4189

Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Теория механизмов и машин»

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методическое пособие
по курсовому проектированию

Минск
БНТУ
2012

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Теория механизмов и машин»

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методическое пособие
по курсовому проектированию
для студентов инженерно-технических специальностей

2-е издание, исправленное

Минск
БНТУ
2012

УДК 621.01(075.8)
~~ББК 34.41~~
Т 33

Авторы:
П.П. Анципорович, В.К. Акулич,
Е.М. Дубовская, А.Б. Дворянчикова

Рецензенты:
М.В. Логачев, В.В. Бирич

Т 33 Теория механизмов и машин: методическое пособие по курсовому проектированию для студентов инженерно-технических специальностей / П.П. Анципорович [и др.]. – 2-е изд., испр. – Минск: БНТУ, 2012. – 59 с.

ISBN 985-978-525-888-0.

Методическое пособие представляет собой руководство по выполнению курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин», оформлению пояснительной записки и графической части. Показаны особенности решения задач по динамике машин и механизмов, синтезу кулачковых механизмов.

Первое издание выпущено в БНТУ в 2011 году.

УДК 621.01(075.8)
ББК 34.41

ISBN 985-978-525-888-0

© БНТУ, 2012

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 5

1. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ МАШИНЫ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ 5

2. ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ И АНАЛИЗ МАШИНЫ В УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ 6
2.1. Задачи динамического синтеза и анализа машины 6
2.2. Определение размеров, масс и моментов инерции звеньев рычажного механизма 6
2.3. Структурный анализ рычажного механизма 7
2.4. Определение кинематических характеристик рычажного механизма 8
2.4.1. Построение планов положений механизма 8
2.4.2. Аналитический метод 9
2.4.3. Графический метод 12
2.5. Обработка механической характеристики и определение сил полезного сопротивления 13
2.6. Динамическая модель машины 14
2.7. Определение приведенных моментов сил сопротивления и движущих сил 15
2.8. Определение переменной составляющей приведенного момента инерции I_{Π}^{II} и его производной 16
2.9. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции I_{Π}^{I} и момента инерции маховика I_{M} 17
2.10. Определение закона движения звена приведения 18
2.11. Схема алгоритма программы динамического синтеза и анализа машины и исходные данные для расчетов 18
2.12. Обработка результатов расчетов 20
2.13. Выводы 27

3. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА 28
3.1. Задачи динамического анализа механизма 28
3.2. Графический метод 29
3.2.1. Кинематический анализ 29

3.2.2. Силовой анализ 32
3.3. Аналитический метод....35
3.3.1. Кинематический анализ 35
3.3.2. Силовой анализ 36
3.4. Исходные данные для выполнения расчетов с помощью программы «Динамический анализ кривошипно-ползунных механизмов»....38
3.5. Обработка результатов расчетов 40
3.6. Выводы 44

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА 44
4.1. Задачи проектирования и исходные данные 44
4.2. Определение кинематических характеристик....45
4.3. Определение основных размеров (аналитический метод)....48
4.4. Определение полярных координат центрового профиля кулачка....49
4.5. Определение углов давления 50
4.6. Исходные данные для расчетов с помощью программы «Синтез кулачковых механизмов»....51
4.7. Обработка результатов расчетов 52
4.8. Выводы....58

ЛИТЕРАТУРА 58

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по теории механизмов и машин предусматривает решение ряда задач: динамика машинного агрегата, динамический анализ основного исполнительного механизма машины, синтез кулачкового механизма. При решении их в настоящее время широко используются аналитические методы, на основе которых разработаны алгоритмы и программные продукты. Имеющиеся на кафедре программы служат для облегчения рутинных, повторяющихся процессов расчетов, а также для анализа графического материала (графиков, движущихся объектов).

Применяемая в данном случае методика курсового проектирования предполагает предварительное выполнение ряда работ, связанных с анализом исходных данных, исследованием строения механизмов и машины, структурным и геометрическим синтезом механизма, подготовкой алгоритмов и контрольными расчетами.

Студент допускается к работе в компьютерном классе только в случае своевременного и качественного выполнения этих работ.

Курсовой проект состоит из пояснительной записки, выполняемой на листах формата А4, и графической части на трех листах формата А1.

Студенту выдается задание на курсовое проектирование, содержащее описание работы машины и исходные данные.

Ниже приводится пример последовательности выполнения курсового проекта и оформления пояснительной записки.

1. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ МАШИНЫ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Описание работы машины и исходные данные приводятся в пояснительной записке в соответствии с выданным заданием. В данном пособии рассматривается горизонтально-ковочная машина.

2. ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ И АНАЛИЗ МАШИНЫ В УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ

2.1. Задачи динамического синтеза и анализа машины

Задачи исследования динамики машинного агрегата приведены в п. 1.1 пособия [2] и излагаются студентом в пояснительной записке. Приводится блок-схема исследования.

2.2. Определение размеров, масс и моментов инерции звеньев рычажного механизма

Входными параметрами геометрического синтеза кривошипно-ползунного механизма являются: ход ползуна $H = 0{,}24$ м, $\lambda = \dfrac{l_{OA}}{l_{AB}} = \dfrac{1}{3{,}2}$, $\varepsilon = \dfrac{e}{l_{OA}} = 0{,}25$.

Выходные параметры l_{OA}, l_{AB}, e определяются в соответствии с примером 2 пособия [1]. Приводятся соответствующая схема и все необходимые формулы с подстановками значений и результатами. Для рассматриваемого примера получено: $l_{OA} = l_1 = 0{,}1196$ м, $l_{AB} = l_2 = 0{,}3827$ м, $e = 0{,}0299$ м.

Координата центра масс шатуна

$l_{AS_2} = l_3 = 0{,}35\, l_{AB} = 0{,}35 \cdot 0{,}3827 = 0{,}1339$ м.

Массы звеньев (заданы):

$m_1 = 80$ кг, $m_2 = 180$ кг, $m_3 = 360$ кг.

Силы тяжести звеньев:

$G_1 = m_1 g = 80 \cdot 9{,}81 = 784{,}8$ Н,

$G_2 = m_2 g = 180 \cdot 9{,}81 = 1765{,}8$ Н,

$G_3 = m_3 g = 360 \cdot 9{,}81 = 3531{,}6$ Н.

Моменты инерции звеньев: $I_{S_1} = 0{,}012$ кг$\cdot$м^2 (задано),

$$I_{S_2} = 0{,}17\, m_2 l_{AB}^2 = 0{,}17 \cdot 180 \cdot 0{,}3827^2 = 4{,}4816 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Приведенный момент инерции вращающихся звеньев (без маховика)

$$I_{\text{П}}^{0} = I_{S_1} + I_{\text{Р}}\left(\frac{n_{\text{д}}}{n_1}\right)^2 = 0{,}012 + 0{,}009 \cdot \left(\frac{960}{150}\right)^2 = 0{,}381 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где $n_{\text{д}}$ – частота вращения электродвигателя;

n_1 – частота вращения кривошипа;

$I_{\text{Р}}$ – момент инерции ротора электродвигателя.

Средняя угловая скорость кривошипа

$$\left|\omega_1\right|_{\text{ср}} = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 150}{30} = 15{,}7 \text{ рад/с}.$$

Обобщенная координата механизма в крайнем, наиболее удаленном положении ползуна 3 (рис. 2.1) равна

$$\varphi_0 = 180 - \arcsin\frac{|e|}{l_1 + l_2} = 180 - \arcsin\frac{0{,}0299}{0{,}1196 + 0{,}3827} = 176{,}59 \text{ град}.$$

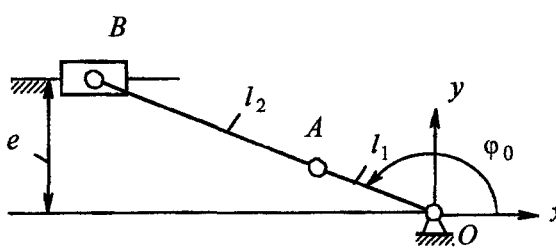


Рис. 2.1

2.3. Структурный анализ рычажного механизма

Выполняется в соответствии с пособием [5].

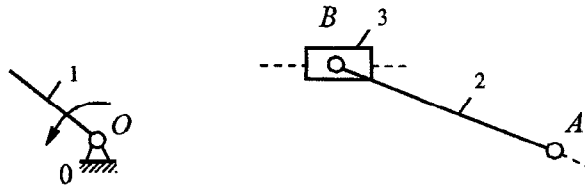
Число подвижных звеньев $n = 3$.

Число низших кинематических пар $p_{\text{Н}} = 4$, в том числе вращательные пары – $O(1{,}0), A(1{,}2), B(2{,}3)$, поступательная пара – $B(3{,}0)$. Число высших кинематических пар $p_{\text{В}} = 0$.

Число степеней свободы механизма

$$W = 3n - 2p_{\text{Н}} - p_{\text{В}} = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Начальным звеном является кривошип 1. Механизм образован из механизма 1-го класса (0,1) и структурной группы (2,3) (рис. 2.2).



Механизм 1 класса

Группа Ассура 2 класса, 2 порядка, 2 вида

Рис. 2.2

Формула строения механизма: $I(1,0) \rightarrow II(2,3)$, механизм 2-го класса.

2.4. Определение кинематических характеристик рычажного механизма

2.4.1. Построение планов положений механизма

Для построения планов выбираем масштабный коэффициент длин $\mu_l = 0{,}0015 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$.

Примечание. Масштабные коэффициенты рекомендуется принимать в виде чисел, содержащих одну цифру 1,2,...9 с требуемым количеством нулей слева или справа. Например, 0,01; 2; 50.

Определяем чертежные размеры звеньев механизма:

$$OA = \frac{l_{OA}}{\mu_l} = \frac{0{,}1196}{0{,}0015} = 79{,}7 \text{ мм};$$

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0{,}3827}{0{,}0015} = 255{,}1 \text{мм};$$

$$AS_2 = \frac{l_{AS_2}}{\mu_l} = \frac{0{,}1339}{0{,}0015} = 89{,}3 \text{мм};$$

$$E = \frac{e}{\mu_l} = \frac{0{,}0299}{0{,}0015} = 19{,}9 \text{мм}.$$

Методом засечек строим 12 последовательных планов положений механизма через 30 градусов по углу поворота кривошипа OA, начиная с крайнего положения 1, в котором $\varphi_1 = \varphi_0$ и звенья OA и AB вытягиваются в одну прямую линию. Второе крайнее положение $6'$, в котором звенья OA и AB накладываются одно на другое, находим дополнительно. Все положения нумеруются в направлении вращения кривошипа.

На шатуне 2 отрезком AS_2 отмечаем положение точки S_2 на всех планах и соединяем их плавной линией, получая траекторию движения центра масс шатуна.

2.4.2. Аналитический метод

Изображается расчетная схема механизма (рис.1.5, *а* из пособия [2]). Для вертикальных механизмов расчетной схемой является рис. 1.5, *в* из того же пособия.

