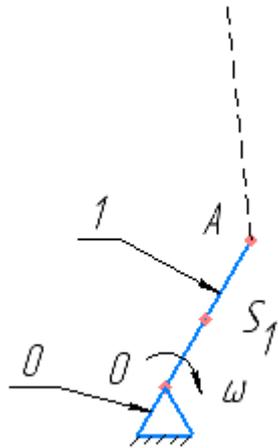


Рисунок 1.2 – гр. Ассура I класса

В результате остается механизм I класса, в состав которого входит начальное звено 1 и стойка 0 (рисунок 1.2).

Формула строения механизма имеет вид:

кривошип I(0,1) \longrightarrow диада II(2,3)

Таким образом, данный механизм относится ко II классу

2. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

2.1 Построение плана положений механизма

План положений механизма является основой для построения кинематических диаграмм линейного перемещения ползуна или углового перемещения выходного звена. Построение плана положений механизма выполняется в масштабе, определяемом коэффициентом длин μ_l , который равен отношению действительной длины звена l_{OA} к длине отрезка OA , изображающего эту длину на чертеже. Данный план построен в Приложении А Лист 1.

Определим масштабный коэффициент длин для нашего случая:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0,15}{150} = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

При выбранном масштабе графические размеры звеньев положение центра масс шатуна на схеме механизма принимают следующие значения: $OA=150$ мм; $AB=750$ мм; $AS_2=320$ мм; $AS_1=70$ мм. Расчёт для скоростей и ускорений проведём для 1 положения.

2.2 Построение планов скоростей

Кривошипно-шатунный механизм состоит из первичного механизма (кривошипа и стойки) и структурной группы Ассура 2-го класса, 2-го порядка, 2-го вида (шатун и поршень). Характерным для группы Ассура является то, что скорости и ускорения внешних её точек A и B_0 известны. Скорость и ускорение внутренней точки B можно найти графическим решением векторных уравнений, составленных относительно внешних точек группы. Точка A – центр вращательной кинематической пары, связывающей кривошип и шатун. Кривошип является входным звеном и его угловая скорость ω_1 и угловое ускорение ε_1 известны. Зная радиус кривошипа, определим линейную скорость и линейное ускорение точки A .

Линейную скорость точки A вычислим по формуле:

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		12

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}$$

Подставим числовые значения, получим:

$$V_A = 250 \cdot 0,15 = 37,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Вектор скорости V_A перпендикулярен звену ОА и направлен в сторону угловой скорости ω_1 .

Выберем масштаб плана скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_A}{p_v a}$$

где p_v – полюс плана скоростей;

$p_v a$ – отрезок в миллиметрах, изображающий вектор скорости точки А.

Зададим $p_v a = 37,5$ мм, тогда:

$$\mu_v = \frac{37,5}{37,5} = 1 \frac{\text{мс}^{-1}}{\text{мм}}$$

Все планы скоростей с учётом данного масштаба построены в Приложении А Лист 1.

Запишем векторные уравнения движения точки В относительно внешних точек А и В₀ группы Ассур в виде скоростей:

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \\ \vec{V}_B = \vec{V}_{B_0} + \vec{V}_{BB_0} \end{cases}$$

где \vec{V}_{BA} – скорость точки В относительно точки А. Вектор \vec{V}_{BA} направлен перпендикулярно звену АВ;

\vec{V}_{B_0} – скорость проекции точки В на стойку; $\vec{V}_{B_0} = 0$;

\vec{V}_{BB_0} – скорость точки В относительно точки В₀. Вектор \vec{V}_{BB_0} – направлен по направляющей поршня.

Скорость точки В определим в результате графического решения векторных уравнений. Для этого из полюса плана скоростей отложим вектор $p_v a = 37,5$ мм. Затем через точку a проведем прямую, перпендикулярную звену АВ, а из полюса p_v – прямую, параллельную движению поршня. Точка

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		13

пересечения этих прямых (точка b) является решением векторных уравнений.

Скорость центра масс V_{S_3} поршня равняется скорости точки В. Следовательно, на плане точка s_3 совпадает с точкой b . Скорость центра масс шатуна V_{S_2} определим по правилу подобия из соотношения:

$$V_{S_2} = V_{AB} \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}}$$

или на плане скоростей:

$$s_2 a = ab \frac{AS_2}{AB}$$

$$s_2 a = 32,64 \frac{320}{750} = 14,04 \text{ мм}$$

Отметим точку s_2 на плане. Соединим прямой точку s_2 с полюсом p_v , получим вектор $(\overrightarrow{P_V S_2})$, изображающий скорость центра масс шатуна на плане скоростей.

Построенный план скоростей позволяет определить линейные скорости всех точек и угловую скорость шатуна. Например, скорость точки В и центра масс поршня:

$$V_B = V_{S_3} = (P_V b) \cdot \mu_v$$

Подставим значения, получим:

$$V_B = V_{S_3} = 22,01 \cdot 1 = 22,01 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Аналогично определим скорость V_{S_2} центра масс шатуна и относительную скорость V_{BA} :

$$V_{S_2} = (P_V S_2) \cdot \mu_v$$

$$V_{BA} = (ab) \cdot \mu_v$$

После подстановки значений, имеем:

$$V_{S_1} = 17,5 \cdot 1 = 17,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$V_{S_2} = 27,36 \cdot 1 = 27,36 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		14

$$V_{BA} = 32,64 \cdot 1 = 32,64 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Угловую скорость шатуна определим по формуле:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}}$$

Подставим значения, получим:

$$\omega_2 = \frac{32,64}{0,75} = 43,52 \text{ с}^{-1}$$

Направление угловой скорости ω_2 определяется вектором относительной скорости \vec{V}_{BA} . Следовательно, в исследуемом положении механизма шатун вращается против часовой стрелки.

Вычисленные таким образом величины скоростей сводим в таблицы 2.1 и 2.2.

Таблица 2.1 – Результаты расчета линейных скоростей точек механизма, м/с

Номер положения	V(S1)	V(S2)	V(S3)	V(A)	V(BA)	V(B)
0	17,5	21,375	0	37,5	37,5	0
1	17,5	27,36	22,01	37,5	32,64	22,01
2	17,5	35,54	35,77	37,5	19,04	35,77
3	17,5	37,5	37,5	37,5	0	37,5
4	17,5	32,84	29,18	37,5	19,04	29,18
5	17,5	25,36	15,49	37,5	32,64	15,49
6	17,5	21,375	0	37,5	37,5	0
7	17,5	25,36	15,49	37,5	32,64	15,49
8	17,5	32,84	29,18	37,5	19,04	29,18
9	17,5	37,5	37,5	37,5	0	37,5
10	17,5	35,54	35,77	37,5	19,04	35,77
11	17,5	27,36	22,01	37,5	32,64	22,01
12	17,5	21,375	0	37,5	37,5	0

Таблица 2.2–Результаты расчета угловых скоростей шатуна, рад/с

Номер положения	ω_2
0	50
1	43,52
2	25,39
3	0
4	25,39
5	43,52
6	50
7	43,52
8	25,39
9	0
10	25,39
11	43,52
12	50

2.3 Построение планов ускорений

Линейные ускорения точек механизма и угловое ускорение шатуна определим графоаналитическим методом.

Для этого построим план ускорений аналогично построенному плану скоростей.

Определим ускорение точки А по векторному уравнению:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_O + \vec{a}_{OA}^n + \vec{a}_{OA}^t$$

где \vec{a}_O – ускорение точки О. Так как точка О принадлежит стойке, то $a_O = 0$;

\vec{a}_{OA}^n – нормальное (центростремительное) ускорение точки А относительно точки О.

Величину ускорения \vec{a}_{OA}^n определим по формуле:

$$a_{OA}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}$$

Подставим числовые значения, получим:

$$a_{OA}^n = 250^2 \cdot 0,15 = 9375 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Вектор \vec{a}_{OA}^n направлен от точки А к точке О.

\vec{a}_{OA}^t – касательное (тангенциальное) ускорение точки А относительно точки О.

Величину ускорения \vec{a}_{OA}^t вычислим по формуле:

$$a_{OA}^t = \varepsilon_1 \cdot l_{OA}$$

В нашем случае нет углового ускорения, так как ($\omega_1 = \text{const}$) $\varepsilon_1 = 0$, следовательно:

$$a_A = a_{OA}^n = 9375 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Выберем масштаб плана ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_A}{P_a a}$$

где $P_a a$ – отрезок в миллиметрах, изображающий вектор ускорения \vec{a}_{OA}^n

Пусть $P_a a = 93,75$ мм, тогда:

$$\mu_a = \frac{9375}{93,75} = 100 \frac{\text{мс}^{-2}}{\text{мм}}$$

Все планы ускорений с учётом данного масштаба были построены в Приложении А Лист 1.

Составим векторные уравнения движения точки В в виде ускорений:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{B0} + \vec{a}_{BB0}^k + \vec{a}_{BB0}^r \end{cases}$$

где \vec{a}_{BA}^n – нормальное ускорение точки В относительно точки А.

Величину ускорения \vec{a}_{BA}^n вычислим по формуле:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB}$$

Подставим значения, получим:

$$a_{BA}^n = 43,52^2 \cdot 0,75 = 1420 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Ускорение a_{BA}^n на плане представим в виде вектора n_{BA} . Вектор n_{BA} направлен параллельно от точки В к точке А. Длину вектора определим из выражения:

$$n_{BA} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}$$

После подстановки числовых значений, имеем:

$$n_{BA} = \frac{1420}{100} = 14,2 \text{ мм}$$

Прибавим вектор n_{BA} к точке а плана. Через конец вектора n_{BA} проведем прямую линию, перпендикулярную звену АВ. Эта прямая является линией действия касательного ускорения a_{BA}^t . Ускорение $a_{B0} = 0$, так как точка В₀ принадлежит стойке.

Ускорение Кориолиса $\overrightarrow{a_{BB0}^k}$ определим по формуле:

$$\overrightarrow{a_{BB0}^k} = 2 \cdot (\overrightarrow{\omega_0} \cdot \overrightarrow{V_{BB0}})$$

Так как стойка (цилиндр) не вращается, то $\omega_0=0$. Следовательно $\overrightarrow{a_{BB0}^k} = 0$.

Вектор относительного ускорения $\overrightarrow{a_{BB0}^r}$ направлен по линии движения поршня.

Таким образом, второе векторное уравнение на плане ускорений представим прямой, параллельной направляющей поршня и проходящей через полюс P_a . Пересечение этой прямой с линией действия ускорения a_{BA}^t обозначим буквой b. Ускорение центра масс s_3 поршня равно ускорению точки В. Поэтому точка s_3 совпадает с точкой b.

Ускорение центра масс a_{s2} шатуна определим по правилу подобия из соотношения:

$$s_2 a = ab \frac{AS_2}{AB}$$

$$s_2 a = 47,84 \cdot \frac{80}{187,5} = 20,57 \text{ мм}$$

Отметим точку s_2 на плане. Соединим прямой точку s_2 с полюсом P_a . Полученный вектор ($P_a s_2$) изображает ускорение центра масс шатуна.

Воспользуемся построенным планом ускорений и определим ускорения точек и угловое ускорение шатуна.

Ускорение точки В и центра масс поршня определим из выражения:

$$a_B = a_{S_3} = (P_a b) \cdot \mu_a$$

Подставим значения, получим:

$$a_B = a_{S_3} = 90,75 \cdot 100 = 9075 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Аналогично определим ускорение центра масс шатуна.

$$a_{S_2} = (P_a S_2) \cdot \mu_a$$

$$a_{S_2} = 89,39 \cdot 100 = 8939 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Полное относительное ускорение a_{BA} и касательную составляющую a_{BA}^t вычислим по формулам:

$$a_{BA} = (ab) \cdot \mu_a$$

$$a_{BA}^t = t_{BA} \cdot \mu_a$$

После подстановки значений, имеем:

$$a_{BA} = 47,84 \cdot 100 = 47,84 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

$$a_{BA}^t = 45,68 \cdot 100 = 4568 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Угловое ускорение шатуна вычислим по формуле:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{AB}}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{4568}{0,75} = 6090,667 \text{ с}^{-2}$$

Направление углового ускорения шатуна определяется вектором касательной составляющей a_{BA}^t . В нашем примере угловое ускорение шатуна направлено по часовой стрелке.

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		19

Вычисленные таким образом величины значения линейных ускорений точек и угловые ускорения звеньев запишем в таблицы 2.3 и 2.4.

Таблица 2.3–Результаты расчета линейных ускорений точек механизма, м/с²

Номер положения	a_A	a_{BA}^n	a_{BA}^t	a_{AB}	a_B	a_{S1}	a_{S2}	a_{S3}
0	9375	1875	0	1875	11250	4375	10181	11250
1	9375	1420,49	4568	4784	9075	4375	8939	9075
2	9375	483,36	8159	8173	3750	4375	6307	3750
3	9375	0	9568	9568	1914	4375	5407	1914
4	9375	483,36	8159	8173	5625	4375	6880	5625
5	9375	1420,49	4568	4784	7163	4375	8158	7163
6	9375	1875	0	1875	7500	4375	8569	7500
7	9375	1420,49	4568	4784	7163	4375	8158	7163
8	9375	483,36	8159	8173	5625	4375	6880	5625
9	9375	0	9568	9568	1914	4375	5407	1914
10	9375	483,36	8159	8173	3750	4375	6307	3750
11	9375	1420,49	4568	4784	9075	4375	8939	9075
12	9375	1875	0	1875	11250	4375	10181	11250

Таблица 2.4 – Результаты расчета угловых ускорений, рад/с².

Номер положения	E_2
0	0
1	6090,667
2	10878,667
3	12757,334
4	10878,667
5	6090,667
6	0
7	6090,667
8	10878,667
9	12757,334
10	10878,667
11	6090,667
12	0

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1

Лист

20

2.4 Построение кинематических диаграмм для центра тяжести поршня

Диаграмма перемещений

Построим диаграмму перемещений точки S_3 , приняв верхнюю мертвую точку поршня за 0. Построение данной диаграммы произведено в Приложении А Лист 1. Откладываем отрезки, полученные с плана положений механизма для 12 положений. Возьмём отрезки с плана механизма в 4 раза меньше, чтобы график вошёл на лист, то масштаб оси S будет равен в 4 раза больше масштаба плана положений механизма: $\mu_s = 4 * \mu_l = 0,004 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$. Масштаб вертикальной оси посчитаем, принимая одно деление в 5 мм, зная, что одно деление 30° :

$$\mu_\varphi = \frac{30^\circ}{5} = 6 \frac{\text{град.}}{\text{мм}}$$

Диаграмма скоростей

Диаграмму скоростей получим путём графического дифференцирования диаграммы перемещений, приняв полюсное расстояние $h=20$ мм. Определим масштабный коэффициент для данной диаграммы, построив вертикальную ось аналогично диаграмме перемещений, то есть

$$\mu_\varphi = 6 \frac{\text{град.}}{\text{мм}}:$$

$$\mu_v = \frac{\mu_s \cdot \omega_1}{\mu_\varphi \cdot h} = \frac{0,004 \cdot \left(\frac{250 \cdot 180}{\pi}\right)}{6 \cdot 20} = 0,477 \frac{\text{м}}{\text{мм} \cdot \text{с}}$$

Данная диаграмма построена в Приложении А Лист 1.