Алгоритм определения кинематических характеристик (17 формул) приведен в п. 1.2.1 пособия [2]. В соответствии с этим алгоритмом выполняется расчет для контрольного положения $i = 12$ (рис. 2.3).

Обобщенная координата

$$\varphi_1 = \varphi_0 + (i-1)\cdot\Delta\varphi_1 = 176{,}59 + (12-1)\cdot 30 = 506{,}59 \text{ град.}$$

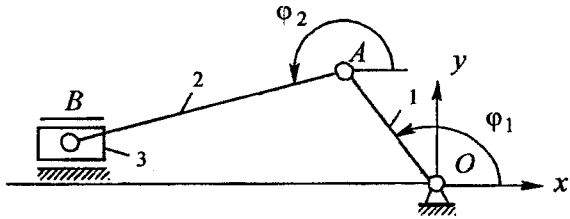


Рис. 2.3

Так как $\varphi_1 > 360$ град, то принимаем

$$\varphi_1 = 506{,}59 - 360 = 146{,}59 \text{ град.}$$

Далее вычисляются следующие параметры.

Таблица 2.1

№ п/п	Формулы и расчет
1	$x_A = l_1 \cos\varphi_1 = 0{,}1196 \cdot \cos 146{,}59^\circ = -0{,}09983$ м
2	$y_A = l_1 \sin\varphi_1 =$ $= 0{,}1196 \cdot \sin 146{,}59^\circ = 0{,}06586$ м
3	$x_B = x_A + a\sqrt{l_2^2 - (y_B - y_A)^2} =$ $= -0{,}09983 - 1\sqrt{0{,}3827^2 - (0{,}0299 - 0{,}06586)^2} = -0{,}4808$ м
4	$\cos\varphi_2 = \dfrac{x_B - x_A}{l_2} = \dfrac{-0{,}4808 - (-0{,}09983)}{0{,}3827} = -0{,}9955$
5	$\sin\varphi_2 = \dfrac{y_B - y_A}{l_2} = \dfrac{0{,}0299 - 0{,}06586}{0{,}3827} = -0{,}09396$
6	$i_{21} = -\dfrac{l_1 \cos\varphi_1}{l_2 \cos\varphi_2} = -\dfrac{0{,}1196 \cdot \cos 146{,}59^\circ}{0{,}3827 \cdot (-0{,}9955)} = -0{,}2620$
7	$i_{31} = -l_1 \sin\varphi_1 - l_2 i_{21} \sin\varphi_2 =$ $= -0{,}1196 \sin 146{,}59^\circ - 0{,}3827(-0{,}262)(-0{,}09396) = -0{,}0753$ м

№ п/п	Формулы и расчет
8	$i'_{21}=\dfrac{l_1\sin\varphi_1+l_2 i_{21}^2\sin\varphi_2}{l_2\cos\varphi_2}=$ $=\dfrac{0{,}1196\sin 146{,}59^\circ+0{,}3827(-0{,}262)^2(-0{,}09396)}{0{,}3827\cdot(-0{,}9955)}=-0{,}166$
9	$i'_{31}=-l_1\cos\varphi_1-l_2 i'_{21}\sin\varphi_2-l_2 i_{21}^2\cos\varphi_2=$ $=-0{,}1196\cdot\cos 146{,}59^\circ-0{,}3827\cdot(-0{,}166)^2(-0{,}09396)-0{,}3827\times$ $\times(-0{,}262)^2(-0{,}9955)=0{,}120$ м
10	$x_{S_2}=x_A+l_3\cos\varphi_2=-0{,}09983+0{,}1339\cdot(-0{,}9955)=-0{,}2331$ м
11	$y_{S_2}=y_A+l_3\sin\varphi_2=$ $=0{,}06586+0{,}1339\cdot(-0{,}09396)=0{,}05328$ м
12	$x'_{S_2}=-l_1\sin\varphi_1-i_{21}l_3\sin\varphi_2=$ $=-0{,}1196\sin 146{,}59^\circ-(-0{,}262)\cdot 0{,}1339\cdot(-0{,}09396)=-0{,}069$ м
13	$y'_{S_2}=l_1\cos\varphi_1+i_{21}l_3\cos\varphi_2=$ $=0{,}1196\cdot\cos 146{,}59^\circ+(-0{,}262)\cdot 0{,}1339\cdot(-0{,}9955)=-0{,}065$ м
14	$x''_{S_2}=-l_1\cos\varphi_1-l_3 i'_{21}\sin\varphi_2-l_3 i_{21}^2\cos\varphi_2=$ $=-0{,}1196\cdot\cos 146{,}59^\circ-0{,}1339\cdot(-0{,}166)(-0{,}09396)-0{,}1339\times$ $\times(-0{,}262)^2(-0{,}9955)=0{,}107$ м
15	$y''_{S_2}=-l_1\sin\varphi_1-l_3 i_{21}^2\sin\varphi_2+l_3 i'_{21}\cos\varphi_2=$ $=-0{,}1196\cdot\sin 146{,}59^\circ-0{,}1339\cdot(-0{,}262)^2(-0{,}09396)+0{,}1339\times$ $\times(-0{,}166)(-0{,}9955)=-0{,}043$ м
16	$\lvert x_{BMAX}\rvert=\sqrt{(l_1+l_2)^2-y_B^2}=$ $=\sqrt{(0{,}1196+0{,}3827)^2-0{,}0299^2}=0{,}5014$м
17	$S_B=\lvert x_{BMAX}\rvert-\lvert x_B\rvert==0{,}5014-0{,}4808=0{,}0206$ м

2.4.3. Графический метод

Выполняем расчет аналогов скоростей для контрольного положения 12.

Аналог скорости точки A равен

$$U_A = \frac{V_A}{\omega_1} = \frac{\omega_1 l_{OA}}{\omega_1} = l_{OA} = 0{,}1196 \text{ м}.$$

Принимаем масштабный коэффициент аналогов скоростей $\mu_U = \mu_l = 0{,}0015 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$. Тогда отрезок, изображающий U_A, равен

$$pa = \frac{U_A}{\mu_U} = \frac{0{,}1196}{0{,}0015} = 79{,}7 \text{ мм}.$$

Аналог скорости $\overline{U}_A \perp OA$ и направлен в сторону вращения кривошипа 1.

Для построения плана аналогов скоростей используются следующие векторные уравнения (на основании теоремы о сложении скоростей в плоском движении):

$$\overline{U}_B = \overline{U}_A + \overline{U}_{BA},$$

$$\overline{U}_B = \overline{U}_{B_0} + \overline{U}_{BB_0},$$

где $\overline{U}_{BA} \perp AB$, $\overline{U}_{B_0} = 0$ (точка B_0 направляющих ползуна неподвижна), $\overline{U}_{BB_0} \parallel x$.

Точку s_2 на плане аналогов скоростей находим по теореме подобия:

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{AS_2}{AB}, \text{ откуда } as_2 = ab \cdot \frac{AS_2}{AB} = 67 \cdot 0{,}35 = 23{,}5 \text{ мм}.$$

Находим на плане проекции точки $s_2 - s_{2x}$ и s_{2y}.

Из плана находим передаточные функции (аналоги скоростей):

$$i_{31} = U_B = \frac{V_B}{\omega_1} = (pb) \cdot \mu_U = 50 \cdot 0{,}0015 = 0{,}075\,\text{м};$$

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{ab}{l_{AB}} \cdot \mu_U = \frac{67 \cdot 0{,}0015}{0{,}3827} = 0{,}255;$$

$$x'_{S_2} = \frac{V_{S2x}}{\omega_1} = (ps_{2x}) \cdot \mu_U = 46 \cdot 0{,}0015 = 0{,}069\,\text{м};$$

$$y'_{S_2} = \frac{V_{S2y}}{\omega_1} = (ps_{2y}) \cdot \mu_U = 43 \cdot 0{,}0015 = 0{,}0645\,\text{м}.$$

Сопоставление результатов расчетов приведено в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Параметр	Ед. изм.	Аналитический метод	Графический метод
i_{31}	м	–0,0753	0,075
i_{21}	–	–0,262	0,255
x'_{S_2}	м	–0,069	0,069
y'_{S_2}	м	–0,065	0,0645

2.5. Обработка механической характеристики и определение сил полезного сопротивления

Заданная механическая характеристика технологического процесса $F_{\text{ПС}}(S_B)$ представляет собой зависимость силы полезного сопротивления $F_{\text{ПС}}$, действующей на ползун, от перемещения ползуна S_B. На чертеже (лист 1) привязываем механическую характеристику к крайним положениям ползуна и с учетом выполняемого технологического процесса находим силу полезного сопротивления $F_{\text{ПС}}$ для каждого положения механизма:

$$\left| F_{\text{ПС}} \right| = \left| y_F \right| \cdot \mu_F,$$

где y_F – ордината графика $F_{ПС}(S_B)$, мм;

μ_F – масштабный коэффициент сил, Н/мм.

$$\mu_F = \frac{F_{ПС_{max}}}{y_{F_{max}}} = \frac{150000}{100} = 1500 \frac{Н}{мм}.$$

Результаты определения $F_{ПС}$ приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3

№ пол.	y_F, мм	$F_{ПС}$, Н
1	0	0
2	0	0
3	0	0
4	0	0
5	0	0
6	0	0
7	0	0
8	0	0
9	0	0
10	0	0
11	10,44	15660
12	45,13	67695
13	100	150000

Примечание. Значения сил полезного сопротивления $F_{ПС}$ определяются с учетом знака. Если направление силы $F_{ПС}$ совпадает с положительным направлением оси X (или оси Y), то сила $F_{ПС} > 0$; в противном случае $F_{ПС} < 0$.

2.6. Динамическая модель машины

Динамическая модель машины – это расчетная схема, которая заменяет реальную машину. В качестве такой модели принимается условное вращающееся звено приведения. Описание динамической модели и ее характеристики приводятся в п. 1.1 пособия [2].

В пояснительной записке требуется дать характеристику принятой динамической модели и привести соответствующий рисунок.

2.7. Определение приведенных моментов сил сопротивления и движущих сил

Схема механизма с указанием действующих сил показана на рис. 2.4.

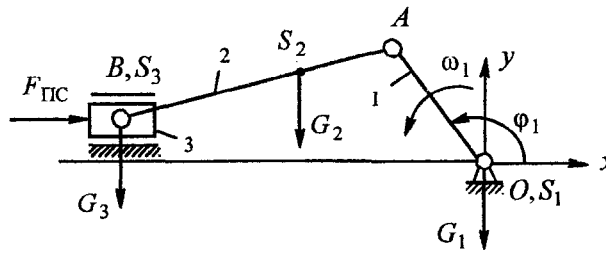


Рис. 2.4

Приведенный момент сил сопротивления $M_{П}^{C}$ определяется из равенства мощностей, согласно которому мощность момента $M_{П}^{C}$ равна сумме мощностей от силы полезного сопротивления $F_{ПС}$ и сил тяжести звеньев:

$$M_{П}^{C}\omega_1 = \overline{F}_{ПС}\overline{V}_B + \overline{G}_2\overline{V}_{S_2} + \overline{G}_3\overline{V}_B,$$

откуда

$$M_{П}^{C} = \left(F_{ПС}\, i_{31} - G_2\, y'_{S_2}\right)\operatorname{sign}\left(\omega_1\right),$$

где $\operatorname{sign}\left(\omega_1\right)=1$, если угловая скорость ω_1 направлена против часовой стрелки, и $\operatorname{sign}\left(\omega_1\right)=-1$, если она направлена по часовой стрелке.

Примечание: В случае вертикальных механизмов в формуле $M_{П}^{C}$ учитывается слагаемое $\left(-G_3\, i_{31}\right)$.

Для положения 12

$$M_{П}^{C} = \left[67695\cdot\left(-0{,}0753\right) - 1765{,}8\cdot\left(-0{,}065\right)\right]\cdot 1 = -4983\,\text{Н}\cdot\text{м}.$$

Приведенный момент движущих сил $M_{П}^{Д}$ принимается постоянным и определяется из условия, что за цикл установившегося дви-

жения машины имеет место равенство работ движущих сил ($A_{ДЦ}$) и сил сопротивления ($A_{СЦ}$), т.е. $A_{ДЦ} = -A_{СЦ}$.

Работа сил сопротивления

$$A_{Ci} = \int_{\varphi_0}^{\varphi_{1i}} M_{П}^{С} d\varphi_1.$$

Интегрирование выполняется численным методом по способу трапеций:

$$A_{Ci} = A_{Ci-1} + 0{,}5\left(M_{Пi-1}^{С} + M_{Пi}^{С}\right)\cdot \Delta\varphi_1,$$

где $\Delta\varphi_1$ – шаг интегрирования:

$$\Delta\varphi_1 = \frac{2\pi}{12} = 0{,}5236 \text{ рад.}$$

Так как работа движущих сил за цикл $A_{ДЦ} = M_{П}^{Д} \cdot 2\pi$, то приведенный момент движущих сил равен

$$M_{П}^{Д} = \frac{A_{ДЦ}}{2\pi} = \frac{-A_{СЦ}}{2\pi}.$$

2.8. Определение переменной составляющей приведенного момента инерции $I_{П}^{II}$ и его производной

Переменная составляющая приведенного момента инерции $I_{П}^{II}$ определяется из равенства кинетических энергий, согласно которому кинетическая энергия звена приведения с моментом инерции $I_{П}^{II}$ равна сумме кинетических энергий звеньев 2 и 3:

$$\frac{I_{П}^{II}\omega_1^2}{2} = \frac{m_2 V_{S_2}^2}{2} + \frac{I_{S_2}\omega_2^2}{2} + \frac{m_3 V_B^2}{2},$$

откуда

$$I_{\Pi}^{II} = A + B + C,$$

где $A = m_2\left[\left(x_{S_2}^{/}\right)^2 + \left(y_{S_2}^{/}\right)^2\right]$, $B = I_{S_2} i_{21}^2$, $C = m_3 i_{31}^2$.

Производная

$$\frac{d I_{\Pi}}{d \varphi_1} = 2\left[m_2\left(x_{S_2}^{/}\ x_{S_2}^{//} + y_{S_2}^{/}\ y_{S_2}^{//}\right) + I_{S_2}\ i_{21}\ i_{21}^{/} + m_3\ i_{31}\ i_{31}^{/}\right] \operatorname{sign}\left(\omega_1\right).$$

Для положения 12

$$A = 180 \cdot \left[(-0{,}069)^2 + (-0{,}065)^2\right] = 1{,}6191\ \text{кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$B = 4{,}4816 \cdot (-0{,}262)^2 = 0{,}3077\ \text{кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$C = 360 \cdot (-0{,}0753)^2 = 2{,}0402\ \text{кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$I_{\Pi}^{II} = 1{,}6191 + 0{,}3077 + 2{,}0402 = 3{,}9670\ \text{кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$\frac{d I_{\Pi}}{d \varphi_1} = 2\left[180 \cdot \left((-0{,}069) \cdot 0{,}107 + (-0{,}065) \cdot (-0{,}043)\right) + 4{,}4816 \times\right.$$

$$\left.\times (-0{,}262) \cdot (-0{,}166) + 360 \cdot (-0{,}0753) \cdot 0{,}12\right] \cdot 1 = -7{,}7749\ \text{кг} \cdot \text{м}^2.$$

2.9. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции I_{Π}^{I} и момента инерции маховика $I_{\text{М}}$

Методика определения I_{Π}^{I} и $I_{\text{М}}$ по методу Н.И. Мерцалова приведена в п. 1.2.4 пособия [2].

В пояснительной записке следует привести все необходимые формулы с пояснениями, а также соответствующий рисунок.

2.10. Определение закона движения звена приведения

Последовательность определения угловой скорости $\omega_1(\varphi_1)$ и углового ускорения $\varepsilon_1(\varphi_1)$ звена приведения изложена в п. 1.2.5 пособия [2].

2.11. Схема алгоритма программы динамического синтеза и анализа машины и исходные данные для расчетов

Схема алгоритма с необходимыми пояснениями приведена в п. 1.2.6 пособия [2].

Все необходимые исходные данные для работы студента в компьютерном классе (таблица 2.4) составляются по форме таблицы 1.1 из пособия [2].

Примечание. Обратить внимание на то, что эксцентриситет e, угловая скорость $\omega_{1ср}$ и силы полезного сопротивления $F_{ПС}$ могут быть как положительными, так и отрицательными (в зависимости от конкретной схемы механизма).

Таблица 2.4

№ п.п	Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Величина
1	2	3	4	5
1	Схема кривошипно-ползунного механизма			
2	Размеры звеньев	$l_1 = l_{OA}$	м	0,1196
		$l_3 = l_{AS_2}$	м	0,1339
		$l_2 = l_{AB}$	м	0,3827
		e	м	0,0299
3	Начальная обобщенная координата	φ_O	град	176,59

Окончание табл. 2.4.

1	2	3	4	5
4	Массы и моменты инерции звеньев:			
	масса шатуна	m_2	кг	180
	масса ползуна	m_3	кг	360
	момент инерции шатуна	I_{S_2}	кг·м^2	4,4816
5	Сила полезного сопротивления $F_{\text{ПС}}$	$F_{\text{ПС1}}$	Н	0
		$F_{\text{ПС2}}$	Н	0
		$F_{\text{ПС3}}$	Н	0
		$F_{\text{ПС4}}$	Н	0
		$F_{\text{ПС5}}$	Н	0
		$F_{\text{ПС6}}$	Н	0
		$F_{\text{ПС7}}$	Н	0
		$F_{\text{ПС8}}$	Н	0
		$F_{\text{ПС9}}$	Н	0
		$F_{\text{ПС10}}$	Н	0
		$F_{\text{ПС11}}$	Н	15660
		$F_{\text{ПС12}}$	Н	67695
		$F_{\text{ПС13}}$	Н	150000
6	Средняя угловая скорость кривошипа	$\omega_{1\text{ср}}$	рад/с	15,7
7	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	–	0,05
8	Приведенный момент инерции всех вращающихся звеньев	$I_{\text{П}}^0$	кг·м^2	0,381

2.12. Обработка результатов расчетов

По результатам компьютерных расчетов на листе 1 (рис. 2.5) построены следующие графики:

1. Кинематические характеристики $S_B(\varphi_1)$, $i_{31}(\varphi_1)$, $i_{21}(\varphi_1)$.

Масштабный коэффициент углов

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{[1-13]} = \frac{2\pi}{209} = 0{,}03 \text{ рад/мм}.$$

Здесь отрезок $[1-13] = 209$ мм соответствует одному циклу установившегося движения ($\varphi_Ц = 360^0 = 2\pi$ рад).

Масштабные коэффициенты для кинематических характеристик равны

$$\mu_S = \frac{S_{B\,max}}{y_{S_{B\,max}}} = \frac{0{,}2399}{80} = 0{,}003 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

$$\mu_{i_{31}} = \frac{i_{31\,max}}{y_{i_{31\,max}}} = \frac{0{,}1236}{41{,}2} = 0{,}003 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

$$\mu_{i_{21}} = \frac{i_{21\,max}}{y_{i_{21\,max}}} = \frac{0{,}3134}{104{,}5} = 0{,}003 \frac{1}{\text{мм}}.$$

Примечание. Подбираем максимальные значения ординат графиков таким образом, чтобы масштабные коэффициенты получались круглыми в соответствии с примечанием в п. 2.4.1.

Ординаты графиков $S_B(\varphi_1)$, $i_{31}(\varphi_1)$, $i_{21}(\varphi_1)$ вычисляются как

$$y_{S_B} = \frac{S_B}{\mu_S}; \qquad y_{i_{31}} = \frac{i_{31}}{\mu_{i_{31}}}; \qquad y_{i_{21}} = \frac{i_{21}}{\mu_{i_{21}}}.$$

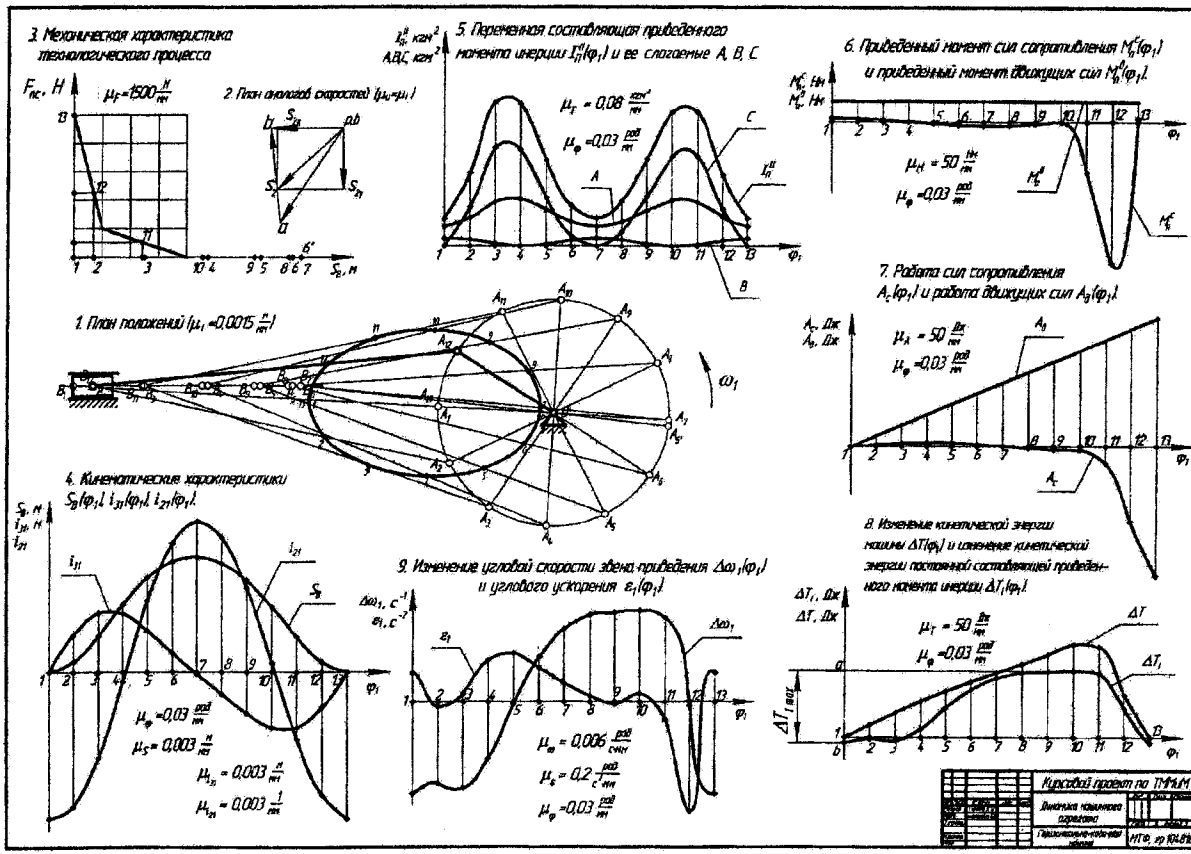

3. Механическая характеристика технологического процесса
2. План аналогов скоростей
5. Переменная составляющая приведенного момента инерции
6. Приведенный момент сил сопротивления
и приведенный момент движущих сил
1. План положений
7. Работа сил сопротивления
4. Кинематические характеристики
8. Изменение кинетической энергии
9. Изменение угловой скорости звена приведения
и углового ускорения
Курсовой проект по ТММ
Винтовой механизм одностороннего действия
Пищевкусовой завод
НТФ, гр 10-816