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		21

~~Таблица 2.5 – Результаты расчета с диаграммы скоростей.~~

Положение	Данные с диаграммы, мм	После перевода, м/с
0	0	0
1	48,737	23,24755
2	75,148	35,8456
3	75,77	36,14229
4	64,02	30,53754
5	32,618	15,55879
6	0	0
7	32,618	15,55879
8	64,02	30,53754
9	75,77	36,14229
10	75,148	35,8456
11	48,737	23,24755
12	0	0

Диаграмма ускорений

Диаграмму ускорений получим путём графического дифференцирования диаграммы скоростей, приняв полюсное расстояние $h=10$ мм. Определим масштабный коэффициент для данной диаграммы, построив вертикальную ось аналогично диаграмме перемещений, то есть

$$\mu_{\varphi} = 6 \frac{\text{град.}}{\text{мм}}$$

$$\mu_a = \frac{\mu_v \cdot \omega_1}{\mu_{\varphi} \cdot h} = \frac{0,477 \cdot \left(\frac{250 \cdot 180}{\pi}\right)}{6 \cdot 10} = 113,9 \frac{\text{м}}{\text{мм} \cdot \text{с}}$$

Данная диаграмма построена в Приложении А Лист 1.

					КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		22

~~Таблица 2.6 – Результаты расчета с диаграммы ускорений.~~

Положение	Данные с диаграммы, мм	После перевода, м/с²
0	93,322	10629,3758
1	81,813	9318,5007
2	19,403	2210,0017
3	9,356	1065,6484
4	56,453	6429,9967
5	64,671	7366,0269
6	65,388	7447,6932
7	64,671	7366,0269
8	56,453	6429,9967
9	9,356	1065,6484
10	19,403	2210,0017
11	81,813	9318,5007
12	93,322	10629,3758

~~Теперь сравним метод графического дифференцирования с методом планов, найдя относительную разность, приняв метод планов как самый точный.~~

~~Таблица 2.7 – Сравнение методов, для скоростей.~~

Положение	Скорости ϵ плана, м/с	Скорости ϵ диаграммы, м/с	Отклонение, %
0	0	0	0
1	22,01	23,24755	5,323353
2	35,77	35,8456	0,210893
3	37,5	36,14229	3,62056
4	29,18	30,53754	4,445479
5	15,49	15,55879	0,442104
6	0	0	0
7	15,49	15,55879	0,442104
8	29,18	30,53754	4,445479
9	37,5	36,14229	3,62056
10	35,77	35,8456	0,210893
11	22,01	23,24755	5,323353
12	0	0	0
Среднее значение отклонения		2,16 %	

~~Таблица 2.8 – Сравнение методов, для ускорений.~~

Положение	Ускорения ϵ плана, м/с²	Ускорения ϵ диаграммы, м/с	Отклонение, %
0	11250	10629,3758	5,516659556
1	9075	9318,5007	2,61308882
2	3750	2210,0017	41,06662133
3	1914	1065,6484	44,32349007
4	5625	6429,9967	12,51939523
5	7163	7366,0269	2,756260638
6	7500	7447,6932	0,697424
7	7163	7366,0269	2,756260638
8	5625	6429,9967	12,51939523
9	1914	1065,6484	44,32349007
10	3750	2210,0017	41,06662133
11	9075	9318,5007	2,61308882
12	11250	10629,3758	5,516659556
Среднее значение отклонения		16,79%	

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1

Лист

24

~~Из данных таблиц видно, что метод графического дифференцирования, имеет низкую точность. Удалось получить приближено к значениям с планов, только диаграмму скоростей, среднее значение отклонение 2,16 %, диаграмма ускорений получилась крайне неточной среднее значение отклонение 16,79 %.~~

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		25

3. КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

3.1 Определение сил тяжести и сил инерции звеньев

Силовой анализ был проведён для 1 положения в Приложении А Лист 2. Вычертим кинематическую схему и план положений механизма в масштабе длин $\mu_l = 0,004 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$, план скоростей в масштабе $\mu_v = 1 \frac{\text{мс}^{-1}}{\text{мм}}$, план ускорений в масштабе $\mu_a = 100 \frac{\text{мс}^{-2}}{\text{мм}}$ и индикаторные диаграммы в масштабе

$$\mu_P = \frac{P_{max}}{h}$$

Четные варианты делают 2 положение, не четные 1 положение

где P_{max} – заданное максимальное индикаторное давление, кН;

h – принятая высота индикаторной диаграммы, мм.

Построение индикаторной диаграммы было произведено в Приложении А Лист 1.

Подставляя числовые значения получим

$$\mu_P = \frac{60000}{60} = 1 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

По индикаторной диаграмме в соответствии с разметкой хода поршня определяем давление в надпоршневом пространстве для каждого из положений механизма. Для этого строим индикаторную диаграмму, разместив ось перемещений S параллельно осям перемещения поршней. Проводя из каждой точки положения ползуна прямые, параллельные оси P , получим на диаграмме разметку положений точки B . При этом необходимо учесть, что нумерация положений на диаграммах должна соответствовать направлению рабочего и холостого хода поршня.

Силы тяжести звеньев приложены в их центрах тяжести и определяются по формуле:

$$G_i = m_i g$$

где m_i – масса i -го звена, кг;

g – ускорение свободного падения, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$.

									Лист
									26
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1				

Подставляя числовые значения, определим величины сил тяжести звеньев:

$$G_1 = m_1 g = 0,52 \cdot 9,81 = 5,101 \text{ Н}$$

$$G_2 = m_2 g = 0,72 \cdot 9,81 = 7,063 \text{ Н}$$

$$G_3 = m_3 g = 1,5 \cdot 9,81 = 14,715 \text{ Н}$$

Силы инерции звеньев приложены в их центрах масс и определяются по формуле:

$$\vec{P}_{u_i} = -m_i \cdot \vec{a}_{s_i}$$

где a_{s_i} – ускорение центра масс i -го звена, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$.

Знак «минус» показывает, что направление силы инерции P_u противоположно направлению вектора ускорения центра масс звена a_{s_i} . Подставляя числовые значения, определим величины сил инерции звеньев для заданного положения механизма:

$$P_{U1} = m_1 \cdot a_{s_1} = 0,52 \cdot 9075 = 2275 \text{ Н}$$

$$P_{U2} = m_2 \cdot a_{s_2} = 0,72 \cdot 8939 = 6436 \text{ Н}$$

$$P_{U3} = m_3 \cdot a_{s_3} = 1,5 \cdot 4375 = 1361 \text{ Н}$$

Моменты сил инерции звеньев, совершающих вращательное движение, определим по формуле:

$$\vec{M}_u = -J \cdot \vec{\varepsilon}$$

где J – момент инерции звена;

ε – угловое ускорение звена, с^{-2} .

Воспользуемся результатом кинематического анализа механизма и вычислим величину момента сил инерции шатуна:

$$M_{U2} = J_{s_2} \cdot \varepsilon_2 = 0,00012 \cdot 6091 = 0,731 \text{ Нм}$$

Момент силы инерции кривошипа равен нулю, т.к. отсутствует ускорение на нём.

Заменим момент силы парами сил.

$$P_{MU2} = \frac{M_{u_2}}{l_{AB}} = \frac{0,731}{0,75} = 0,975 \text{ Н}$$

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		27

3.2 Силовой расчет группы Ассура

Вычертим в масштабе μ_l схему группы Ассура и приложим к ее звеньям силы: P , G_2 , G_3 , P_{U2} , P_{U3} , P_{MU2} . Так как группа освобождена от внешних связей, то вместо них приложим реакции: реакцию R_{03} , действующую в поступательной паре со стороны стойки О (цилиндр) на звено 3 (поршень), и реакцию R_{12} , действующую в шарнире А со стороны звена 1 (кривошип) на звено 2 (шатун).

Реакция R_{03} не известна по величине, но известна по направлению: вектор силы перпендикулярен направляющей цилиндра.

Реакция R_{12} не известна ни по величине, ни по направлению. Разложим ее на две составляющие: тангенциальную R_{12}^t , направленную перпендикулярно звену АВ, и нормальную R_{12}^n , направленную вдоль звена.

Величину и направление силы R_{12}^t определим из условия равновесия звена 2 (шатуна). Сумма моментов сил, приложенных к шатуну, относительно точки В равна нулю. Тогда уравнение моментов сил примет вид:

$$\sum M_B = -R_{12}^t \cdot AB - G_2 \cdot h_2 + P_{U2} \cdot h_1 + P_{MU2} \cdot AB = 0$$

Откуда найдем силу R_{12}^t :

$$R_{12}^t = \frac{-G_2 \cdot h_2 + P_{U2} \cdot h_1 + P_{MU2} \cdot AB}{AB}$$

Плечи сил определим непосредственным измерением на расчетной схеме группы Ассура в миллиметрах (Приложение А Лист 2).

Подставив значения в формулу, получим:

$$R_{12}^t = \frac{-7,063 \cdot 10,75 + 6436 \cdot 42,23 + 0,975 \cdot 187,5}{187,5} = 1450 \text{ Н}$$

Составим векторное уравнение равновесия группы Ассура под действием приложенных сил:

$$\vec{R}_{12}^t + \vec{R}_{12}^n + \vec{G}_2 + \vec{P}_{U2} + \vec{P} + \vec{G}_3 + \vec{P}_{U3} + \vec{R}_{03} = 0$$

Неизвестные по величине силы \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{03} определим из плана сил.

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		28

Выберем масштаб $\mu_P = 200$ Н/мм плана сил и определим длины векторов, которые будут изображать на плане известные по величине и направлению силы. Значение сил и длин их векторов на плане представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Значение величины сил и их векторов на плане

Обозначение силы	R_{12}^t	G_2	P_{U2}	P	G_3	P_{U3}
Величина силы, Н	1450	7,063	6436	44000	14,715	13610
Длина вектора на плане, мм	7,25	0,035315	32,18	220	0,073575	68,05

Построение плана, начнем с реакции R_{03} . В соответствии с уравнением сложим все известные силы. Затем через начало вектора \vec{R}_{12}^t проведем линию действия реакции \vec{R}_{12}^n , а через конец вектора \vec{P}_{U3} линию действия реакции \vec{R}_{03} . Точка пересечения построенных прямых определит начало вектора \vec{R}_{12}^n и конец вектора \vec{R}_{03} . Полную реакцию \vec{R}_{12} находим векторным сложением ее составляющих:

$$\vec{R}_{12} = \vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^t$$

Реакцию $\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$ во внутренней (вращательной) паре группы найдем из векторного уравнения равновесия второго звена (шатуна) под действием приложенных сил:

$$\vec{R}_{12} + \vec{G}_2 + \vec{P}_{U2} + \vec{R}_{32} = 0$$

Таким образом, реакция \vec{R}_{32} является замыкающим вектором плана.

Построенный план сил позволяет определить реакции в кинематических парах группы. Для этого достаточно длины векторов на плане умножить на масштаб μ_P .

Нормальная составляющая реакции кривошипа на шатун:

$$R_{12}^n = 122,678 \cdot 200 = 24535,5 \text{ Н}$$

Реакция в кинематической паре А:

$$R_{12} = 122,89 \cdot 200 = 24578,25 \text{ Н}$$

Реакция в поступательной кинематической паре:

$$R_{03} = 9,86 \cdot 200 = 1972,5 \text{ Н}$$

Реакция во вращательной паре В:

$$R_{32} = 220,22 \cdot 200 = 44059 \text{ Н}$$

Реакция в кинематической паре О:

$$R_{01} = 83,988 \cdot 200 = 16797,6 \text{ Н}$$

3.3 Силовой расчет первичного механизма

Кривошип и стойка, связанные вращательной кинематической парой, образуют первичный механизм. Силовой расчет такого простого механизма заключается в определении реакции во вращательной паре и в нахождении уравновешивающей силы.

Чтобы первичный механизм находился в равновесии, необходимо к кривошипу приложить уравновешивающий момент $M_{ур}$ или уравновешивающую силу $P_{ур}$.

Рассмотрим случай, когда на кривошип (коленчатый вал) действуют силы: реакция шатуна на кривошип $\vec{R}_{21} = -\vec{R}_{12}$, сила тяжести кривошипа G_1 , пара сил инерции \vec{P}_{U1} , реакция стойки на кривошип \vec{R}_{01} . Реакция \vec{R}_{01} не известна ни по величине, ни по направлению; точкой ее приложения является геометрический центр шарнира О. Пусть равновесие кривошипа достигается уравновешивающей силой $P_{ур}$, приложенной к точке А и направленной перпендикулярно звену ОА.

Построим расчетную схему первичного механизма. Для этого в масштабе μ_l вычертим схему первичного механизма в положении 2 и приложим все силы (Приложение).

Определим уравновешивающую силу из уравнения моментов сил:

$$\sum M_0 = +P_{ур} \cdot OA - R_{21} \cdot h_3 - G_1 \cdot h_4 = 0$$

					КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		30

где h_{21} - плечо силы R_{21} ; $h_3 = 23,66$ мм

h_1 - плечо силы G_1 ; $h_4 = 8,75$ мм

Откуда:

$$P_{ур} = \frac{R_{21} \cdot h_{21} + G_1 \cdot h_1}{OA}$$

Подставим числовые значения, получим:

$$P_{ур} = \frac{24580 \cdot 23,66 + 5,101 \cdot 8,75}{37,5} = 15508 \text{ Н}$$

Составим векторное уравнение равновесия кривошипа под действием приложенных сил:

$$\vec{R}_{21} + \vec{P}_{ур} + \vec{G}_1 + \vec{R}_{01} = 0$$

Реакцию \vec{R}_{01} определим в результате графического решения (построения плана сил) векторного уравнения. Для этого в масштабе $\mu_p=25$ Н/мм построим план сил. Замыкающим вектором плана является вектор \vec{R}_{01} (Приложение А Лист 2), изображающий реакцию стойки на кривошип.

Длина этого вектора на плане сил составляет 671,9 мм. Следовательно, реакция:

$$R_{01} = 83,9875 \cdot 200 = 16797,5 \text{ Н}$$

3.4 Определение уравновешивающей силы по методу Жуковского

Более простым методом определения уравновешивающей силы является метод Жуковского. Данный рычаг построен в Приложении А Лист 2.

В произвольном масштабе строим план скоростей, повернутый на 90° (в нашем случае – по часовой стрелке), и в соответствующих точках его прикладываем силы давления газов на поршень, силы тяжести звеньев, силы инерции звеньев, уравновешивающую силу.

Запишем уравнение равновесия рычага:

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		31

$$\sum M_{Pv} = -P_{yp}(P_v a) - P_{U3}(P_v S_3) + P(P_v b) + G_3(P_v S_3) - P_{U2}h_{U2} + G_2h_2 + G_1h_1 + P_{MU2}h_{MU2} + P_{MU2}h'_{MU2} = 0$$

Тогда силу P_{yp} определим из выражения:

$$P_{yp} = \frac{-P_{U3}(P_v S_3) + P(P_v S_3) + G_3(P_v S_3) - P_{U2}h_{U2} + G_2h_2}{(P_v a)} + \frac{+G_1h_1 + P_{MU2}h_{MU2} + P_{MU2}h'_{MU2}}{(P_v a)}$$

Плечи сил измеряем в миллиметрах (Приложение А Лист 2.).

Подставим числовые значения в формулу и вычислим:

$$P_{yp} = \frac{(-13610 + 44000 + 14,715) \cdot 110,07 - 6436 \cdot 68,48 + 7,063 \cdot 100,77}{187,5} + \frac{5,101 \cdot 43,75 + 0,975 \cdot (11,01 + 152,19)}{187,5} = 15502,523 \text{ Н}$$

Расхождение результатов определения уравнивающей силы методом планов сил и методом Жуковского

$$\Delta P_{yp} = \frac{P_{yp_{max}} - P_{yp_{min}}}{P_{yp_{max}}}$$

где $P_{yp_{max}}$, $P_{yp_{min}}$ – величины уравнивающей силы, полученные методом планов сил и методом Жуковского. Тогда

$$\Delta P_{yp} = \frac{15508,427 - 15502,523}{15508,427} \cdot 100\% = 0,038\%$$

Расхождение находится в пределах допустимого ($\Delta \leq 5\%$).