Рис. 2.5

Например, для контрольного положения 12

$$y_{S_{B(12)}} = \frac{S_{B(12)}}{\mu_S} = \frac{0{,}0206}{0{,}003} = 6{,}9\,\text{мм};$$

$$y_{i_{31(12)}} = \frac{i_{31(12)}}{\mu_{i_{31}}} = \frac{-0{,}0753}{0{,}003} = -25{,}1\,\text{мм};$$

$$y_{i_{21(12)}} = \frac{i_{21(12)}}{\mu_{i_{21}}} = \frac{-0{,}262}{0{,}003} = -87{,}3\,\text{мм}.$$

Значения ординат y_{S_B}, $y_{i_{31}}$, $y_{i_{21}}$ для всех положений механизма представлены в таблице 2.5.

Таблица2.5

№ пол.	y_{S_B}, мм	$y_{i_{31}}$, мм	$y_{i_{21}}$, мм
1	0	0	–104,2
2	7	25,8	–95,5
.	.	.	.
.	.	.	.
13	0	0	–104,2

2. Переменная составляющая приведенного момента инерции $I_{\text{П}}^{II}(\varphi_1)$ и ее слагаемые A, B, C

Масштабный коэффициент μ_I принимаем из условия

$$\mu_I = \frac{I_{\text{П}\,max}^{II}}{y_{I_{\text{П}\,max}^{II}}} = \frac{8{,}0813}{101} = 0{,}08\,\frac{\text{кг}\cdot\text{м}^2}{\text{мм}}.$$

Примечание. Максимальное значение $y_{I_{\text{П}\,max}^{II}}$ рекомендуется принимать не более 150 мм.

Ординаты графиков $I_{\Pi}^{II}(\varphi_1)$, $A(\varphi_1)$, $B(\varphi_1)$, $C(\varphi_1)$ вычисляются как

$$y_A = \frac{A}{\mu_I}; \quad y_B = \frac{B}{\mu_I}; \quad y_C = \frac{C}{\mu_I}; \quad y_{I_{\Pi}^{II}} = \frac{I_{\Pi}^{II}}{\mu_I}.$$

Например, для контрольного положения 12

$$y_{A(12)} = \frac{A_{(12)}}{\mu_I} = \frac{1{,}619105}{0{,}08} = 20{,}2\,\text{мм};$$

$$y_{B(12)} = \frac{B_{(12)}}{\mu_I} = \frac{0{,}307693}{0{,}08} = 3{,}8\,\text{мм};$$

$$y_{C(12)} = \frac{C_{(12)}}{\mu_I} = \frac{2{,}040246}{0{,}08} = 25{,}5\,\text{мм};$$

$$y_{I_{\Pi(12)}^{II}} = \frac{I_{\Pi(12)}^{II}}{\mu_I} = \frac{3{,}967044}{0{,}08} = 49{,}6\,\text{мм}.$$

Значения ординат y_A, y_B, y_C, $y_{I_{\Pi}^{II}}$ для всех положений механизма представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.6

№ пол.	y_A, мм	y_B, мм	y_C, мм	$y_{I_{\Pi}^{II}}$, мм
1	13,6	5,5	0	19,1
2	19,5	4,6	27	51,1
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
13	13,6	5,5	0	19,1

3. Приведенный момент сил сопротивления $M_{\Pi}^{C}(\varphi_1)$ ***и приведенный момент движущих сил*** $M_{\Pi}^{Д}(\varphi_1)$

Приняв масштабный коэффициент моментов из условия

$$\mu_M = \frac{\left|M_{\text{П}}^{\text{С}}\right|_{\max}}{\left|y_{M_{\text{П}}^{\text{С}}}\right|_{\max}} = \frac{4981{,}6}{99{,}6} = 50\,\frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{мм}},$$

вычисляем ординаты графика $M_{\text{П}}^{\text{С}}(\varphi_1)$:

$$y_{M_{\text{П}}^{\text{С}}} = \frac{M_{\text{П}}^{\text{С}}}{\mu_M}.$$

Например, для контрольного положения 12

$$y_{M_{\text{П}(12)}^{\text{С}}} = \frac{M_{\text{П}(12)}^{\text{С}}}{\mu_M} = \frac{-4981{,}6}{50} = -99{,}6\,\text{мм}.$$

Значения ординат $y_{M_{\text{П}}^{\text{С}}}$ для всех положений механизма приведены в таблице 2.7.

Определяем ординату графика $M_{\text{П}}^{\text{Д}}(\varphi_1)$

$$y_{M_{\text{П}}^{\text{Д}}} = \frac{M_{\text{П}}^{\text{Д}}}{\mu_M} = \frac{723{,}1}{50} = 14{,}5\,\text{мм}.$$

4. Работа сил сопротивления $A_{\text{С}}(\varphi_1)$ и работа движущих сил $A_{\text{Д}}(\varphi_1)$

Приняв масштабный коэффициент работ из условия

$$\mu_A = \frac{\left|A_{\text{С}}\right|_{\max}}{\left|y_{A_{\text{С}}}\right|_{\max}} = \frac{4543{,}1}{90{,}9} = 50\,\frac{\text{Дж}}{\text{мм}},$$

вычисляем ординаты графика $A_{\text{С}}(\varphi_1)$

$$y_{A_{\text{С}}} = \frac{A_{\text{С}}}{\mu_A}.$$

Например, для контрольного положения 12

$$y_{A\,C(12)} = \frac{A_{C(12)}}{\mu_A} = \frac{-2650{,}2}{50} = -53 \text{ мм}.$$

Значения ординат y_{A_C} для всех положений механизма приведены в таблице 2.7.

Таблица 2.7

№ пол.	$y_{M_П^C}$, мм	y_{A_C}, мм	$y_{\Delta T}$, мм	$y_{\Delta T_I}$, мм	$\Delta\omega_1$, рад/с	$y_{\Delta\omega_1}$, мм	y_{ε_1}, мм
1	2,7	0	0	–3,8	–0,392	–65,3	20,5
2	2,5	1,4	9	–1,1	–0,35	–58,3	–3,5
.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.
13	2,7	–90,9	0	–3,8	–0,392	–65,3	20,5

Учитывая, что за цикл установившегося движения $A_{ДЦ} = -A_{СЦ}$, график $A_Д(\varphi_1)$ строим, отложив ординату $y_{A_{Д(13)}} = 90{,}9$ мм и соединив конец отрезка с началом координат прямой линией.

5. Изменение кинетической энергии машины $\Delta T(\varphi_1)$ ***и изменение кинетической энергии постоянной составляющей приведенного момента инерции*** $\Delta T_I(\varphi_1)$

Приняв масштабный коэффициент кинетической энергии $\mu_T = \mu_A = 50\frac{Дж}{мм}$, вычисляем ординаты графиков $\Delta T(\varphi_1)$ и $\Delta T_I(\varphi_1)$

$$y_{\Delta T} = \frac{\Delta T}{\mu_T}, \qquad y_{\Delta T_I} = \frac{\Delta T_I}{\mu_T}.$$

$$y_{\Delta T_{max}} = \frac{\Delta T_{max}}{\mu_T} = \frac{3278{,}5}{50} = 65{,}6 \text{ мм}.$$

$$y_{\Delta T_I\,max} = \frac{\Delta T_{I\,max}}{\mu_T} = \frac{2350{,}4}{50} = 47 \text{ мм}.$$

Например, для положения 12

$$y_{\Delta T\,(12)} = \frac{\Delta T_{(12)}}{\mu_T} = \frac{1514{,}4}{50} = 30{,}3 \text{ мм};$$

$$y_{\Delta T_{\mathrm{I}(12)}} = \frac{\Delta T_{\mathrm{I}(12)}}{\mu_T} = \frac{1025{,}4}{50} = 20{,}5 \text{ мм}.$$

Значения ординат $y_{\Delta T}$, $y_{\Delta T_{\mathrm{I}}}$ для всех положений механизма приведены в таблице 2.7.

6. Изменение угловой скорости $\Delta\omega_1(\varphi_1)$ ***и угловое ускорение*** $\varepsilon_1(\varphi_1)$ ***звена приведения***

Для построения графика $\Delta\omega_1(\varphi_1)$ необходимо предварительно выполнить расчет $\Delta\omega_1 = |\omega_1| - |\omega_1|_{\text{ср}}$ для всех положений.

Например, для положения 12

$$\Delta\omega_{1(12)} = |\omega_1|_{(12)} - |\omega_1|_{\text{ср}} = 15{,}683 - 15{,}7 = -0{,}017 \text{ рад/с}.$$

Значение $\Delta\omega_1$ для всех положений механизма приведены в табл. 2.7.

Приняв масштабный коэффициент угловой скорости

$$\mu_\omega = \frac{|\Delta\omega_1|_{\max}}{|y_{\Delta\omega_1}|_{\max}} = \frac{0{,}392}{65{,}3} = 0{,}006 \frac{\text{рад}}{\text{с}\cdot\text{мм}},$$

определяем ординаты графика $\Delta\omega_1(\varphi_1)$

$$y_{\Delta\omega_1} = \frac{\Delta\omega_1}{\mu_\omega}.$$

Например, для положения 12

$$y_{\Delta\omega(12)} = \frac{\Delta\omega_{1(12)}}{\mu_\omega} = \frac{-0{,}017}{0{,}006} = -2{,}8\,\text{мм}.$$

Значения ординат $y_{\Delta\omega_1}$ для всех положений механизма приведены в таблице 2.7.