Уравнивающий момент, приложенный к кривошипу, вычислим по формуле:

$$M_{yp} = P_{yp} \cdot l_{OA} = 15508 \cdot 0,15 = 2326,2 \text{ Нм}$$

Мгновенную мощность двигателя в исследуемом положении механизма определим по формуле:

$$N = M_{yp} \cdot \omega_1 = 2326,2 \cdot 250 = 581\,550 \text{ Вт}$$

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	Лист
						32
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Таким образом, крутящий момент на коленчатом валу двигателя в исследуемом положении равен 2326,2 Нм, а мгновенная мощность – 581 КВт.

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		33

3.5 Исследование движения механизма и определение момента инерции маховика

Так как внутри цикла установившегося движения машины не наблюдается равенства работы движущих сил и работы сил сопротивления и постоянства приведенного момента инерции механизма, то угловая скорость ω_1 начального звена оказывается переменной. Величина колебаний этой скорости оценивается коэффициентом неравномерности движения – δ .

Колебания скорости начального звена механизма должны регулироваться в заданных пределах. Это регулирование обычно выполняется соответствующим подбором масс звеньев механизма. Массы звеньев механизма должны подбираться так, чтобы они могли накапливать (аккумулировать) все приращения кинетической энергии при превышении работы движущих сил над работой сил сопротивлений и отдавать кинетическую энергию, когда работа сил сопротивлений будет превышать работу движущих сил.

Роль аккумулятора кинетической энергии механизма обычно выполняет маховик. Поэтому необходимо подобрать массу маховика такой, чтобы данный механизм мог осуществить работу с заданным коэффициентом неравномерности движения $\delta = 0,04$.

Для расчета маховика воспользуемся методом энергомасс, согласно которому момент инерции маховика определяется по диаграмме энергомасс, характеризующей зависимость приращения кинетической энергии механизма от приведенного момента инерции механизма.

Так как приращение кинетической энергии равно разности работы движущих сил и работы сил сопротивлений, то для построения этой диаграммы необходимо вначале построить диаграммы приведенных моментов движущих сил.

Приведенный к начальному звену момент движущих сил $M_{пд}$ для каждого положения исследуемого механизма равен:

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		34

$$M_{\text{пд}} = P_i \cdot \frac{v_B}{\omega_1} \cdot \cos\alpha$$

Величина приведенного момента движущих сил для расчетного 1-го положения

$$M_{\text{пд}} = 44000 \cdot \frac{22,01}{250} \cdot \cos(0) = 3873,76 \text{ Нм}$$

Расчет приведенного момента движущих сил для 12-ти положений механизма сводим в таблицу 3.2

Таблица 3.2 – Результаты расчета приведенного момента движущих сил, Нм.

Номер положения	$M_{\text{пд}}$
0	0
1	3873,76
2	5723,2
3	4050
4	1400,64
5	495,68
6	0
7	-74,162
8	-209,56
9	-538,61
10	-770,65
11	-843,02
12	0

На основании данных таблицы строим диаграмму изменения приведенного момента движущих сил в функции угла поворота начального звена. Данная диаграмма была построена в Приложении А Лист 3. Масштабный коэффициент по оси ординат выбираем μ_M , равный отношению величины максимального значения приведенного момента движущих сил $M_{\text{пд}}$ к длине отрезка h , изображающего его на диаграмме:

$$\mu_M = \frac{M_{\text{пд}}}{h}$$

Для нашего случая масштабный коэффициент

$$\mu_M = \frac{3873,76}{38,7376} = 100 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}$$

Масштабный коэффициент по оси абсцисс определим по формуле:

$$\mu_\Phi = \frac{2\pi}{l}$$

где l – длина диаграммы, мм.

Численно масштабный коэффициент по оси абсцисс

$$\mu_\Phi = \frac{2 \cdot 3,14}{120} = 0,05236 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

Так как работа движущих сил равна

$$A_d = \int_0^\Phi M_{\text{пд}} d\varphi$$

то графическим интегрированием диаграммы приведенных моментов движущих сил строим диаграмму работ движущих сил. Данная диаграмма была построена в Приложении А Лист 3. Масштабный коэффициент по оси ординат диаграммы работ определяем по формуле:

$$\mu_A = \mu_M \mu_\Phi H$$

где H – полюсное расстояние диаграммы (принимается произвольным), мм.

Подставив числовые значения, получим:

$$\mu_A = 100 \cdot 0,05236 \cdot 10 = 52,36 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}$$

За один цикл установившегося движения (в нашем случае – один оборот начального звена) работа сил сопротивлений равна работе движущих сил.

Примем постоянным приведенный момент сил сопротивлений ($M_{\text{пс}} = \text{const}$). Тогда работа сил сопротивлений

$$A_c = \int_0^\Phi M_{\text{пс}} d\varphi = M_{\text{пс}} \varphi$$

					КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		36

т. е. представляет собой линейную функцию угла поворота начального звена.

Соединив начальную и последнюю точку диаграммы работы движущих сил, получим наклонную прямую, представляющую собой диаграмму работы сил сопротивлений.

Продифференцировав графически полученную прямую, на диаграмме приведенных моментов сил получим горизонтальную прямую, определяющую величину постоянного приведенного момента сил сопротивлений $M_{пс}$.

Так как приращение кинетической энергии определяется как

$$\Delta E_k = A_d - A_c = A_{изб}$$

то для построения диаграммы приращения кинетической энергии или избыточной работы необходимо из ординат диаграммы работы движущих сил вычесть ординаты диаграммы работы сил сопротивлений.

Масштабы по координатным осям остаются те же, что и для диаграммы работы, т. е. $\mu_{E_k} = \mu_A$. Данная диаграмма построена в Приложении А Лист 3.

3.6 Определение приведенного момента инерции механизма

Для звена, совершающего поступательное движение (ползун), кинетическая энергия

$$E_{к.пост} = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

где m – масса звена, кг;

v – скорость поступательно движущегося звена, $m \cdot c^{-1}$.

Для звена, совершающего вращательное движение (кривошип), кинетическая энергия

$$E_{к.вр} = \frac{J \cdot \omega^2}{2}$$

где J – момент инерции относительно оси вращения, $кг \cdot м^2$;

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		37

ω – угловая скорость звена, с^{-1} .

Кинетическая энергия звена, совершающего сложное плоскопараллельное движение (шатун), равна сумме кинетических энергий поступательного движения с центром масс и вращательного движения вокруг центра масс. Следовательно, кинетическая энергия определяется как

$$E_{\text{к1}} = E_{\text{к.пост}} + E_{\text{к.вр}} = \frac{m \cdot v_S^2}{2} + \frac{J_S \cdot \omega^2}{2}$$

где v_S – скорость центра масс звена, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$;

J_S – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Складывая кинетические энергии всех звеньев, получим полную кинетическую энергию механизма.

Для данного механизма полная кинетическая энергия

$$E_{\text{к}} = E_{\text{к1}} + E_{\text{к.вр}} + E_{\text{к.пост}}$$

или с учетом уравнений

$$E_{\text{к}} = \frac{m \cdot v^2}{2} + \frac{J \cdot \omega^2}{2} + \frac{m \cdot v_S^2}{2} + \frac{J_S \cdot \omega^2}{2}$$

Для 1-го положения механизма полная кинетическая энергия

$$E_{\text{к}} = \frac{1,5 \cdot 22,01^2}{2} + \frac{7,5 \cdot 10^{-5} \cdot 250^2}{2} + \frac{0,72 \cdot 27,36^2}{2} + \frac{1,2 \cdot 10^{-4} \cdot 43,52^2}{2}$$
$$= 635,27 \text{ Дж}$$

Приведённый момент инерции:

$$J_{\text{п}} = \frac{2E_{\text{к}}}{\omega^2}$$

Для 2-го положения механизма приведенный момент инерции

$$J_{\text{п}} = \frac{635,27 \cdot 2}{250^2} = 0,020329 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Вычисляем приведенный момент инерции для 12-ти положений механизма и результаты расчета заносим в таблицу 3.3.

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		38

Таблица 3.3 – Результаты расчета приведенного момента инерции, кг · м²

Номер положения	$J_{п}$
0	0,00534
1	0,02033
2	0,04533
3	0,05
4	0,03294
5	0,01325
6	0,00534
7	0,01325
8	0,03294
9	0,05
10	0,04534
11	0,0203
12	0,00534

По данным таблицы 3.3 строим диаграмму приведенного момента инерции механизма в функции угла поворота начального звена. Данную диаграмму построили в Приложении А Лист 3. При этом ось приведенного момента инерции расположим горизонтально.

Принимаем масштабный коэффициент $\mu_{J_{п}}$, равный отношению величины максимального значения приведенного момента инерции к длине отрезка h , изображающего ее на диаграмме:

$$\mu_{J_{п}} = \frac{J_{п}}{h}$$

Для нашего случая масштабный коэффициент

$$\mu_{J_{п}} = \frac{0,02033}{20,33} = 0,001 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$$

Методом исключения общего параметра ϕ из диаграмм $\Delta E_{к} = \Delta E_{к}(\phi)$ и $J_{п} = J_{п}(\phi)$ строим диаграмму энергомасс $\Delta E_{к} = \Delta E_{к}(J_{п})$ (Приложение А Лист 3)

По данному коэффициенту неравномерности движения $\delta = 0,04$ и средней угловой скорости $\omega_{ср} = \omega_1$ определяем углы ψ_{\max} и ψ_{\min} , образуемые касательными к диаграмме энергомасс с осью абсцисс, по следующим зависимостям:

$$tg \phi_{max} = \frac{\mu_{J\Pi}}{2\mu_{E_k}} \cdot \omega_{cp}^2 \cdot (1 + \delta)$$

$$tg \phi_{min} = \frac{\mu_{J\Pi}}{2\mu_{E_k}} \cdot \omega_{cp}^2 \cdot (1 - \delta)$$

Подставляя числовые значения, получим:

$$tg \phi_{max} = \frac{0,001}{2 \cdot 52,36} \cdot 250^2 \cdot (1 + 0,04) = 0,620704278$$

$$tg \phi_{min} = \frac{0,001}{2 \cdot 52,36} \cdot 250^2 \cdot (1 - 0,04) = 0,572957795$$

или

$$\psi_{max} = 31,83^\circ$$

$$\psi_{min} = 29,81^\circ$$

Построив стороны этих углов и перенеся их параллельно самим себе до касания с кривой энергомасс соответственно сверху и снизу, получим на оси ΔE_k отрезок (KL), заключенный между этими касательными (Приложение А Лист 3)

По отрезку (KL) = 98,95 мм определяем момент инерции маховика

$$J_M = \frac{\mu_{E_k} \cdot KL}{\delta \cdot \omega_{cp}^2}$$

Подставив числовые значения, получим:

$$J_M = \frac{452,36 \cdot 98,956}{0,04 \cdot 250^2} = 2,072 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Обычно маховик имеет форму либо колеса с массивным ободом (изготавливается из чугуна), соединенным со ступицей с помощью спиц, либо форму сплошного диска (изготавливается из стали).

Диаметр маховика с тяжелым ободом может быть определен по формуле:

$$D_M = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot g \cdot J_M}{\pi \cdot \gamma \cdot \psi \cdot \varepsilon}}$$

где γ – удельный вес материала маховика (для чугуна $\gamma = 7300$);

					<i>KP.T-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		40

отношение ширины b и высоты h обода к диаметру маховика (из конструктивных соображений принимают: $\psi = 0,07 - 0,1$ и $\varepsilon = 0,1 - 0,15$).

Диаметр маховика, выполненного в виде сплошного диска, определяется по формуле:

$$D_M = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot g \cdot J_M}{\pi \cdot \gamma \cdot \psi}}$$

Выбираем конструкцию маховика в виде колеса с тяжелым ободом, для которого принимаем $\psi = 0,1$ и $\varepsilon = 0,15$. Тогда

$$D_M = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot 9,81 \cdot 2,072}{3,14 \cdot 7300 \cdot 0,1 \cdot 0,15}} = 0,749 \text{ м}$$

Для чугунных маховиков необходимо, чтобы окружная скорость на ободу не превышала $30 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

В нашем случае

$$v = \omega_1 \frac{D_M}{2} = 250 * \frac{0,75}{2} = 93,75 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$$

что превышает критическое значение.

Поэтому принимаем конструкцию стального маховика в виде сплошного диска.

Его диаметр определим по формуле, приняв для стали $\gamma = 7800 \text{ кг/м}^3$:

$$D_M = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot 9,81 \cdot 2,072}{3,14 \cdot 7800 \cdot 0,1}} = 0,767 \text{ м}$$

Принимаем диаметр маховика по Ra40 $D_M = 0,775 \text{ м}$.

Так как маховый момент стального маховика в виде сплошного диска равен

$$m_M D_M^2 = 8J_M$$

то его массу определим по зависимости:

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		41

$$m_M = \frac{8J_M}{D_M^2}$$

Толщина диска определяется как

$$b = \psi D_M$$

Подставив числовые значения в уравнения получим параметры маховика:

$$m_M = \frac{8 \cdot 2,072}{0,775^2} = 27,6 \text{ кг}$$

$$b = 0,1 \cdot 0,775 = 0,0775 \text{ м}$$

Выводы

Полученные величины значений диаметра $D_M = 0,775$ м и массы $m_M = 27,6$ кг показывают, что такой маховик вполне может быть установлен на вал О данного механизма, чтобы обеспечить его вращение с заданным коэффициентом неравномерности $\delta = 0,04$.

Эскиз маховика построен в Приложении А Лист 3.

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		42

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Широкое применение кулачковых механизмов обусловлено тем, что с их помощью можно легко воспроизводить любой заданный закон движения выходного звена.

При выборе закона движения ведомого звена нужно иметь в виду, что в кулачковых механизмах могут возникнуть удары. Различают следующие группы законов движения: с жесткими ударами, с мягкими ударами и без ударов. Жесткие удары в кулачковом механизме имеют место, когда подъем или опускание толкателя происходит с постоянной скоростью. Примером движения, которое сопровождается мягкими ударами, является движение выходного звена по параболическому и косинусоидальному законам. При синусоидальном законе движение происходит без жестких и мягких ударов (этот закон рекомендуется использовать при проектировании быстроходных кулачковых механизмов).

Для синтеза (проектирования) кулачкового механизма задаются: схема механизма; максимальное линейное h или угловое ψ перемещение выходного звена; фазовые углы поворота кулачка (удаления ϕ_u , дальнего стояния $\phi_{дс}$, возвращения ϕ_v); законы движения выходного звена для фазы удаления и возвращения; длина коромысла l для коромысловых кулачковых механизмов. Исходя из условий ограничения угла давления или угла передачи движения, определяют основные размеры звеньев кулачкового механизма: минимальный радиус кулачка, положение толкателя относительно центра вращения кулачка, проектируют профиль кулачка графическим или аналитическим методами.

Проектирование кулачка проводится в автоматизированном методе в программе Mathcad Prime 6.0.0.0 и представлено в Приложение Б

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		43

5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

В данном разделе необходимо выполнить расчеты по проектированию эвольвентной зубчатой передачи внешнего (внутреннего) зацепления, колеса которой нарезаны стандартной рейкой.

Принимаем, что зубчатые колеса изготовлены без смещения исходного контура ($X_1=X_2=0$). Тогда угол зацепления равен углу профиля инструмента ($\alpha_w = \alpha = 20^\circ$), делительные окружности являются одновременно начальными окружностями зацепления ($r_{w1} = r_1$ и $r_{w2} = r_2$).

Рассчитываемая зубчатая передача имеет следующие параметры:

$$z_1 = 14 \quad z_2 = 25 \quad m = 4 \text{ мм}$$

Определим величины параметров, необходимых для построения эвольвентного зацепления.