Масштабный коэффициент углового ускорения определяем из условия

$$\mu_\varepsilon = \frac{|\varepsilon_1|_{max}}{|y_{\varepsilon_1}|_{max}} = \frac{15{,}515}{77{,}6} = 0{,}2\,\frac{\text{рад}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}}.$$

Определяем ординаты графика $\varepsilon_1(\varphi_1)$

$$y_{\varepsilon_1} = \frac{\varepsilon_1}{\mu_\varepsilon}.$$

Например, для положения 12

$$y_{\varepsilon_{1(12)}} = \frac{\varepsilon_{1(12)}}{\mu_\varepsilon} = \frac{-15{,}515}{0{,}2} = -77{,}6\,\text{мм}.$$

Значения ординат для всех положений механизма приведены в таблице 2.7.

Примерное расположение графических построений приведено на рис. 2.5.

2.13. Выводы

Из анализа результатов динамического исследования машины установлено:

1. Для обеспечения вращения кривошипа с заданным коэффициентом неравномерности вращения $\delta = 0{,}05$ необходимо, чтобы постоянная составляющая приведенного момента инерции была равна $I_\Pi^I = 208{,}89\ \text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Фактическое значение

$$\delta = \frac{|\omega_1|_{max} - |\omega_1|_{min}}{|\omega_1|_{ср}} = \frac{16{,}082 - 15{,}308}{15{,}7} = 0{,}049,$$

что практически совпадает с заданной величиной.

2. Так как приведенный момент инерции всех вращающихся звеньев $I_{П}^{0} < I_{П}^{I}$, то на вал кривошипа необходимо установить маховик с моментом инерции $I_{М} = 208{,}509$ кг$\cdot$м^2.

3. Получены зависимости изменения угловой скорости $\Delta\omega_1(\varphi_1)$ и углового ускорения $\varepsilon_1(\varphi_1)$ кривошипа после установки маховика.

3. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

3.1. Задачи динамического анализа механизма

Задачами динамического анализа механизма являются:

1) определение реакций в кинематических парах;

2) определение уравновешивающего (движущего) момента, действующего на кривошипный вал со стороны привода.

При этом известен закон движения кривошипа $\omega_1(\varphi_1)$ и $\varepsilon_1(\varphi_1)$.

Указанные задачи решаются методом кинетостатики, который состоит в том, что уравнения движения записываются в форме уравнений равновесия (статики). Для этого к каждому подвижному звену механизма, наряду с реально действующими активными силами и реакциями связей, прикладываются силы инерции, после чего на основании принципа Даламбера составляются уравнения равновесия.

3.2. Графический метод

3.2.1. Кинематический анализ

Расчет выполняется для положения 12, в котором угловая скорость $\omega_1 = 15{,}683$ рад/с, угловое ускорение $\varepsilon_1 = -15{,}515$ рад/с^2. Направление ε_1 противоположно направлению ω_1.

Скорость точки A

$$V_A = |\omega_1| \cdot l_{OA} = 15{,}683 \cdot 0{,}1196 = 1{,}876 \text{ м/с}.$$

Принимаем масштабный коэффициент $\mu_V = 0{,}02 \dfrac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}$.

Тогда отрезок, изображающий V_A,

$$pa = \frac{V_A}{\mu_V} = \frac{1{,}876}{0{,}02} = 93{,}8 \text{ мм}.$$

Скорость точки A $\overline{V}_A \perp OA$ и направлена в сторону вращения кривошипа.

Скорость точки B находим путем построения плана скоростей согласно векторным уравнениям

$$\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA},$$

$$\overline{V}_B = \overline{V}_{B_0} + \overline{V}_{BB_0},$$

где $\overline{V}_{BA} \perp AB$, $\overline{V}_{B_0} = 0$ (точка B_0 направляющих ползуна неподвижна), $\overline{V}_{BB_0} \,//\, x$.

Точку s_2 на плане скоростей находим на основании теоремы подобия:

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{AS_2}{AB}, \text{ откуда } as_2 = ab \cdot \frac{AS_2}{AB} = 79 \cdot 0{,}35 = 27{,}7 \text{ мм}.$$

Находим на плане проекции точки s_2 – s_{2x} и s_{2y}.

Из плана скоростей находим:

$$V_B = (pb)\cdot \mu_V = 59\cdot 0{,}02 = 1{,}18 \text{ м/с}.$$

$$V_{S_2} = (ps_2)\cdot \mu_V = 72{,}5\cdot 0{,}02 = 1{,}45 \text{ м/с}.$$

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{(ab)\cdot \mu_V}{l_{AB}} = \frac{79\cdot 0{,}02}{0{,}3827} = 4{,}13 \text{ рад/с}.$$

Направление угловой скорости ω_2 звена 2 получим, поместив вектор относительной скорости $\bar{V}_{BA}$ (вектор $\bar{ab}$) в точку B и рассматривая поворот точки B относительно точки A.

Ускорение точки A

$$\bar{a}_A = \bar{a}_A^n + \bar{a}_A^\tau,$$

где $\bar{a}_A^n$ – нормальное ускорение точки A, направленное от точки A к точке O;

$\bar{a}_A^\tau$ – касательное (тангенциальное) ускорение точки A, направленное перпендикулярно OA в сторону углового ускорения ε_1.

$$a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 15{,}683^2 \cdot 0{,}1196 = 29{,}416 \text{ м/с}^2.$$

$$a_A^\tau = |\varepsilon_1| \cdot l_{OA} = 15{,}515 \cdot 0{,}1196 = 1{,}855 \text{ м/с}^2.$$

Принимаем масштабный коэффициент ускорений $\mu_a = 0{,}3 \dfrac{\text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}}$ и находим отрезки, изображающие $\bar{a}_A^n$ и $\bar{a}_A^\tau$:

$$\pi n_1 = \frac{a_A^n}{\mu_a} = \frac{29{,}416}{0{,}3} = 98{,}1 \text{ мм},$$

$$n_1 a = \frac{a_A^{\tau}}{\mu_a} = \frac{1{,}855}{0{,}3} = 6{,}2 \text{ мм}.$$

Ускорение точки B находим путем построения плана ускорений согласно векторным уравнениям

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^{n} + \bar{a}_{BA}^{\tau},$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{B_0} + \bar{a}_{BB_0},$$

где $\bar{a}_{BA}^{n}$ – нормальное относительное ускорение точки B по отношению к точке A, направленное от точки B к точке A;

$\bar{a}_{BA}^{\tau}$ – тангенциальное относительное ускорение, направленное перпендикулярно AB; $\bar{a}_{B_0} = 0$, $\bar{a}_{BB_0} \,//\, x$.

$$a_{BA}^{n} = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 4{,}13^2 \cdot 0{,}3827 = 6{,}52 \text{ м/с}^2.$$

Отрезок, изображающий $\bar{a}_{BA}^{n}$, равен

$$an_2 = \frac{a_{BA}^{n}}{\mu_a} = \frac{6{,}52}{0{,}3} = 21{,}7 \text{ мм}.$$

Точку s_2 на плане находим по теореме подобия:

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{AS_2}{AB}, \text{ откуда } as_2 = ab \cdot \frac{AS_2}{AB} = 52 \cdot 0{,}35 = 18{,}2 \text{ мм}.$$

Находим на плане проекции точки s_2 – s_{2x} и s_{2y}.

Из плана ускорений находим:

$$a_B = (\pi b) \cdot \mu_a = 102{,}5 \cdot 0{,}3 = 30{,}75 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{S_2} = \left(\pi s_2\right) \cdot \mu_a = 96{,}5 \cdot 0{,}3 = 29 \text{ м/с}^2,$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a^{\tau}_{BA}}{l_{AB}} = \frac{\left(n_2 b\right) \cdot \mu_a}{l_{AB}} = \frac{47 \cdot 0{,}3}{0{,}3827} = 36{,}84 \text{ рад/с}^2,$$

$$\ddot{x}_{S_2} = \left(\pi s_{2x}\right) \cdot \mu_a = 91 \cdot 0{,}3 = 27{,}3 \text{ м/с}^2,$$

$$\ddot{y}_{S_2} = \left(\pi s_{2y}\right) \cdot \mu_a = 32 \cdot 0{,}3 = 9{,}6 \text{ м/с}^2.$$

Направление углового ускорения ε_2 звена 2 получим, поместив вектор тангенциального ускорения $\bar{a}^{\tau}_{BA}$ (вектор $n_2\bar{b}$) в точку B и рассматривая поворот точки B относительно точки A.

3.2.2. Силовой анализ

Определяем силы и моменты сил инерции звеньев:

$$M_{И1} = I^{I}_{П} \cdot \left|\varepsilon_1\right| = 208{,}89 \cdot 15{,}515 = 3240{,}93 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$F_{И2} = m_2 a_{S_2} = 180 \cdot 29 = 5220 \text{ Н}.$$

$$M_{И2} = I_{S_2} \varepsilon_2 = 4{,}4816 \cdot 36{,}84 = 165{,}1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$F_{И3} = m_3 a_B = 360 \cdot 30{,}75 = 11070 \text{ Н}.$$

Силы инерции направлены противоположно ускорениям центров масс, а моменты сил инерции – противоположно угловым ускорениям звеньев.

Силовой расчет выполняется в порядке, обратном присоединению структурных групп. Отделяем от механизма статически определимую структурную группу (2,3) и прикладываем действующие силы. В точке B приложена реакция $\bar{F}_{30} \perp x$, а в точке A – реак-

ция $\overline{F}_{21}$, которую раскладываем на нормальную составляющую $\overline{F}_{21}^{n}$, направленную вдоль звена AB, и тангенциальную составляющую $\overline{F}_{21}^{\tau}$, направленную перпендикулярно AB.

Составляющую $\overline{F}_{21}^{\tau}$ находим из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 2, относительно точки B:

$$\sum M_B = 0 \text{ или } \sum M_B = \frac{M_{И2}}{\mu_l} + F_{И2} h_{И2} - G_2 h_2 - F_{21}^{\tau} AB = 0,$$

откуда

$$F_{21}^{\tau} = \frac{\frac{M_{И2}}{\mu_l} + F_{И2} h_{И2} - G_2 h_2}{AB} =$$

$$= \frac{\frac{165{,}1}{0{,}0015} + 5220 \cdot 69 - 1765{,}8 \cdot 165}{255} = 701{,}53 \text{ Н}.$$

Плечи сил $h_{И2}$, h_2, AB берутся непосредственно из чертежа измерением в миллиметрах.

Примечание. Если окажется, что $\overline{F}_{21}^{\tau} < 0$, то первоначально принятое направление $\overline{F}_{21}^{\tau}$ следует изменить на противоположное.