Радиусы начальных и делительных окружностей зубчатых колес определяются по следующей зависимости:

$$r_w = r = \frac{m \cdot z}{2}$$

где m, z – соответственно модуль и число зубьев зубчатого колеса

Подставляя численные значения, получим:

– для первого колеса

$$r_{w1} = r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{4 \cdot 14}{2} = 28 \text{ мм}$$

– для второго колеса

$$r_{w2} = r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{4 \cdot 25}{2} = 50 \text{ мм}$$

Радиусы основных окружностей зубчатых колес

$$r_b = r \cdot \cos \alpha$$

Тогда для зубчатых колес радиусы основных окружностей будут составлять:

– для первого колеса

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		44

$$r_{b1} = 28 \cdot \cos(20^\circ) = 26,311 \text{ мм}$$

– для второго колеса

$$r_{b2} = 50 \cdot \cos(20^\circ) = 46,985 \text{ мм}$$

Радиусы окружностей вершин зубьев определяются как

$$r_a = r + h_a = r + h_a^* \cdot m$$

где h_a h_a^* – высота головки зуба (расстояние, измеренное по радиусу между делительной окружностью и окружностью вершин), мм;

h_a^* – коэффициент высоты головки зуба (для колес с нормальной высотой головки зуба $h_a^* = 1$, а с укороченной – $h_a^* = 0,8$).

Подставляя численные значения, получим:

– для первого колеса

$$r_{a1} = 28 + 1 \cdot 4 = 32 \text{ мм}$$

– для второго колеса

$$r_{a2} = 50 + 1 \cdot 4 = 54 \text{ мм}$$

Радиусы окружностей впадин зубчатых колес определяются по следующей зависимости:

$$r_f = r - h_f = r - (h_a + c) \cdot m$$

где $h_f = h_a + c$ – высота ножки зуба, мм;

$c = c^* \cdot m$ – радиальный зазор, мм;

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

Подставляя численные значения, получим:

– для первого колеса

$$r_{f1} = 28 - (1 + 0,25) \cdot 4 = 23 \text{ мм}$$

– для второго колеса

$$r_{f2} = 50 - (1 + 0,25) \cdot 4 = 45 \text{ мм}$$

Высота зуба определяется как

$$h = h_a + h_f = h_a^* \cdot m + (h_a + c) \cdot m$$

При $h_a^* = 1$ и $c^* = 0,25$

$$h = 2,25 \cdot m.$$

Подставив численные значения, получим:

$$h = 2,25 \cdot 4 = 9 \text{ мм.}$$

Шаг по делительной окружности определяется по формуле:

$$p = \pi \cdot m,$$

В нашем случае шаг по делительной окружности

$$p = 3,14 \cdot 4 = 12,566 \text{ мм.}$$

Окружная толщина зуба по делительной окружности

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2},$$

Подставив численные значения, получим:

$$S = \frac{3,14 \cdot 4}{2} = 6,283 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние определяется как

$$a_w = a = r_{w1} + r_{w2},$$

где $a = r_1 + r_2$ – делительное межосевое расстояние, мм.

Подставив численные значения, получим:

$$a_w = a = 28 + 50 = 78 \text{ мм.}$$

Для построения картины зацепления зубчатых колес выбираем масштаб 5:1, значит, на чертеже все полученные значения величин увеличатся в 5 раза. Данное зацепление было построено в Приложении А Лист 4.

Вычислим коэффициент перекрытия проектируемой передачи. Из чертежа длина активной линии зацепления равна 90,76125 мм, что соответствует действительному значению $g_\alpha = (ab) = 18,152$ мм. Тогда коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha \cdot z_1}{2 \cdot \pi \cdot r_{b1}} = \frac{18,152 \cdot 14}{2 \cdot 3,14 \cdot 26,311} = 1,537$$

Коэффициент перекрытия определяется и как отношение длины активной линии зацепления к шагу по основной окружности:

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		46

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{(ab)}{P_b} = \frac{(ab)}{\pi \cdot m \cdot \cos(\alpha)}$$

Подставив численные значения, получим:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{18,152}{3,14 \cdot 4 \cdot \cos(20^{\circ})} = 1,537$$

Коэффициент перекрытия можно вычислить также аналитически по формуле:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin(\alpha)}{P \cdot \cos(\alpha)}$$

Подставив численные значения, получим:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{32^2 - 26,311^2} + \sqrt{54^2 - 46,985^2} - 78 \cdot \sin(20^{\circ})}{12,566 \cdot \cos(20^{\circ})} = 1,537$$

Коэффициент перекрытия показывает среднее число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. Если $\varepsilon_{\alpha} = 1,5$, то 53,7 % от общего времени работы в зацеплении участвуют две пары зубьев, а 46,3 % времени – одна пара.

Удельное скольжение профилей зубьев (v_1 и v_2) является характеристикой скольжения одного профиля зуба по второму, т. е. характеризует износ профилей, вызванный силой трения.

Удельное скольжение можно определить по следующим формулам:

$$v_1 = 1 + \frac{\rho_2}{\rho_1} U_{21},$$

$$v_2 = 1 + \frac{\rho_1}{\rho_2} U_{12},$$

где ρ_1, ρ_2 – соответственно радиусы кривизны эвольвент первого и второго колес в точке зацепления, мм;

U_{12}, U_{21} – передаточное отношение ступени.

Передаточное отношение для внешнего зацепления определяется как

$$U_{12} = -\frac{z_2}{z_1},$$

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		47

$$U_{21} = -\frac{z_1}{z_2}$$

Подставив численные значения, получим:

$$U_{12} = -\frac{25}{14} = -1,786$$

$$U_{21} = -\frac{14}{25} = -0,56$$

Вычислим удельное скольжение в нескольких точках зацепления и построим диаграммы удельного скольжения. Ось абсцисс диаграмм проведем параллельно линии зацепления, а ось ординат – перпендикулярно к ней через точку А. Спроектируем на ось абсцисс точки А, а, Р, b и В. Тогда

$$\rho_1 = X,$$

$$\rho_2 = (AB) - X,$$

где (AB) – длина теоретической линии зацепления (в нашем случае – (AB) = 138 мм в масштабе 5:1).

Значения текущей координаты X возьмем с интервалом в 13,3 мм в пределах от X =0 до X =133 мм. Результаты расчета v_1 и v_2 сведем в таблицу 5.1 и по ним построим диаграммы удельных скольжений в масштабе $\mu = 12,5$. Даная диаграмма была построена в Приложении А Лист 4.

Таблица 5.1 – Результаты расчета удельных скольжений профилей зубьев

X(ρ_1)	0	13,3	26,6	39,9	53,2	66,5	79,8	93,1	106,4	119,7	133
AB-X(ρ_2)	133	119,7	106,4	93,1	79,8	66,5	53,2	39,9	26,6	13,3	0
v_1	$-\infty$	-4,04	-1,24	-0,307	0,16	0,44	0,627	0,76	0,86	0,938	1
v_2	1	0,802	0,55	0,23	-0,19	-0,79	-1,68	-3,17	-6,143	-15,1	$-\infty$

Так как зацепление профилей зубьев колес происходит только на активной линии зацепления, то для большей наглядности эти участки на диаграммах удельных скольжений заштрихованы.

Толщину зубьев колес по окружности вершин определим по формуле:

$$S_a = d_a \left(\frac{S_1}{d_1} + inva - inva_a \right),$$

					<i>KP.T-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		48

где α – угол профиля эвольвенты на делительной окружности, $\alpha = 20^\circ$

α_a – угол профиля эвольвенты на окружности вершин зубьев;

$\operatorname{inv}\alpha$, $\operatorname{inv}\alpha_a$ – эвольвентная функция углов α и α_a .

$$\cos(\alpha_a) = \frac{r_b}{r_a}$$

откуда

$$\alpha_a = \arccos \frac{r_b}{r_a}.$$

Подставив численные значения для первого колеса, получим:

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{26,311}{32} = 34,691^\circ.$$

По таблице инволют определяем для угла $\alpha_{a1} = 34,691^\circ$ значение $\operatorname{inv}\alpha_a = 0,085832$ и для $\alpha = 20^\circ$ значение $\operatorname{inv}\alpha = 0,14904$

$$S_a = 100 \left(\frac{6,283}{56} + 0,14904 - 0,085832 \right) = 4,127$$

Для нормальной работы зубчатой передачи необходимо, чтобы соблюдались следующие условия:

- 1) $\varepsilon_\alpha \geq 1,1$
- 2) $S_a \geq 0,3m$ (отсутствие заострения головки зуба у меньшего колеса).

Для заданной передачи $\varepsilon_\alpha = 1,537$, и $S_a = \frac{4,127}{4} = 1,032 m$, т. е. условие нормальной работы соблюдается.

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		49

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе провели структурный анализ двухтактного одноцилиндрового двигателя. Провели кинематический анализ 12 положений данного двигателя методом планов, нашли направления и значения скоростей, угловых скоростей, ускорения и угловые ускорения: центра тяжести кривошипа, точки А шатуна, центра тяжести кривошипа, а так же центра тяжести ползуна. Так же определили значения и направления скоростей и ускорений центра тяжести поршня с помощью графического дифференцирования диаграммы перемещения поршня. Сравнили данные с этих диаграмм с данными полученными с планов и нашли среднее отклонение.

Выполнили силовой расчёт данного двигателя в первом положении. Нашли силы реакции в кинематических парах, а так же нашли уравнивающую силу. Произвели проверку найденной уравнивающей силы с помощью рычага Жуковского, сравнили их и нашли отклонение которые оказались в пределах нормы. Определили мгновенную мощность двигателя в данном положении.

Рассчитали основные параметры маховика для данного двигателя с помощью метода Виттенбауэра. Построили эскиз данного маховика.

Спроектировали профиль кулачкового механизма в программе Mathcad Prime 6.0.0.0. А так же спроектировали эвольвентное зацепление прямозубых цилиндрических колёс по заданным параметрам из дано.

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		50

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Артоболевский, И. И. Сборник задач по теории механизмов и машин [Текст] / И. И. Артоболевский, Б. В. Эдельштейн. – М.: Наука, 1973. – 256 с.
2. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин [Текст]. – М.: Наука, 1988. – 639 с.
3. Козик, А. А. Теория механизмов и машин в примерах и задачах [Текст]: учебное пособие / А. А. Козик, И. С. Крук. – Минск: БГАТУ, 2009. – 220 с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин [Текст]: учебнометод. пособие / сост. А. А. Козик, И. С. Крук, А. С. Коротченко. – Минск: БГАТУ, 2006. – 124 с.
5. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин [Текст]: учебное пособие / под общ. ред. Г. Н. Девойко. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 285 с.
6. Озол, О. Г. Теория механизмов и машин. [Текст] / пер. с латыш. ; под ред. С. Н. Кожевникова. – М.: Главная редакция физико-математической литературы, 1984. – 432 с.
7. Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин [Текст] / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев. – М.: Высшая школа, 2002. – 411 с.
8. Теория механизмов и машин [Текст]: методические указания и задания к курсовому проекту / сост. Г. К. Семкина, А. А. Козик. – Минск: БИМСХ, 1989. – 116 с.
9. Филонов, И. П. Теория механизмов, машин и манипуляторов [Текст] / И. П. Филонов, П. П. Анципорович, В. К. Акулич. – Минск: Дизайн ПРО, 1998. – 655 с.

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		51

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Лист 1 – КР.Т17105.01.20.01 1Д1 – Кинематическое исследование.

Лист 2 – КР.Т17105.01.20.02 1Д1–Кинетостатическое исследование.

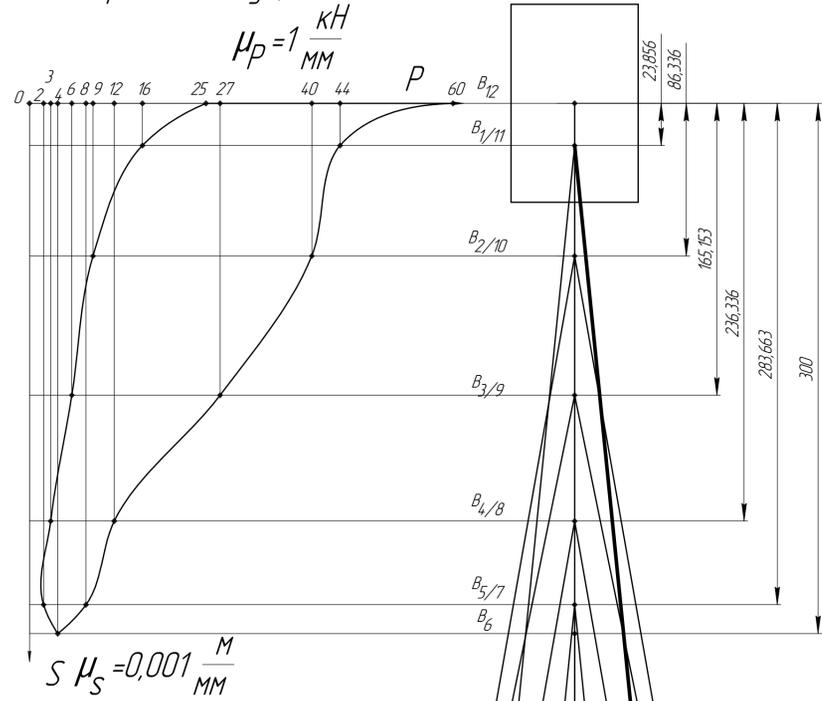
Лист 3 - КР.Т17105.01.20.03 1Д1–Маховик

Лист 4 - КР.Т17105.01.20.04 1Д1 – Синтез эвольвентного зацепления

					<i>КР.Т-17105.01.20 ПЗ 1Д1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		52