Составляющую $\overline{F}_{21}^{n}$, полную реакцию $\overline{F}_{21}$ и реакцию $\overline{F}_{30}$ находим путем построения плана сил согласно уравнению равновесия группы, записанному в соответствии с принципом Даламбера:

$$\overline{F}_{21}^{n} + \overline{F}_{21}^{\tau} + \overline{F}_{И2} + \overline{G}_2 + \overline{F}_{И3} + \overline{G}_3 + \overline{F}_{ПС} + \overline{F}_{30} = 0.$$
$$8-1 \quad 1-2 \quad 2-3 \quad 3-4 \quad 4-5 \quad 5-6 \quad 6-7 \quad 7-8$$

Принимаем масштабный коэффициент сил $\mu_F = 200 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ и находим отрезки, изображающие все известные силы:

$$[1-2] = \frac{F_{21}^{\tau}}{\mu_F} = \frac{701{,}53}{200} = 3{,}5 \text{ мм}, \quad [2-3] = \frac{F_{И2}}{\mu_F} = \frac{5220}{200} = 26{,}1 \text{ мм},$$

$$[3-4]=\frac{G_2}{\mu_F}=\frac{1765{,}8}{200}=8{,}8\,\text{мм},\quad [4-5]=\frac{F_{\text{ИЗ}}}{\mu_F}=\frac{11070}{200}=55{,}4\,\text{мм},$$

$$[5-6]=\frac{G_3}{\mu_F}=\frac{3531{,}6}{200}=17{,}7\,\text{мм},\quad [6-7]=\frac{F_{\text{ПС}}}{\mu_F}=\frac{67695}{200}=338{,}5\,\text{мм}.$$

Из плана сил находим:

$$F_{21}^{n}=[8-1]\,\mu_F=260\cdot 200=52000\ \text{Н},$$

$$F_{21}=[8-2]\,\mu_F=260{,}5\cdot 200=52100\,\text{Н},$$

$$F_{30}=[7-8]\,\mu_F=46\cdot 200=9200\,\text{Н}.$$

Реакцию $\overline{F}_{23}$, действующую на звено 2 со стороны звена 3, определяем из уравнения равновесия звена 2, используя при этом построенный план сил группы:

$$\underset{8-1}{\overline{F}_{21}^{n}}+\underset{1-2}{\overline{F}_{21}^{\tau}}+\underset{2-3}{\overline{F}_{\text{И}2}}+\underset{3-4}{\overline{G}_2}+\underset{4-8}{\overline{F}_{23}}=0.$$

Тогда

$$F_{23}=[4-8]\,\mu_F=284{,}5\cdot 200=56900\ \text{Н}.$$

Далее рассматриваем начальное звено – кривошип 1. В точке A приложена реакция $\overline{F}_{12}=-\overline{F}_{21}$, а в точке O – реакция $\overline{F}_{10}$, которую находим путем построения плана сил согласно уравнению равновесия:

$$\underset{1-2}{\overline{F}_{12}}+\underset{2-3}{\overline{G}_1}+\underset{3-1}{\overline{F}_{10}}=0.$$

Масштабный коэффициент сил $\mu_F=200\,\dfrac{\text{Н}}{\text{мм}}$. Отрезки, изображающие известные силы:

$$[1-2]=\frac{F_{12}}{\mu_F}=\frac{52100}{200}=260{,}5\,\text{мм},\quad [2-3]=\frac{G_1}{\mu_F}=\frac{784{,}8}{200}=3{,}9\,\text{мм}.$$

Тогда

$$F_{10} = [3-1]\,\mu_F = 260 \cdot 200 = 52000\,\text{Н}.$$

Уравновешивающий (движущий) момент $M_У$ определяем из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 1, относительно точки O:

$$\sum M_0 = -F_{12}\ h_1\ \mu_l + M_{И1} + M_У = 0,$$

откуда

$$M_У = F_{12}\,h_1\,\mu_l - M_{И1} = 52100 \cdot 50{,}5 \cdot 0{,}0015 - 3240{,}93 = 705{,}65\,\text{Н}.$$

3.3. Аналитический метод

3.3.1. Кинематический анализ

Используются формулы 1–10 из п. 2.2 пособия [2]. Расчет приведен в табл. 3.1.

Таблица 3.1

№ п/п	Формулы и расчет
1	$\omega_2 = i_{21}\,\omega_1 =$ $= -0{,}262 \cdot 15{,}683 = -4{,}11$ рад/с
2	$V_B = i_{31}\,\omega_1 =$ $= -0{,}0753 \cdot 15{,}683 = -1{,}18$ м/с
3	$\dot{x}_{S_2} = x'_{S_2}\,\omega_1 =$ $= -0{,}069 \cdot 15{,}683 = -1{,}08$ м/с
4	$\dot{y}_{S_2} = y'_{S_2}\,\omega_1 =$ $= -0{,}065 \cdot 15{,}683 = -1{,}02$ м/с
5	$\varepsilon_2 = i'_{21}\,\omega_1^2 + i_{21}\,\varepsilon_1 =$ $= -0{,}166 \cdot 15{,}683^2 + (-0{,}262) \cdot (-15{,}515) = -36{,}76$ рад/с^2
6	$a_B = i'_{31}\,\omega_1^2 + i_{31}\,\varepsilon_1 =$ $= 0{,}12 \cdot 15{,}683^2 + (-0{,}0753) \cdot (-15{,}515) = 30{,}68$ м/с^2

Окончание табл. 3.1

№ п/п	Формулы и расчет
7	$\ddot{x}_{S_2} = x''_{S_2}\,\omega_1^2 + x'_{S_2}\,\varepsilon_1 =$ $= 0{,}107 \cdot 15{,}683^2 + (-0{,}069)\cdot(-15{,}515) = 27{,}39$ м/с^2
8	$\ddot{y}_{S_2} = y''_{S_2}\omega_1^2 + y'_{S_2}\varepsilon_1 =$ $= -0{,}043 \cdot 15{,}683^2 + (-0{,}065)\cdot(-15{,}515) = -9{,}57$ м/с^2
9	$V_{S_2} = \sqrt{\dot{x}_{S_2}^2 + \dot{y}_{S_2}^2} =$ $= \sqrt{(-1{,}08)^2 + (-1{,}02)^2} = 1{,}49$ м/с
10	$a_{S_2} = \sqrt{\ddot{x}_{S_2}^2 + \ddot{y}_{S_2}^2} =$ $= \sqrt{27{,}39^2 + (-9{,}57)^2} = 29{,}01$ м/с^2

3.3.2. Силовой анализ

Изображаются расчетные схемы для силового анализа структурной группы (2,3) и кривошипа 1 (рис. 2.1, *а* и 2.2 из пособия [2]). Для вертикальных механизмов расчетными схемами являются рис. 2.1, *б* и 2.2.

Алгоритм силового анализа (формулы 4–21) приведен в п. 2.3 пособия [2]. В соответствии с этим алгоритмом выполняется расчет для положения 12 (табл. 3.2).

Таблица 3.2

№ п/п	Формулы и расчет
1	$M_{И1} = -I'_{П}\,\varepsilon_1 =$ $= -208{,}89\cdot(-15{,}515) = 3240{,}93$ Н·м
2	$F_{И2X} = -m_2\,\ddot{x}_{S_2} =$ $= -180 \cdot 27{,}39 = -4930$ Н
3	$F_{И2Y} = -m_2\,\ddot{y}_{S2} =$ $= -180\cdot(-9{,}57) = 1723$ Н
4	$F_{И3} = -m_3\,a_B =$ $= -360 \cdot 30{,}68 = -11045$ Н

Продолжение табл. 3.2

№ п/п	Формулы и расчет
5	$M_{И2} = -I_{S_2}\,\varepsilon_2 =$
	$= -4{,}4816 \cdot (-36{,}76) = 165$ Н·м
6	$F_{21X} = -(F_{И2X} + F_{И3} + F_{ПС}) =$
	$= -(-4930 - 11045 + 67695) = -51720$ Н
7	$F_{21Y} = \left[(y_A - y_B)\,F_{21X} - (x_{S_2} - x_B)(F_{И2Y} - G_2) + (y_{S_2} - y_B) \times \right.$
	$\left. \times F_{И2X} - M_{И2}\right] / (x_A - x_B) =$
	$= [(0{,}06586 - 0{,}0299) \cdot (-51720) - (-0{,}2331 + 0{,}4808) \cdot (1723 -$
	$-1765{,}8) + (0{,}05328 - 0{,}0299) \cdot (-4930) - 165] / (-0{,}09983 +$
	$+ 0{,}4808 = -5600$ Н
8	$F_{30} = G_3 - F_{21Y} - F_{И2Y} + G_2 =$
	$= 3531{,}6 + 5600 - 1723 + 1765{,}8 = 9174$ Н
9	$F_{12X} = -F_{21X} =$
	$= 51720$ Н
10	$F_{12Y} = -F_{21Y} =$
	$= 5600$ Н
11	$F_{23X} = -F_{21X} - F_{И2X} =$
	$= 51720 + 4930 = 56650$ Н
12	$F_{23Y} = -F_{21Y} - F_{И2Y} + G_2 =$
	$= 5600 - 1723 + 1765{,}8 = 5643$ Н
13	$M_У = -x_A F_{12Y} + y_A F_{12X} - M_{И1} =$
	$= 0{,}09983 \cdot 5600 + 0{,}06586 \cdot 51720 - 3240{,}93 = 724{,}4$ Н·м
14	$F_{10X} = -F_{12X} =$
	$= -51720$ Н

Окончание табл. 3.2

№ п/п	Формулы и расчет
15	$F_{10Y} = -F_{12Y} + G_1 =$ $= -51720$ Н
16	$F_{10} = \sqrt{F_{10X}^2 + F_{10Y}^2} =$ $= \sqrt{(-51720)^2 + (-4815)^2} = 51944$ Н
17	$F_{21} = \sqrt{F_{21X}^2 + F_{21Y}^2} =$ $= \sqrt{(-51720)^2 + (-5600)^2} = 52022$ Н
18	$F_{23} = \sqrt{F_{23X}^2 + F_{23Y}^2} =$ $= \sqrt{56650^2 + 5643^2} = 56930$ Н

Сопоставление результатов расчетов для положения 12 приведено в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Параметр	Ед. изм.	Графический метод	Аналитический метод
V_B	м/с	1,18	–1,18
V_{S_2}	м/с	1,45	1,49
ω_2	рад/с	4,13	–4,11
a_B	м/с^2	30,75	30,68
a_{S_2}	м/с^2	29	29,01
$\ddot{x}_{S_2}$	м/с^2	27,3	27,39
$\ddot{y}_{S_2}$	м/с^2	9,6	–9,57
ε_2	рад/с^2	36,84	–36,76
F_{10}	Н	52000	51944
F_{21}	Н	52100	52022
F_{23}	Н	56900	56930
F_{30}	Н	9200	9174
M_y	Н·м	705,65	724,4

3.4. Исходные данные для выполнения расчетов с помощью программы «Динамический анализ кривошипно-ползунных механизмов»

Все необходимые исходные данные для работы студента в компьютерном классе (табл. 3.4 и 3.5) составляются по форме табл. 2.1 и 2.2 из пособия [2]. Параметры I_{Π}^{I}, ω_1 и ε_1 берутся из результатов расчетов к листу 1.