План положений механизма

Диаграмма движущих сил



можно показать только одно положение

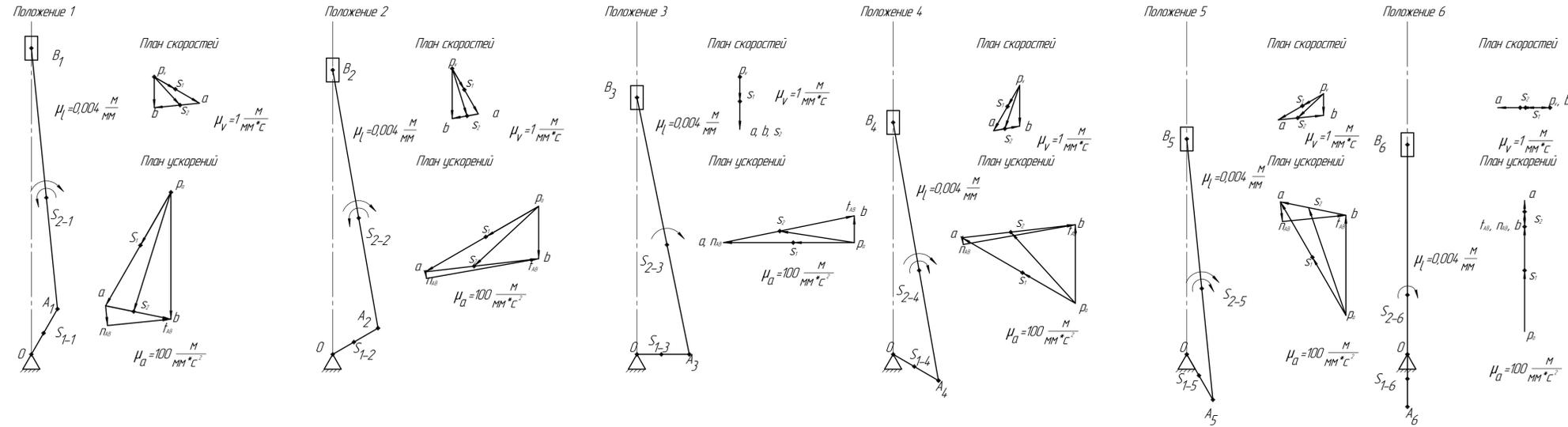


График перемещения поршня

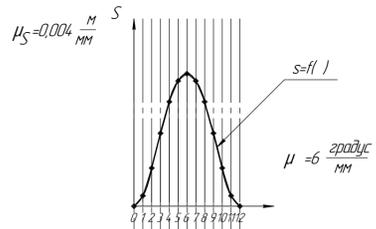


График изменения скорости поршня

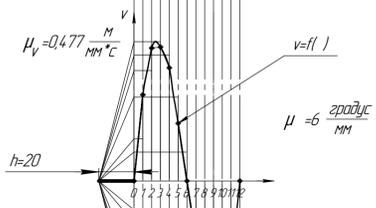


График изменения ускорения поршня

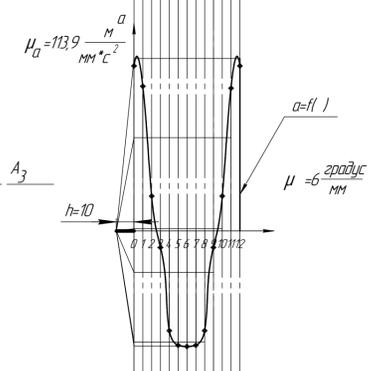


График изменения угловой скорости шатуна

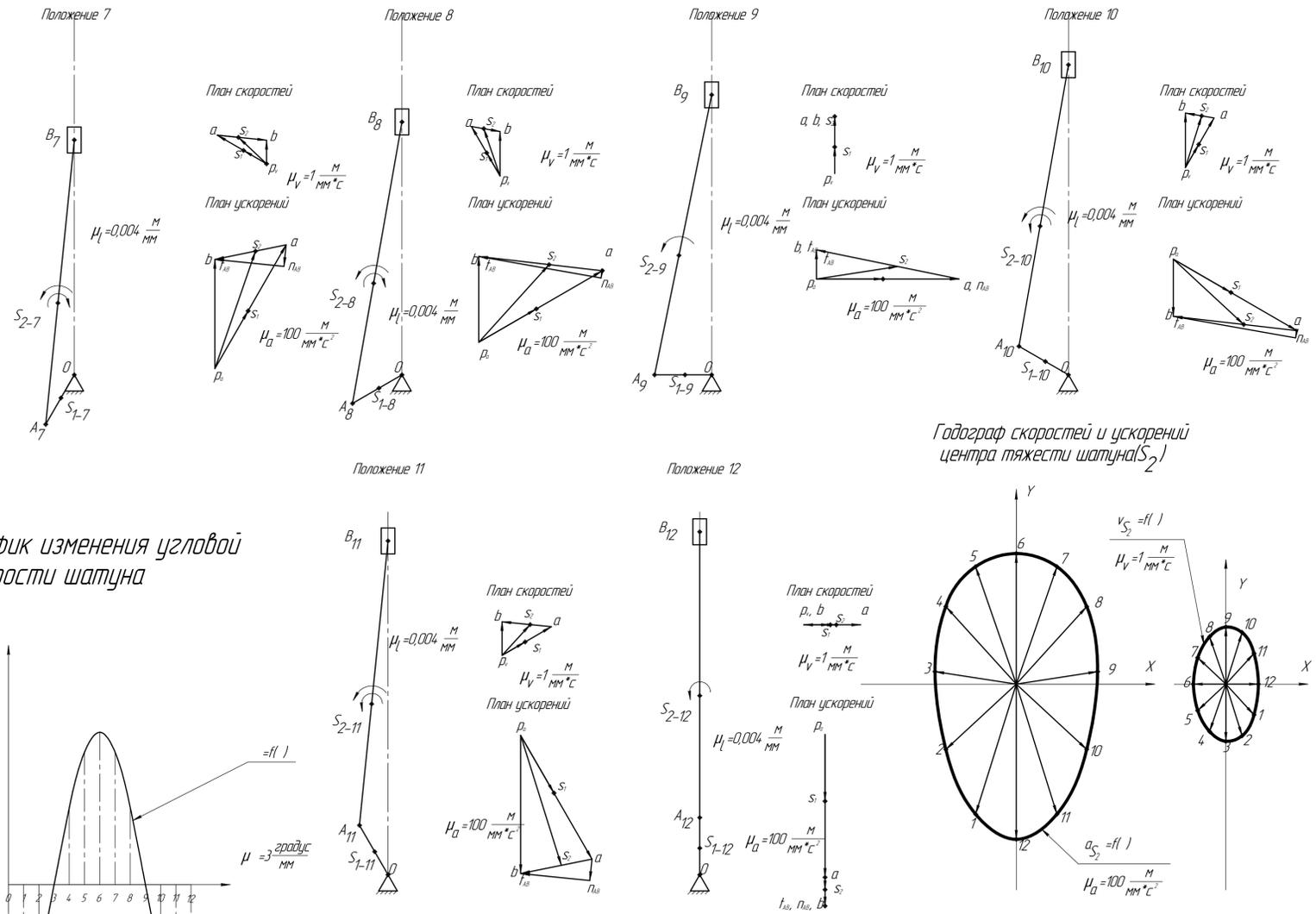
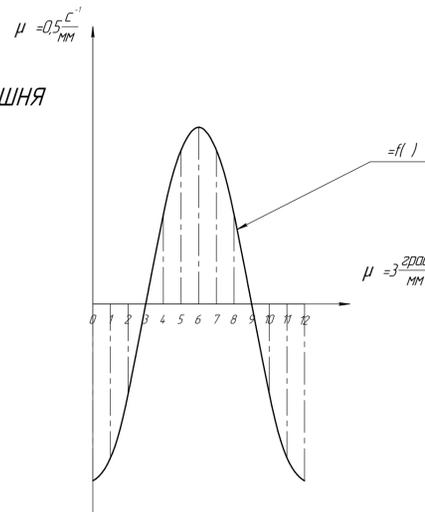
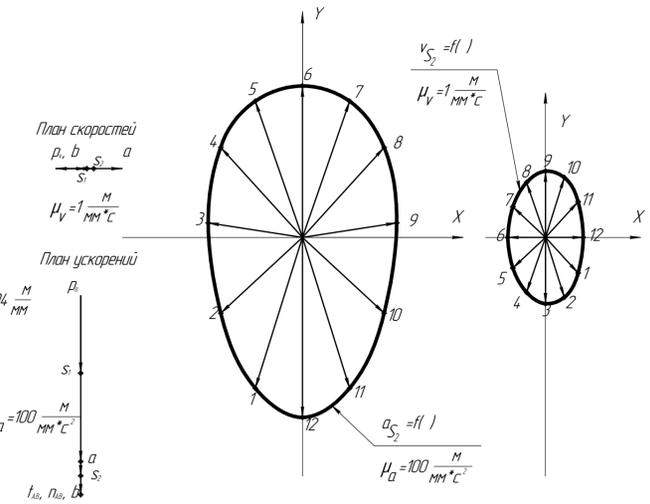
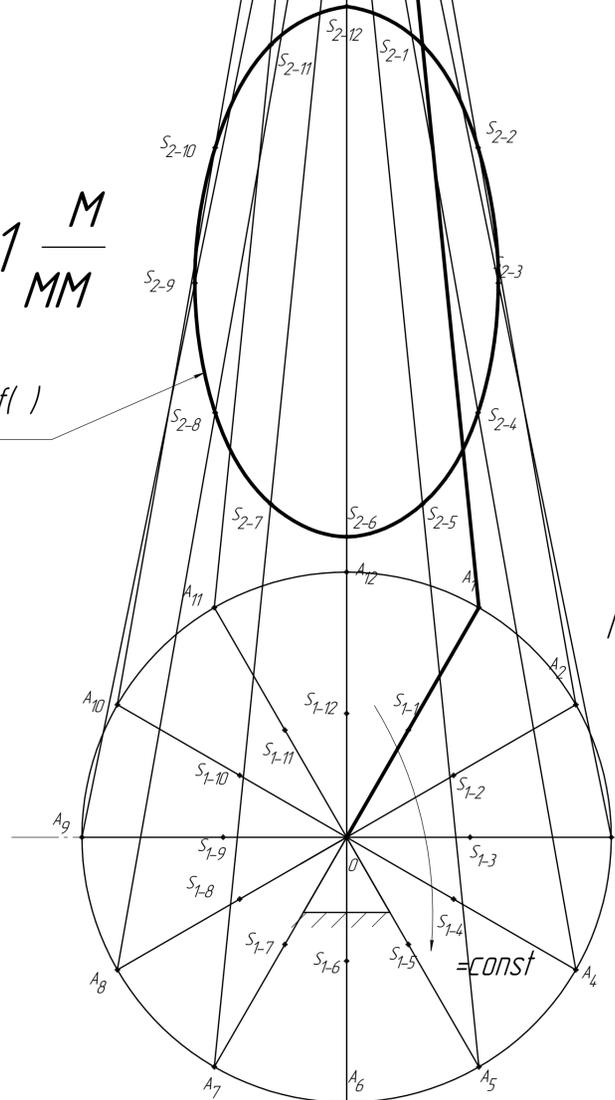


График скоростей и ускорений центра тяжести шатуна (S_2)



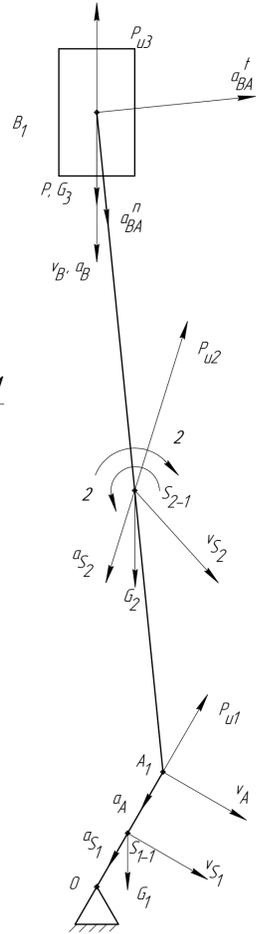
$\mu_l = 0,001 \frac{M}{MM}$

$S_2 = f(t)$



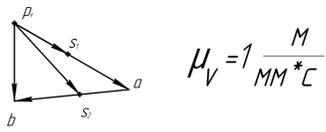
КР.Т-17105.01.20.01 1Д1			Лит.	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Лист	Лист	
Разраб.	Засыпкина С. А.		у	-	12
Проб.			Лист	Листов	1
Т.контр.			ТУ УГМК Т-17105		
Н.контр.			Копировал		
Утв.			Формат А1		