Таблица 3.4

№ п/п	Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Величина
1	Схема кривошипно-ползунного механизма			
2	Размеры звеньев	$l_1 = l_{OA}$	м	0,1196
		$l_3 = l_{AS_2}$	м	0,1339
		$l_2 = l_{AB}$	м	0,3827
		e	м	0,0299
3	Начальная обобщенная координата	φ_O	град	176,59
4	Массы и моменты инерции звеньев:			
	масса кривошипа	m_1	кг	80
	масса шатуна	m_2	кг	180
	масса ползуна	m_3	кг	360
	момент инерции шатуна	I_{S_2}	кг·м^2	4,4816
5	Постоянная составляющая приведенного момента инерции	I_{Π}^{I}	кг·м^2	208,89

Таблица 3.5

№ п.п.	Угловая скорость ω_1, рад/с	Угловое ускорение ε_1, рад/с^2	Сила полезного сопротивления $F_{ПС}$, Н
1	15,308	4,101	0
2	15,350	–0,695	0
3	15,331	1,139	0
4	15,458	5,829	0
5	15,692	6,766	0
6	15,888	4,745	0
7	16,007	2,600	0
8	16,065	0,827	0
9	16,074	–0,301	0
10	16,082	1,169	0
11	16,052	–2,491	15660
12	15,683	–15,515	67695
13	15,308	4,101	150000

3.5. Обработка результатов расчетов

По результатам компьютерных расчетов на листе 2 (рис. 3.1) построены следующие графики:

1. Реакции $F_{21}(\varphi_1)$ ***и*** $F_{23}(\varphi_1)$***, действующие на звено 2***

Масштабный коэффициент углов

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{[1-13]} = \frac{2\pi}{209} = 0{,}03 \text{ рад/мм}.$$

Масштабный коэффициент реакций μ_F определяем из условия

$$\mu_F = \frac{F_{23\,max}}{y_{F_{23\,max}}} = \frac{136935}{105{,}3} = 1300 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Определяем ординаты графиков $F_{21}(\varphi_1)$ и $F_{23}(\varphi_1)$

$$y_{F_{21}} = \frac{F_{21}}{\mu_F}, \qquad y_{F_{23}} = \frac{F_{23}}{\mu_F}.$$

$$y_{F_{21\,max}} = \frac{131447}{1300} = 101{,}1 \text{ мм}.$$

Для положения 12

$$y_{F_{21(12)}} = \frac{52023}{1300} = 40 \text{ мм}, \quad y_{F_{23(12)}} = \frac{56928}{1300} = 43{,}8 \text{ мм}.$$

Значения ординат $y_{F_{21}}$ и $y_{F_{23}}$ для всех положений механизма приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

№ пол.	$y_{F_{21}}$, мм	$y_{F_{23}}$, мм	$y_{F_{30}}$, мм	$r_{F_{10}}$, мм	$\varphi_{F_{10}}$, град
1	14,5	10,3	50,5	37,7	2,4
2	12	8,7	71	31,2	1,7
.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.
13	101,1	105,3	–38,9	263	175,8

2. Реакция $F_{30}(S_B)$ в направляющих ползуна

Приняв масштабный коэффициент из условия

$$\mu_F = \frac{F_{30\,max}}{y_{F_{30\,max}}} = \frac{9167}{91{,}7} = 100 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

вычисляем ординаты графика $y_{F_{30}} = \frac{F_{30}}{\mu_F}$.

Например, для положения 12

$$y_{F_{30(12)}} = \frac{F_{30}}{\mu_F} = \frac{9167}{100} = 91{,}7 \text{ мм}.$$

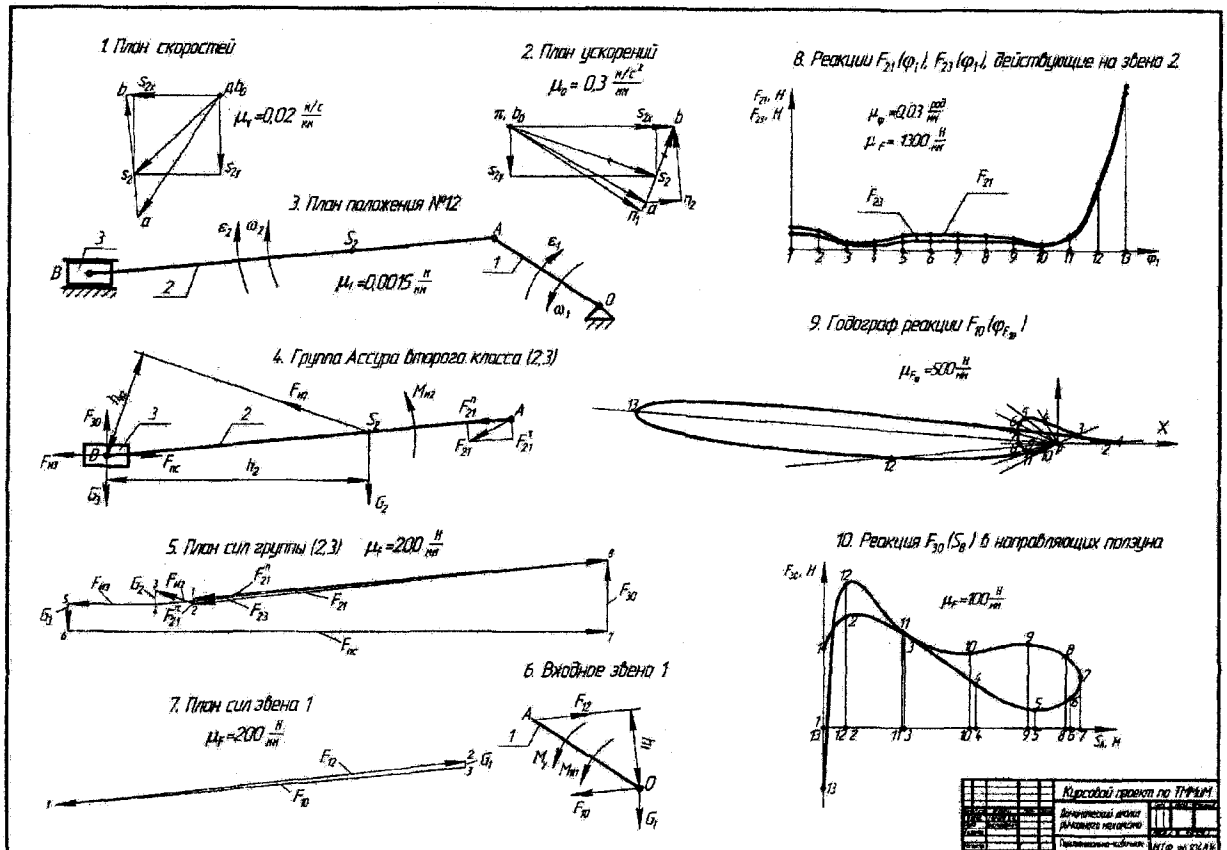

1. План скоростей
$\mu_v = 0{,}02\ \frac{м/с}{мм}$
2. План ускорений
$\mu_a = 0{,}3\ \frac{м/с^2}{мм}$
3. План положения №12
$\mu_l = 0{,}0015\ \frac{м}{мм}$
4. Группа Ассура второго класса (2,3)
5. План сил группы (2,3) $\mu_F = 200\ \frac{Н}{мм}$
6. Входное звено 1
7. План сил звена 1
$\mu_F = 200\ \frac{Н}{мм}$
8. Реакции $F_{21}(\varphi_1)$, $F_{23}(\varphi_1)$, действующие на звено 2
$\mu_\varphi = 0{,}03\ \frac{рад}{мм}$
$\mu_F = 1300\ \frac{Н}{мм}$
9. Годограф реакции $F_{10}(\varphi_{F_{10}})$
$\mu_{F_{10}} = 500\ \frac{Н}{мм}$
10. Реакция $F_{30}(S_B)$ в направляющих ползуна
$\mu_F = 100\ \frac{Н}{мм}$
Курсовой проект по ТММиМ
Зачепинский дизель двигатель мотоцикла
Планирование скоростей ускорений

Рис. 3.1

Значения ординат $y_{F_{30}}$ для всех положений механизма приведены в табл. 3.6.

Масштабный коэффициент перемещений $\mu_S = 0{,}0015 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$ (принимается таким же, как при построении плана положений на листе 1).

3. Годограф реакции $F_{10}\left(\varphi_{F_{10}}\right)$

Годограф представляет собой геометрическое место концов векторов F_{10}, отложенных из общего полюса под углами $\varphi_{F_{10}}$ к оси X в направлении против часовой стрелки.

Для построения годографа принимаем масштабный коэффициент реакции из условия

$$\mu_F = \frac{F_{10\max}}{r_{F_{10\max}}} = \frac{131503}{263} = 500 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

и определяем длины векторов

$$r_{F_{10}} = \frac{F_{10}}{\mu_F}.$$

Например, для положения 12

$$r_{F_{10\,(12)}} = \frac{F_{10}}{\mu_F} = \frac{51945}{500} = 103{,}9\,\text{мм}.$$

Результаты вычислений $r_{F_{10}}$ для всех положений механизма представлены в табл. 3.5.

Примерное расположение графических построений приведено на рис. 3.1.

3.6. Выводы

Из анализа выполненного исследования следует:

1. Реакции F_{10}, F_{21} и F_{23} имеют максимальные значения в положении 13.

2. Реакция F_{30} имеет максимальное значение в положении 12.

3. В течение всего цикла установившегося движения уравновешивающий момент имеет постоянную величину $M_{\text{У}} = 723\,\text{Н}\cdot\text{м}$, совпадающую со значением приведенного момента движущих сил $M_{\text{П}}^{\text{Д}}$, полученным при исследовании динамики машины (раздел 2).

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

4.1. Задачи проектирования и исходные данные

Задачами проектирования кулачкового механизма являются:

1) определение основных размеров из условия ограничения угла давления (для механизма с роликовым толкателем) или из условия выпуклости профиля кулачка (при тарельчатом толкателе);

2) определение профиля кулачка, обеспечивающего заданный закон движения толкателя.

В рассматриваемом курсовом проекте требуется спроектировать кулачковый механизм с роликовым поступательно движущимся толкателем (рис 4.1) по исходным данным, приведенным в табл. 4.1.

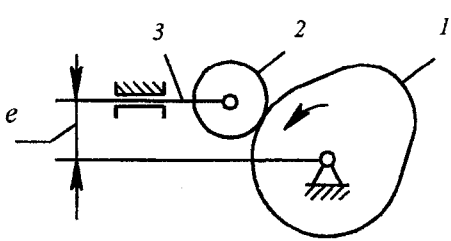


Рис. 4.1

Таблица 4.1

№	Параметры	Значения
1	Ход толкателя кулачкового механизма h, м	0,1
2	Фазовые углы поворота кулачка: – удаления $\varphi_У$, град – дальнего стояния $\varphi_{ДС}$, град – возвращения $\varphi_В$, град	 70 180 70
3	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме $\theta_{доп}$, град	30
4	Смещение толкателя e, м	0
5	Законы движения толкателя: – при удалении – при возвращении	 закон постоянного ускорения (симметричный) закон постоянного ускорения (симметричный)

4.2. Определение кинематических характеристик

Переведем значения фазовых углов в радианную меру:

$$\varphi_У = \frac{70 \cdot \pi}{180} = 1{,}2217 \text{ рад};$$

$$\varphi_{ДС} = \frac{180 \cdot \pi}{180} = 3{,}14 \text{ рад};$$

$$\varphi_В = \frac{70 \cdot \pi}{180} = 1{,}2217 \text{ рад}.$$

Перемещение $S_Т$ толкателя, аналог скорости $S'_Т$ и аналог ускорения $S''_Т$ определяются по формулам, приведенным в табл. 4.7 пособия [4], для заданных законов движения толкателя.