Схема механизма в 1 положении



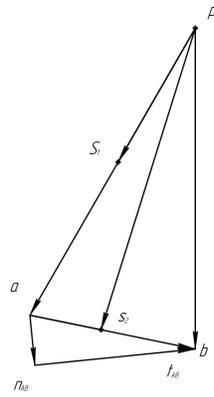
$$\mu_l = 0,004 \frac{M}{MM}$$

План скоростей



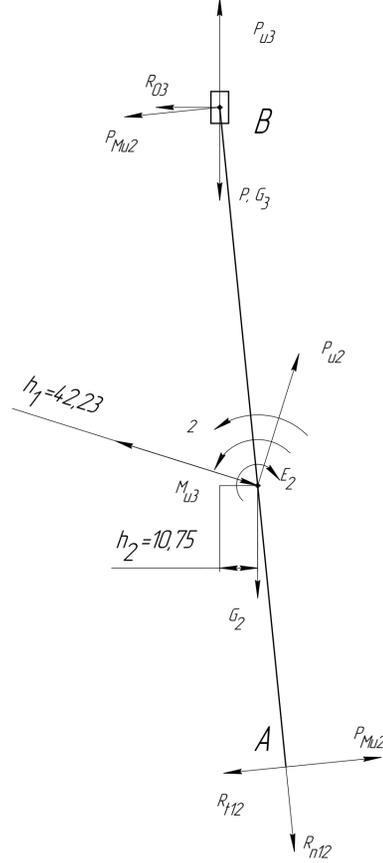
$$\mu_v = 1 \frac{M}{MM * C}$$

План ускорений



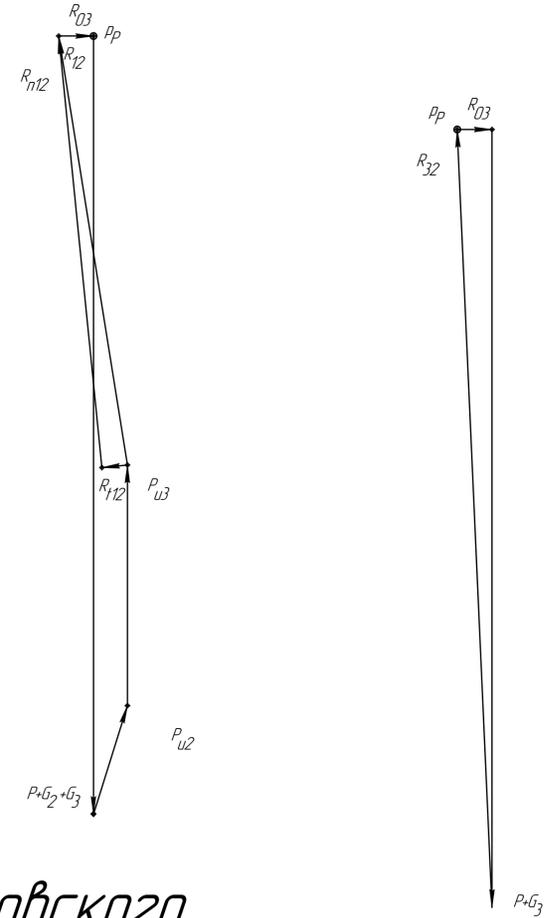
$$\mu_a = 100 \frac{M}{MM * C^2}$$

Структурная группа 2²



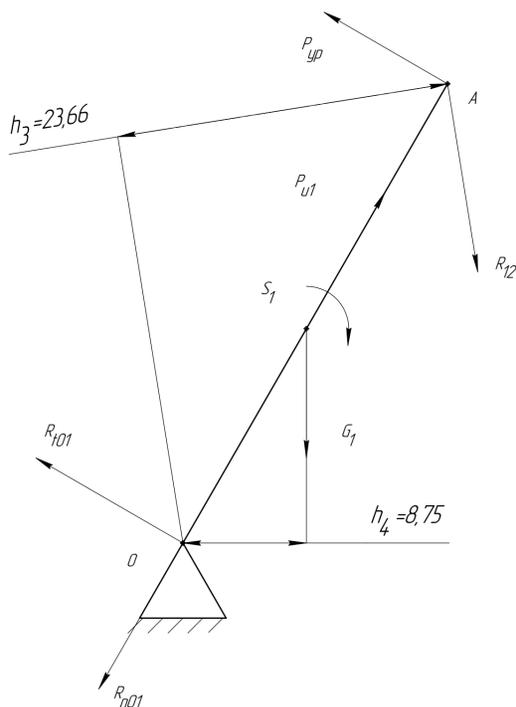
$$\mu_p = 200 \frac{H}{MM}$$

План сил структурной группы 2²



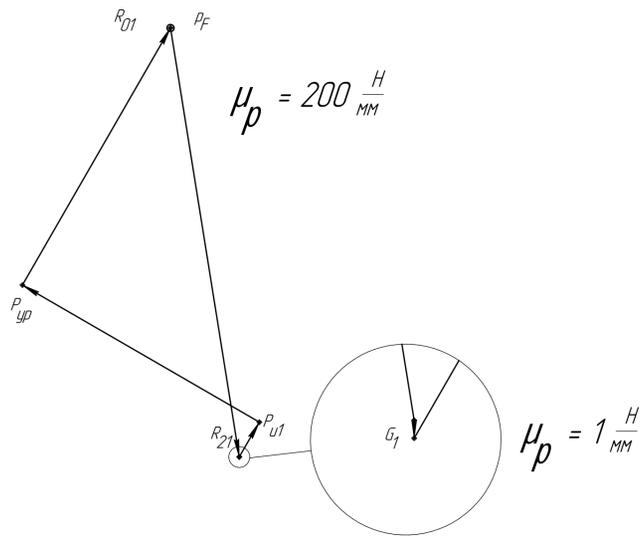
$$\mu_p = 200 \frac{H}{MM}$$

Механизм 1 класса



$$\mu_l = 0,001 \frac{M}{MM}$$

План сил ведущего звена



$$\mu_p = 200 \frac{H}{MM}$$

$$\mu_p = 1 \frac{H}{MM}$$

Рычан Жуковского

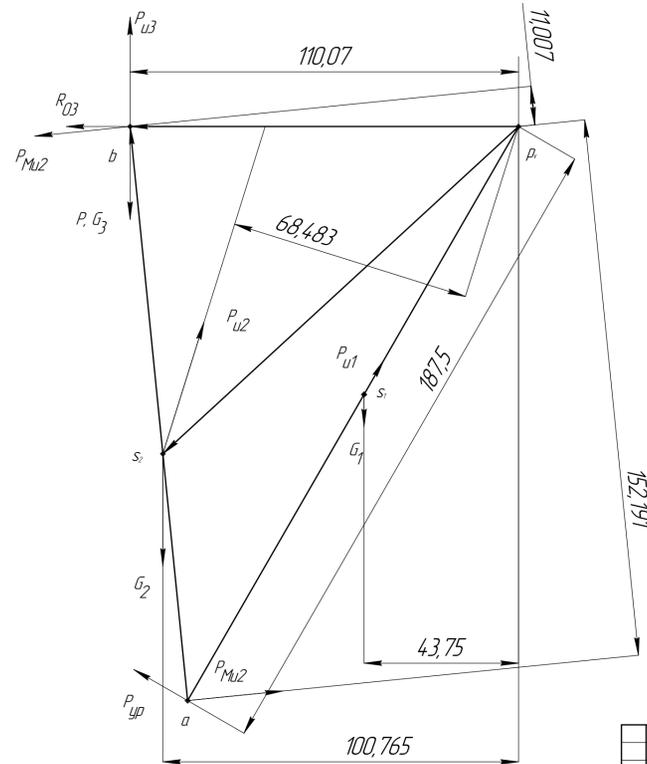


График приведённых моментов

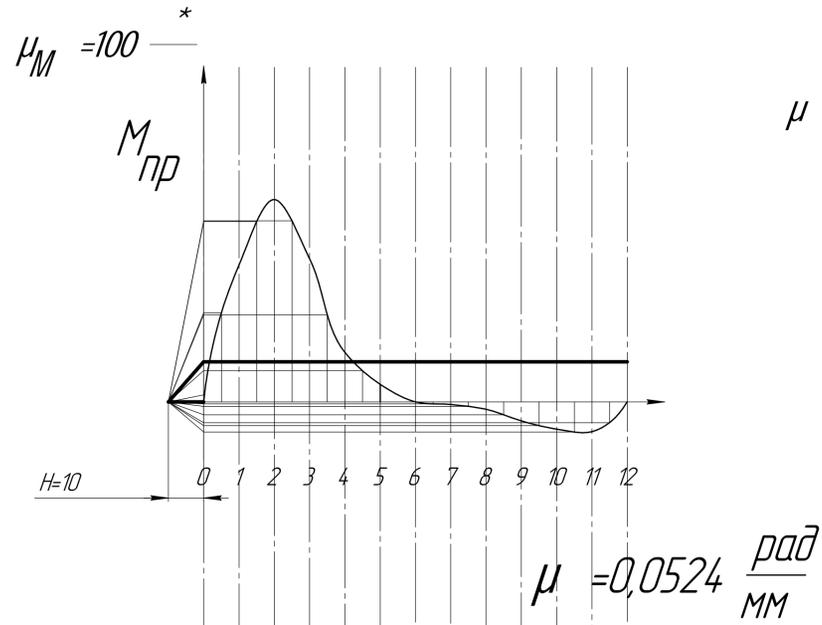


График работ движущихся сил и от сил сопротивления

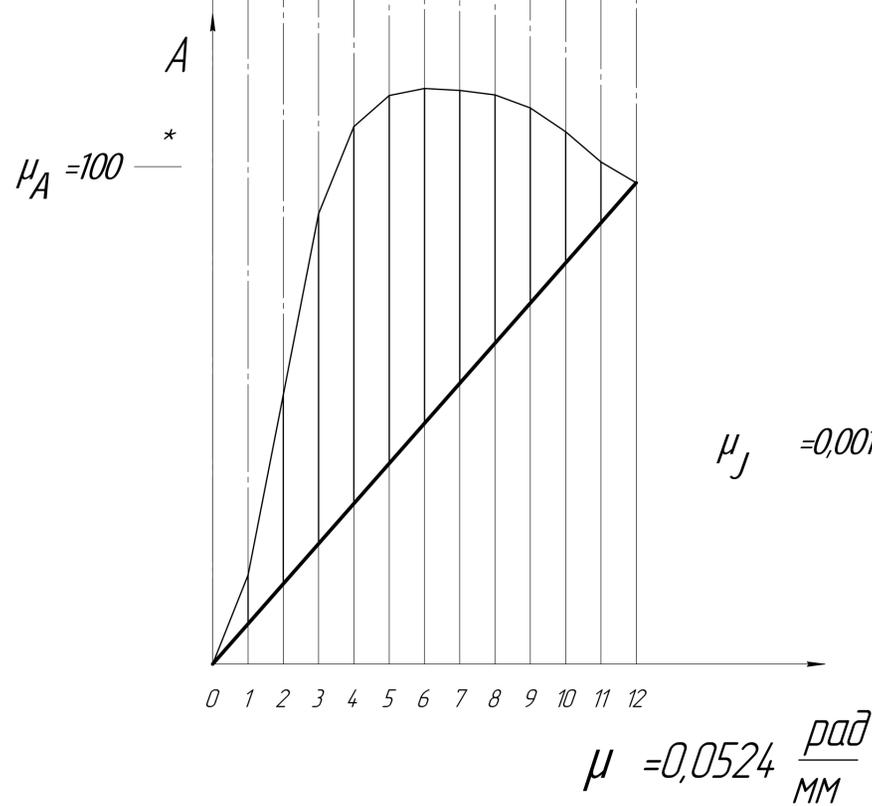


График изменения кинетической энергии

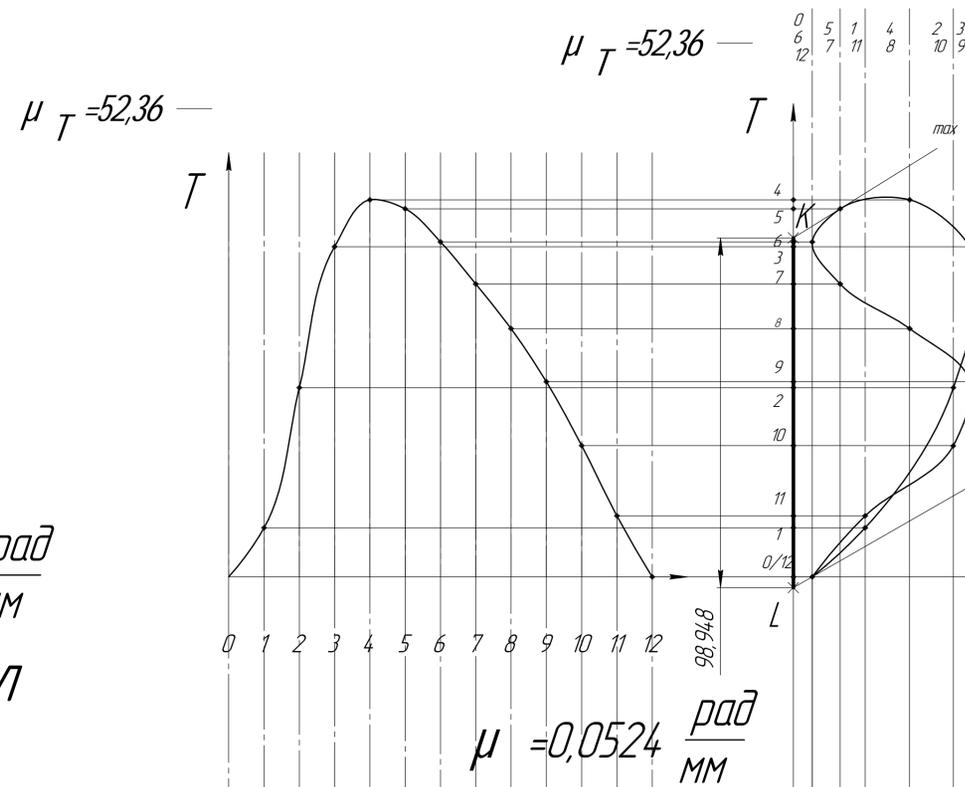


График энергия-масса

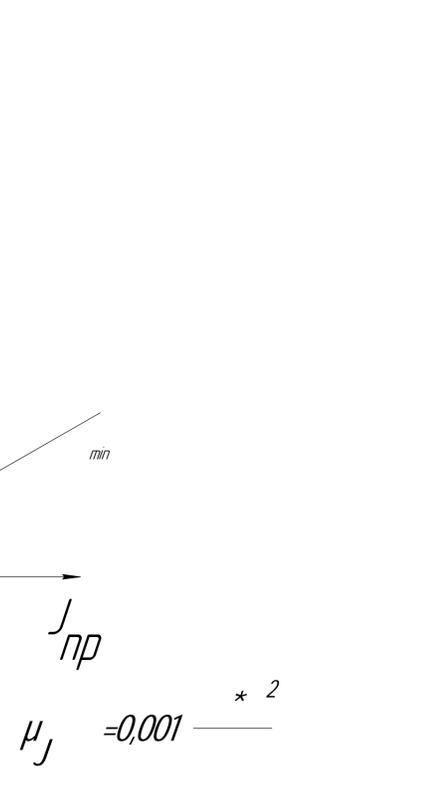
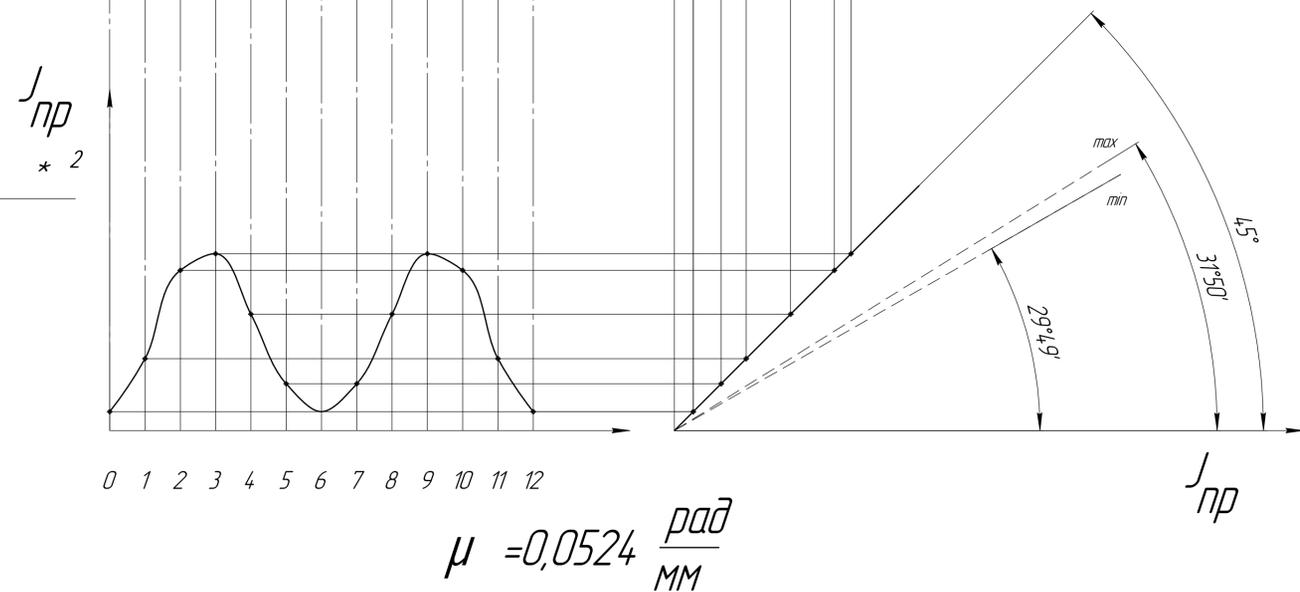
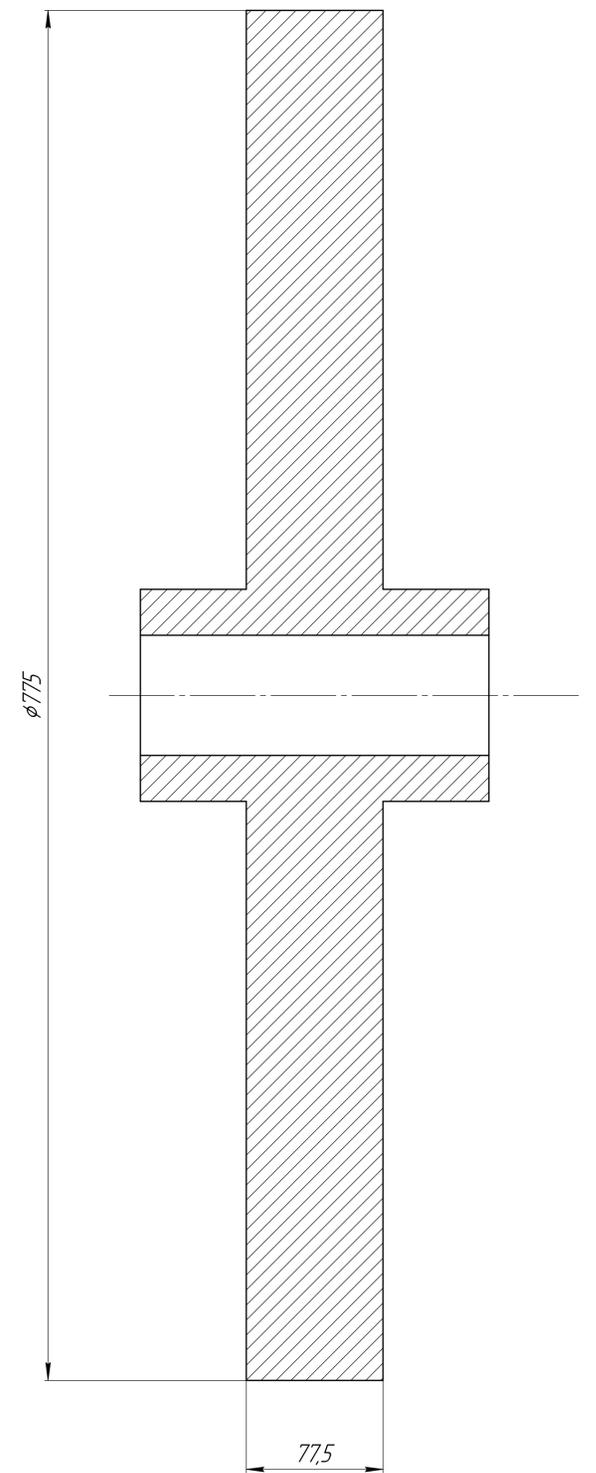


График приведенного осевого момента инерции



Эскиз маховика 1:2



КР.Т-17105.01.20.03 1Д1				Лист	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	у	- 1:1
Разраб.					Лист	Листов 1
Проб.	Засыкина С. А.				ТУ УГМК Т-17105	
Т.контр.						
Н.контр.						
Утв.						

Зубчатое зацепление

$$\mu = 0,2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

m	4
Z_1	14
Z_2	25
h	1

окружность
вершин зубьев

начальная
окружность

основная
окружность

окружность
впадин

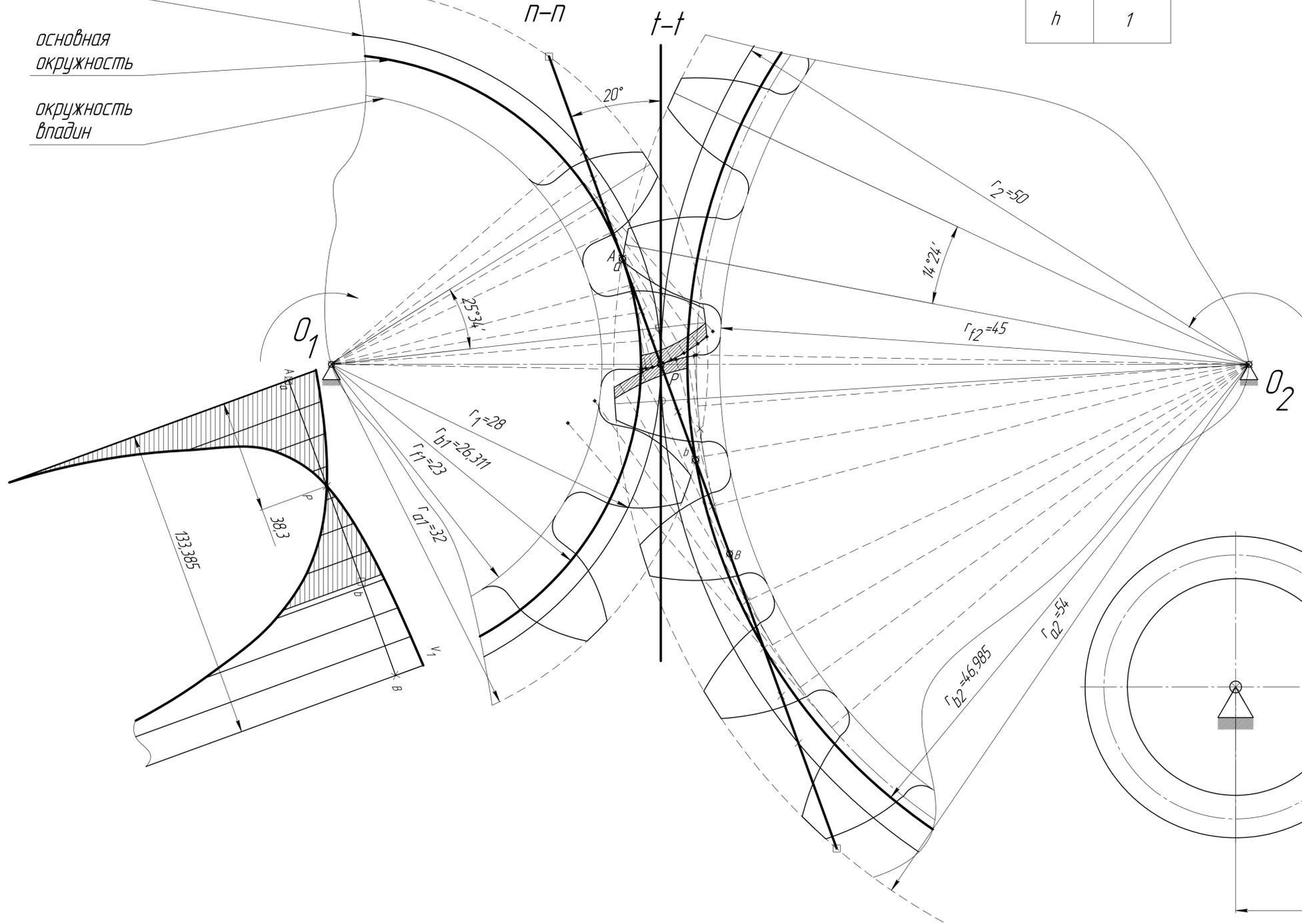


Диаграмма коэффициентов
удельных скольжений

$$\mu = 12,5$$

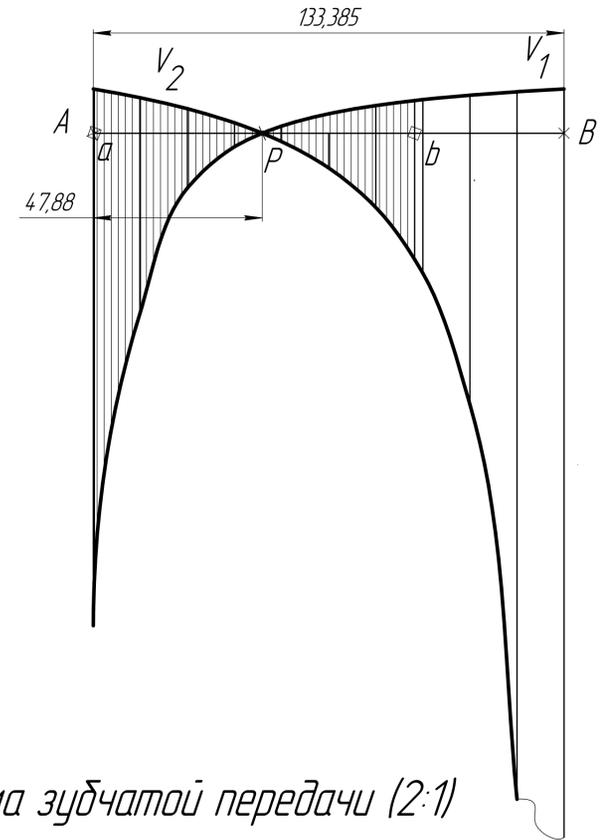
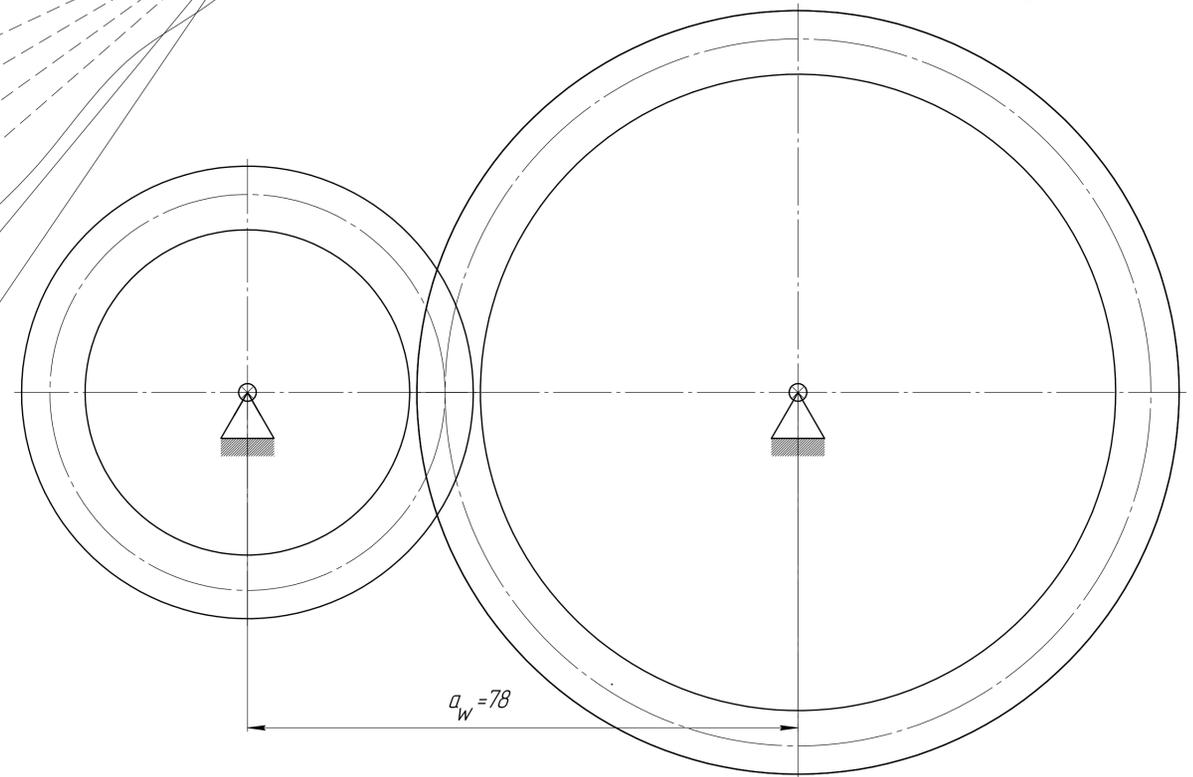


Схема зубчатой передачи (2:1)



КР.Т-17105.01.20.04 1Д1				Лит.	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Лист	у	-
Разраб.	Засыкина С. А.			Лист	11	
Проб.				Лист	1	
Т. контр.				ТУ УГМК Т-17105		
Н. контр.				Формат А1		
Чтб.				Копировал		

Изм. №, Подп., Лист, Дата, Взам. инв. №, Инв. № докум., Подп. и дата, Справ. №, Перв. примен.

Приложение Б

Дома можно не делать, сделаем
в следующем семестре на
парах

Дано:

$\Theta := 30 \cdot \text{deg}$ -допускаемый угол давлений

$h := 0.01$ максимальный ход толкателя

$\varphi_{yd} := 60 \cdot \text{deg}$ -угол удаления

$\varphi_{dv} := 10 \cdot \text{deg}$ -угол дальнего выстоя

$\varphi_{cb} := 80 \cdot \text{deg}$ -угол сближения

Закон Движения - парабола $ZD_{yd} := 1$ $ZD_{bc} := 1$

Решение:

Закон движения ведомого звена:

$$S(\varphi) := \begin{cases} \text{if } 0 \leq \varphi \leq \varphi_{yd} \\ \quad \text{if } ZD_{yd} = 1 \\ \quad \quad \text{if } 0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_{yd}}{2} \\ \quad \quad \quad \frac{2h}{\varphi_{yd}^2} \cdot \varphi^2 \\ \quad \quad \text{if } \frac{\varphi_{yd}}{2} < \varphi \leq \varphi_{yd} \\ \quad \quad \quad h \cdot \left(1 - 2 \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_{yd}} \right)^2 \right) \\ \text{if } \varphi_{yd} < \varphi < \varphi_{yd} + \varphi_{dv} \\ \quad h \\ \text{if } \varphi_{yd} + \varphi_{dv} \leq \varphi \leq \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \varphi_{cb} \\ \quad \text{if } ZD_{bc} = 1 \\ \quad \quad \text{if } \varphi_{yd} + \varphi_{dv} \leq \varphi \leq \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \frac{\varphi_{cb}}{2} \\ \quad \quad \quad h - \frac{2h}{\varphi_{cb}^2} \cdot (\varphi - (\varphi_{yd} + \varphi_{dv}))^2 \\ \quad \quad \text{if } \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \frac{\varphi_{cb}}{2} < \varphi \leq \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \varphi_{cb} \\ \quad \quad \quad h - h \cdot \left(1 - 2 \cdot \left(1 - \frac{\varphi - (\varphi_{yd} + \varphi_{dv})}{\varphi_{cb}} \right)^2 \right) \end{cases}$$

Закон скорости ведомого звена:

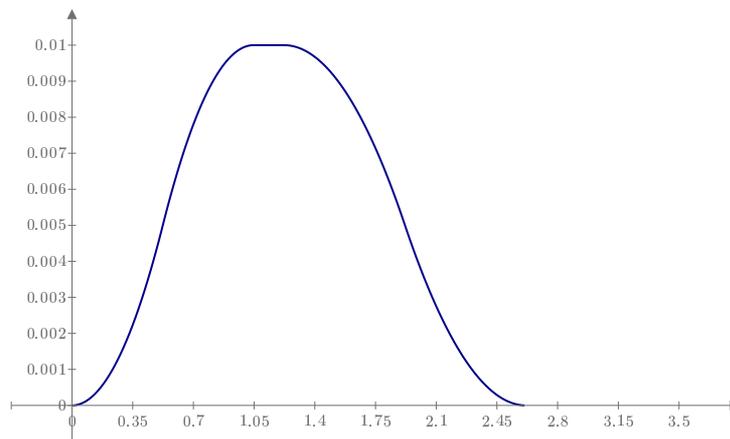
$$\begin{aligned}
 V(\varphi) := & \begin{cases} \text{if } 0 \leq \varphi \leq \varphi_{yd} \\ \quad \begin{cases} \text{if } ZD_{yd} = 1 \\ \quad \begin{cases} \text{if } 0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_{yd}}{2} \\ \quad \left\| \frac{4h}{\varphi_{yd}^2} \cdot \varphi \right\| \\ \quad \text{if } \frac{\varphi_{yd}}{2} < \varphi \leq \varphi_{yd} \\ \quad \quad \left\| \frac{4h}{\varphi_{yd}} \cdot \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_{yd}}\right) \right\| \end{cases} \\ \quad \text{if } \varphi_{yd} < \varphi < \varphi_{yd} + \varphi_{dv} \\ \quad \quad \left\| 0 \right\| \\ \quad \text{if } \varphi_{yd} + \varphi_{dv} \leq \varphi \leq \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \varphi_{cb} \\ \quad \quad \begin{cases} \text{if } ZD_{bc} = 1 \\ \quad \begin{cases} \text{if } \varphi_{yd} + \varphi_{dv} \leq \varphi \leq \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \frac{\varphi_{cb}}{2} \\ \quad \quad \left\| -4 \cdot \frac{h}{\varphi_{cb}^2} \cdot (\varphi - \varphi_{yd} - \varphi_{dv}) \right\| \\ \quad \quad \text{if } \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \frac{\varphi_{cb}}{2} < \varphi \leq \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \varphi_{cb} \\ \quad \quad \quad \left\| -4 \cdot \frac{h}{\varphi_{cb}} \cdot \left(1 - \frac{\varphi - \varphi_{yd} - \varphi_{dv}}{\varphi_{cb}}\right) \right\| \end{cases} \end{cases} \end{cases}
 \end{aligned}$$

Закон ускорения ведомого звена:

$$A(\varphi) := \begin{cases} \text{if } 0 \leq \varphi \leq \varphi_{yd} \\ \quad \text{if } ZD_{yd} = 1 \\ \quad \quad \text{if } 0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_{yd}}{2} \\ \quad \quad \quad \frac{4h}{\varphi_{yd}^2} \\ \quad \quad \text{if } \frac{\varphi_{yd}}{2} < \varphi \leq \varphi_{yd} \\ \quad \quad \quad \frac{-4h}{\varphi_{yd}^2} \\ \text{if } \varphi_{yd} < \varphi < \varphi_{yd} + \varphi_{dv} \\ \quad 0 \\ \text{if } \varphi_{yd} + \varphi_{dv} \leq \varphi \leq \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \varphi_{cb} \\ \quad \text{if } ZD_{bc} = 1 \\ \quad \quad \text{if } \varphi_{yd} + \varphi_{dv} \leq \varphi \leq \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \frac{\varphi_{cb}}{2} \\ \quad \quad \quad -4 \cdot \frac{h}{\varphi_{cb}^2} \\ \quad \quad \text{if } \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \frac{\varphi_{cb}}{2} < \varphi \leq \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \varphi_{cb} \\ \quad \quad \quad 4 \cdot \frac{h}{\varphi_{cb}^2} \end{cases}$$

$$\varphi := 0, \frac{\pi}{360} \dots 2\pi$$

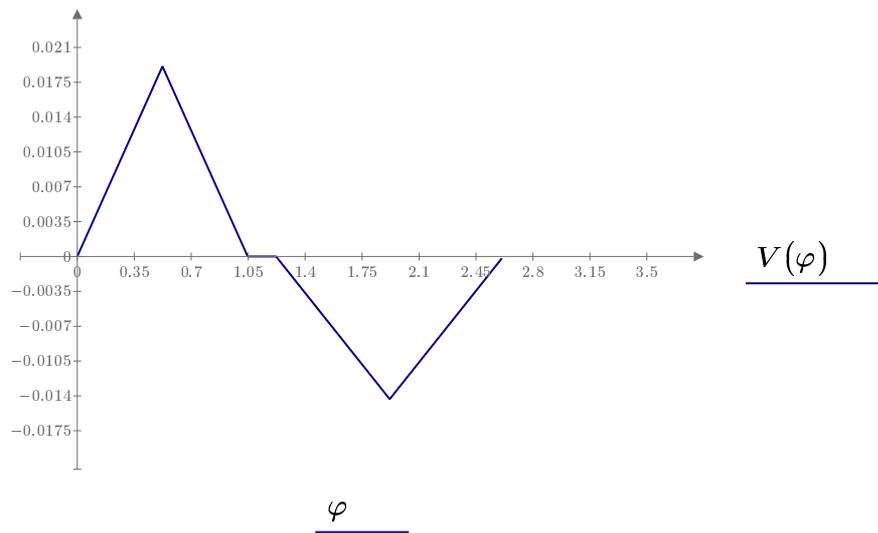
Положение толкателя



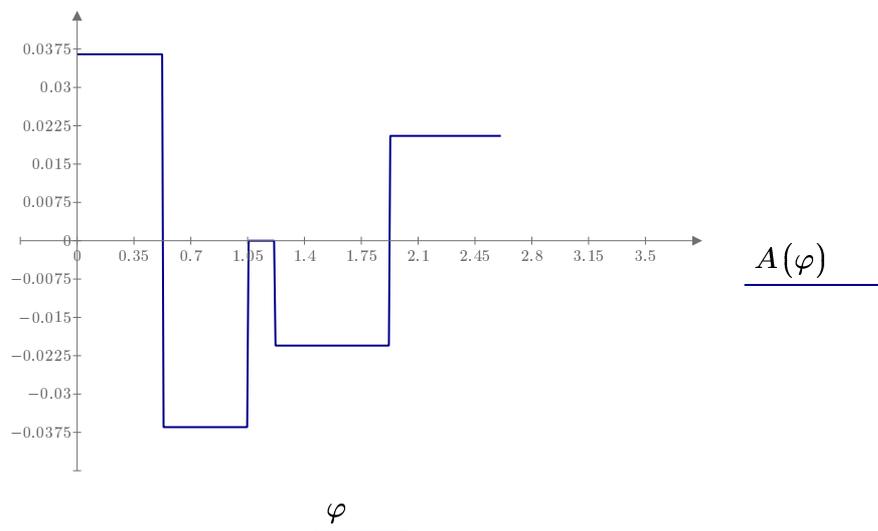
S(φ)

φ

Аналог скорости толкателя



Аналог ускорения толкателя



Определение минимальных размеров кулачкового механизма.

$n := 28$ - количество точек разбиения по φ , выбирается подбором, так как расчётное значение по формуле не удовлетворяет некоторым зависимостям, находящимся ниже

$i := 0 .. n$ $j := 0 .. 3$

$$\psi_i := 5 \cdot i \cdot \frac{\pi}{180}$$

$$F_{i,0} := \psi_i \quad F_{i,1} := S(\psi_i) \quad F_{i,2} := V(\psi_i) \quad F_{i,3} := A(\psi_i)$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0.0365 \\ 0.0873 & 0.0001 & 0.0032 & 0.0365 \\ 0.1745 & 0.0006 & 0.0064 & 0.0365 \\ 0.2618 & 0.0013 & 0.0095 & 0.0365 \\ 0.3491 & 0.0022 & 0.0127 & 0.0365 \\ 0.4363 & 0.0035 & 0.0159 & 0.0365 \\ 0.5236 & 0.005 & 0.0191 & 0.0365 \\ 0.6109 & 0.0065 & 0.0159 & -0.0365 \\ 0.6981 & 0.0078 & 0.0127 & -0.0365 \\ 0.7854 & 0.0088 & 0.0095 & -0.0365 \\ 0.8727 & 0.0094 & 0.0064 & -0.0365 \\ 0.9599 & 0.0099 & 0.0032 & -0.0365 \\ \vdots & & & \end{bmatrix}$$

$$V1 := \max(F^{(2)}) \quad V1 = 0.0191 \quad \text{-максимальная скорость толкателя на фазе удаления}$$

$$V2 := \min(F^{(2)}) \quad V2 = -0.0143 \quad \text{-максимальная скорость толкателя на фазе сближения}$$

Определение номеров элементов массива соответствующих максимальной скорости толкателя на фазах удаления, сближения:

$$k := \left\| \begin{array}{l} k \leftarrow 0 \\ \text{while } F_{k,2} \neq V1 \\ \quad \left\| k \leftarrow k + 1 \right. \\ k \end{array} \right\| \quad m := \left\| \begin{array}{l} m \leftarrow 0 \\ \text{while } F_{m,2} \neq V2 \\ \quad \left\| m \leftarrow m + 1 \right. \\ m \end{array} \right\|$$

$$k = 6$$

$$m = 22$$

$$S1 := F_{k,1} = 0.005 \quad \text{-перемещение толкателя, соответствующее его максимальной скорости на фазе удаления, м;}$$

$$S2 := F_{m,1} = 0.005 \quad \text{-перемещение толкателя, соответствующее его максимальной скорости на фазе сближения, м;}$$

Определение эксцентриситета и координаты начальной точки толкателя, м:

$$e := 0 \quad S_n := 0$$

Решатель Начальное сближения

$$\frac{S1 - S_n}{V1 - e} = \tan\left(\frac{\pi}{2} - \Theta\right)$$

$$\frac{S2 - S_n}{V2 - e} = -\tan\left(\frac{\pi}{2} - \Theta\right)$$

$$\text{Find}(S_n, e) = \begin{bmatrix} -0.0239 \\ 0.0024 \end{bmatrix}$$

система уравнений для нахождения точки пересечения двух прямых по известным двум точкам (V1, S1), (V2, S2) и тангенса угла наклона обеих прямых

Решение системы уравнений:

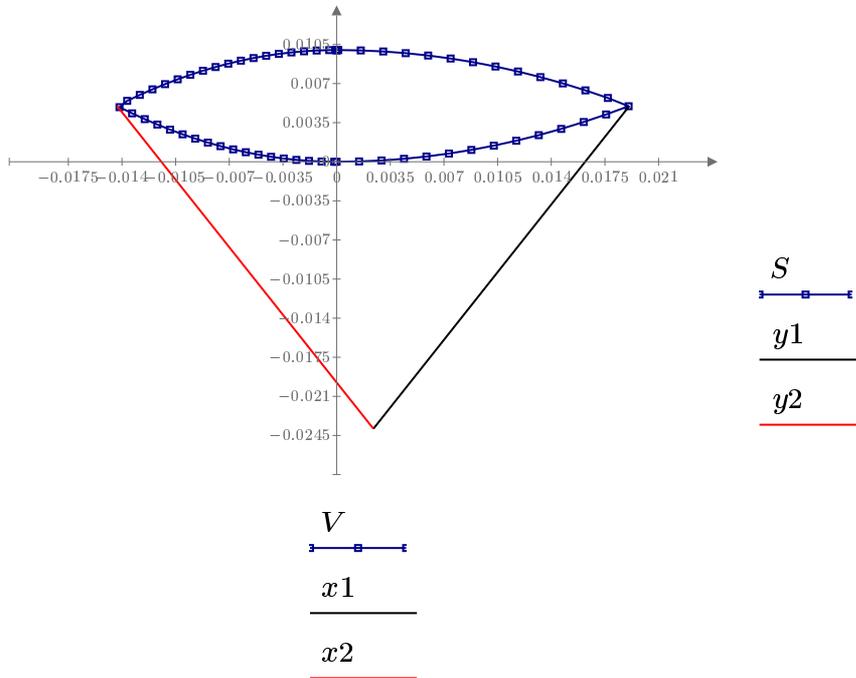
$S_n := -0.0239$ -координата начальной точки толкателя, м

$e := 0.0024$ -эксцентриситет, м

$$y1 := \begin{bmatrix} S1 \\ S_n \end{bmatrix} \quad x1 := \begin{bmatrix} V1 \\ e \end{bmatrix}$$

$$y2 := \begin{bmatrix} S2 \\ S_n \end{bmatrix} \quad x2 := \begin{bmatrix} V2 \\ e \end{bmatrix}$$

Совмещенный график перемещения аналога скорости толкателя

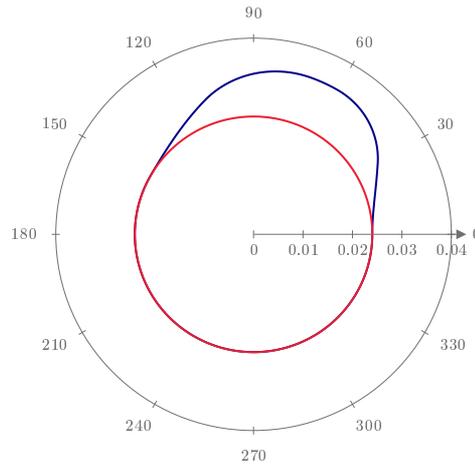


$r_0 := \sqrt{e^2 + S_n^2} = 0.024$ -радиус начальной шайбы кулачка, м.

Построение центрвого (теоретического) профиля кулачка

$$\rho_c(\varphi) := \begin{cases} \sqrt{(|S_n| + S(\varphi))^2 + e^2} & \text{if } \varphi < \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \varphi_{cb} \\ r_0 & \text{else} \end{cases} \quad \varphi := 0, 0.01 \dots 2 \pi$$

Центровой (теоретический) профиль кулачка



$$\frac{\rho_c(\varphi)}{r_0}$$

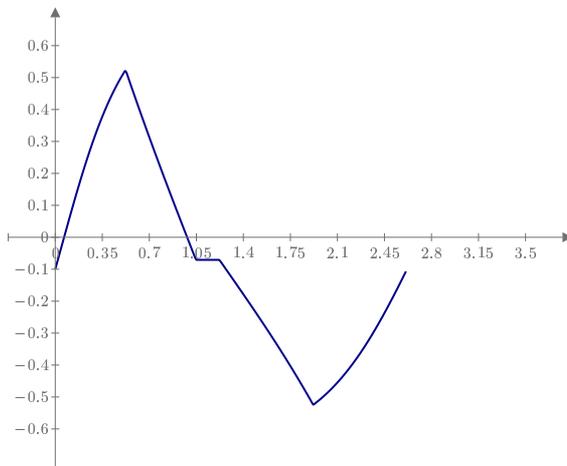
φ
 φ

Радиус ролика, рад:

$$Rp := 0.4 \quad r_0 = 0.0096$$

Угол давления, рад:

$$\gamma(\varphi) := \text{atan}\left(\frac{V(\varphi) - e}{|Sn| + S(\varphi)}\right)$$



$$\rho_c(\varphi) =$$

- 0.024
- 0.024
- 0.024
- 0.024
- 0.024
- 0.0241
- 0.0241
- 0.0241
- 0.0241
- 0.0242
- 0.0242
- 0.0242
- ⋮

$\gamma(\varphi)$

φ

Угол наклона нормали относительно радиус-вектора, проведенного к точке на центромом профиле, рад:

$$\chi(\varphi) := \text{asin}\left(\frac{V(\varphi) \cdot \cos(\gamma(\varphi))}{\rho_c(\varphi)}\right)$$

Полярный радиус точки на конструктивном профиле:

$$pk(\varphi) := \begin{cases} \sqrt{Rp^2 + \rho c(\varphi)^2 - 2 Rp \cdot \rho c(\varphi) \cdot \cos(\chi(\varphi))} & \text{if } \varphi < \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \varphi_{cb} \\ r_0 - Rp & \text{else} \end{cases}$$

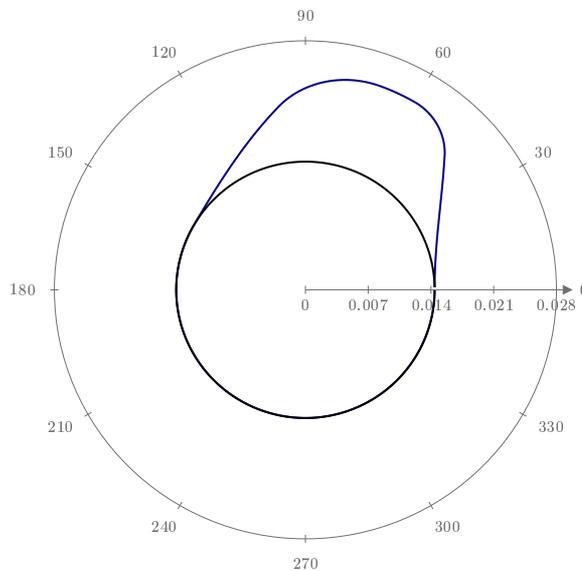
Отличие угловой координаты точки на центровом профиле и соответствующей точке на конструктивном профиле, рад:

$$\sigma(\varphi) := \arccos\left(\frac{((\rho c(\varphi))^2 + (pk(\varphi))^2 - Rp^2)}{2 \cdot \rho c(\varphi) \cdot pk(\varphi)}\right)$$

Угловая координата точки на конструктивном профиле, рад:

$$\varphi_k(\varphi) := \begin{cases} \varphi + \sigma(\varphi) & \text{if } \varphi \leq \varphi_{yd} \\ \varphi - \sigma(\varphi) & \text{else if } \varphi_{yd} + \varphi_{dv} \leq \varphi \leq \varphi_{yd} + \varphi_{dv} + \varphi_{cb} \\ \varphi & \text{else} \end{cases}$$

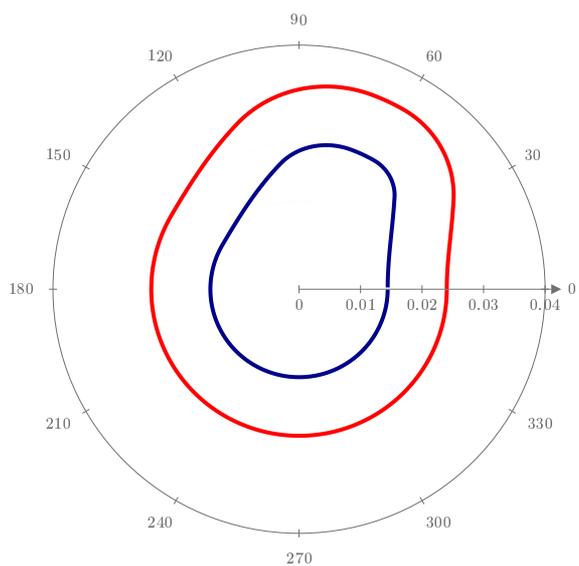
Практический (конструктивный) профиль кулачка



$$\frac{pk(\varphi)}{r_0 - Rp}$$

$$\frac{\varphi_k(\varphi)}{\varphi_k(\varphi)}$$

Центровой (теоретический) и практический (конструктивный) профиль кулачка



$$\frac{pk(\varphi)}{r_0 - Rp}$$

$$\frac{\rho_c(\varphi)}{r_0}$$

$$\frac{\varphi_k(\varphi)}{\varphi_k(\varphi)} \quad \varphi \quad \varphi$$