В пояснительной записке следует привести расчет для двух контрольных положений, задаваемых руководителем проекта. Например.

Положение $i = 8$ (фаза удаления):

$$k_8 = \frac{(i-1)}{12} = \frac{(8-1)}{12} = 0{,}583.$$

$$\varphi_{y1} = \frac{\varphi_y}{1 + a_1 / a_2} = \frac{1{,}2217}{1+1} = 0{,}6109 \text{ рад.}$$

$$k_{y1} = \frac{\varphi_{y1}}{\varphi_y} = \frac{0{,}6109}{1{,}2217} = 0{,}5.$$

Так как $k_8 > k_{y1}$, то

$$S_{T8} = h \cdot \left[1 - \frac{(1-k_8)^2}{1-k_{y1}} \right] = 0{,}1 \cdot \left[1 - \frac{(1-0{,}583)^2}{1-0{,}5} \right] = 0{,}0653 \text{ м.}$$

$$S'_{T8} = \frac{2 \cdot (1-k_8) \cdot h}{(1-k_{y1}) \cdot \varphi_y} = \frac{2 \cdot (1-0{,}583) \cdot 0{,}1}{(1-0{,}5) \cdot 1{,}2217} = 0{,}1364 \text{ м.}$$

$$S''_{T8} = \frac{2h}{(k_{y1}-1) \cdot \varphi_y^2} = \frac{2 \cdot 0{,}1}{(0{,}5-1) \cdot 1{,}2217^2} = -0{,}2680 \text{ м.}$$

Кинематические характеристики получены для фазового угла

$$\varphi_8 = (i-1) \cdot \frac{\varphi_y}{12} = (8-1) \cdot \frac{1{,}2217}{12} = 0{,}7127 \text{ рад.}$$

Положение $i = 21$ (фаза возвращения):

$$k_{21}=\frac{(26-i)}{12}=\frac{(26-21)}{12}=0{,}417.$$

$$\varphi_{B1}=\frac{\varphi_B}{1+a_1/a_2}=\frac{1{,}2217}{1+1}=0{,}6109\,\text{рад}.$$

$$k_{B1}=\frac{\varphi_{B1}}{\varphi_B}=\frac{0{,}6109}{1{,}2217}=0{,}5.$$

Так как $k_{21}<k_{B1}$, то

$$S_{T21}=h\frac{k_{21}^2}{k_{B1}}=0{,}1\cdot\frac{0{,}417^2}{0{,}5}=0{,}0347\,\text{м}.$$

$$S'_{T21}=-\frac{2k_{21}\cdot h}{k_{B1}\cdot\varphi_B}=-\frac{2\cdot0{,}417\cdot0{,}1}{0{,}5\cdot1{,}2217}=-0{,}1365\,\text{м}.$$

$$S''_{T21}=\frac{2h}{k_{B1}\cdot\varphi_B^2}=\frac{2\cdot0{,}1}{0{,}5\cdot1{,}2217^2}=0{,}268\,\text{м}.$$

Кинематические характеристики получены для фазового угла

$$\varphi_{21}=\varphi_y+\varphi_{ДС}+(i-14)\cdot\frac{\varphi_B}{12}=\varphi_y+\varphi_{ДС}+(21-14)\cdot\frac{\varphi_B}{12}=$$

$$=1{,}2217+3{,}14+(21-14)\cdot\frac{1{,}2217}{12}=5{,}0744\,\text{рад}.$$

Максимальные значения:

$$S''_{y\max}=\frac{2h}{\varphi_{y1}\cdot\varphi_y}=\frac{2\cdot0{,}1}{0{,}6109\cdot1{,}2217}=0{,}2680\,\text{м}\cdot$$

$$S'_{\text{У max}} = \frac{2h}{\varphi_{\text{У}}} = \frac{2 \cdot 0{,}1}{1{,}2217} = 0{,}1637\,\text{м}.$$

$$S''_{\text{В max}} = \frac{2h}{\varphi_{\text{В1}} \cdot \varphi_{\text{В}}} = \frac{2 \cdot 0{,}1}{0{,}6109 \cdot 1{,}2217} = 0{,}2680\,\text{м}.$$

$$\left| S'_{\text{В}} \right|_{\max} = \frac{2h}{\varphi_{\text{В}}} = \frac{2 \cdot 0{,}1}{1{,}2217} = 0{,}1637\,\text{м}.$$

4.3. Определение основных размеров (аналитический метод)

В пояснительной записке необходимо привести расчетную схему и выполнить определение основных размеров механизма в соответствии с п. 3.1.1.2 пособия [4].

При заданной величине эксцентриситета $e = 0$ используются формулы:

$$S_0^{\text{У}} = \frac{S'_{\text{У max}} - k \cdot e}{\text{tg}\theta_{\text{доп}}} - S_A; \qquad S_0^{\text{В}} = \frac{\left| S'_{\text{В}} \right|_{\max} + k \cdot e}{\text{tg}\theta_{\text{доп}}} - S_B,$$

где $k = +1$, так как кулачок вращается против часовой стрелки;

S_A и S_B – перемещения толкателя при $S'_{\text{Т}} = S'_{\text{У max}}$ и $S'_{\text{Т}} = \left| S'_{\text{В}} \right|_{\max}$.

В случае симметричных законов $S_A = S_B = 0{,}5h = 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 0{,}05$ м.

$$S_0^{\text{У}} = \frac{0{,}1637 - 0}{\text{tg}30^{\circ}} - 0{,}05 = 0{,}2335\ \text{м}.$$

$$S_0^{\text{В}} = \frac{0{,}1637 + 0}{\text{tg}30^{\circ}} - 0{,}05 = 0{,}2335\ \text{м}.$$

$$S_0 = \max\left(S_0^{\text{У}}, S_0^{\text{В}}\right) = 0{,}2335\,\text{м}.$$

Минимальный радиус-вектор центрового профиля кулачка

$$r_0 = \sqrt{S_0^2 + e^2} = \sqrt{0{,}2335^2 + 0} = 0{,}2335\,\text{м}.$$

4.4. Определение полярных координат центрового профиля кулачка

Полярные координаты (r_i, α_i) точек центрового профиля кулачка, обеспечивающего заданный закон движения толкателя $S_{\text{Т}}(\varphi)$, определяются по формулам, приведенным в п. 3.1.1.3 пособия [4]. В пояснительной записке следует привести расчетную схему и расчет для двух контрольных положений.

Радиус-вектор профиля

$$r_i = \sqrt{\left(S_0 + S_{\text{Т}i}\right)^2 + e^2},$$

где $S_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2}$.

Полярный угол

$$\alpha_i = \varphi_i - k\beta_i,$$

где $k = \pm 1$ (в зависимости от направления вращения кулачка).

$$\beta_i = \operatorname{arctg}\frac{S_0 + S_{\text{Т}i}}{e} - \operatorname{arctg}\frac{S_0}{e}.$$

Если $e = 0$, то $\beta_i = 0$ и $\alpha_i = \varphi_i$.

Положение 8:

$$S_0 = \sqrt{0{,}2335^2 - 0} = 0{,}2335\,\text{м},$$

$$r_8 = \sqrt{(0{,}2335 + 0{,}0653)^2 + 0} = 0{,}2988\,\text{м}.$$

Представим угол φ_8 в градусах:

$$\varphi_8 = \frac{0{,}7127 \cdot 180}{\pi} = 40{,}83\,\text{град}.$$

Так как $\beta_8 = 0$, то $\alpha_8 = \varphi_8 = 40{,}83$ град.

Положение 21:

$$r_{21} = \sqrt{(0{,}2335 + 0{,}0347)^2 + 0} = 0{,}2682\,\text{м}.$$

Представим угол φ_{21} в градусах:

$$\varphi_{21} = \frac{5{,}0744 \cdot 180}{\pi} = 290{,}83\,\text{град}.$$

Так как $\beta_{21} = 0$, то $\alpha_{21} = \varphi_{21} = 290{,}83$ град.

4.5. Определение углов давления

Угол давления в каждом положении механизма определяется по формуле

$$\operatorname{tg}\theta_i = \frac{S'_{Ti} - k \cdot e}{S_0 + S_{Ti}}.$$

В пояснительной записке следует привести расчет для двух контрольных положений.

Положение 8:

$$\operatorname{tg}\theta_8 = \frac{0{,}1364 - 1 \cdot 0}{0{,}2335 + 0{,}0653} = 0{,}4565, \quad \theta_8 = 24{,}5\,\text{град}.$$

Положение 21:

$$\operatorname{tg}\theta_{21} = \frac{-0{,}1364 - 1 \cdot 0}{0{,}2335 + 0{,}0347} = -0{,}5086, \quad \theta_{21} = -27{,}0 \text{ град.}$$

Примечание. Для механизма с качающимся роликовым толкателем (коромыслом) угол давления определяется по формуле

$$\operatorname{tg}\theta_i = \frac{S'_{Ti} + k\left[l_K - a \cdot \cos\left(\psi_0 + \psi_i\right)\right]}{a \cdot \sin\left(\psi_0 + \psi_i\right)},$$

где $k = \pm 1$ (в зависимости от направления вращения кулачка);

l_K – длина коромысла;

a – межосевое расстояние;

ψ_0 – начальный угол отклонения коромысла от межосевой линии;

ψ_i - текущий угол поворота коромысла.

$$\psi_0 = \arccos \frac{a^2 + l_K^2 - r_0^2}{2 a l_K}, \qquad \psi_i = \frac{S_{Ti}}{l_K}.$$

Углы ψ_0 и ψ_i должны иметь одинаковую размерность.

Угол ψ_i в градусах $\psi_i = \dfrac{180 \cdot S_{Ti}}{\pi \cdot l_K}$.

4.6. Исходные данные для расчетов с помощью программы «Синтез кулачковых механизмов»

Все необходимые исходные данные для работы студента в компьютерном классе составляются в соответствии с запросом программы динамического синтеза механизма (см. п. 2.2.1.1 пособия [4]) в следующей форме:

Тип механизма – см. рис. 4.1.

Вид синтеза – динамический.

Направление вращения кулачка – против часовой стрелки.

Замыкание высшей пары – кинематическое.

Смещение толкателя – задано.

Ход толкателя кулачкового механизма $h = 0{,}1$ м.

Фазовые углы поворота кулачка:

удаления $\varphi_У = 70$ град,

дальнего стояния $\varphi_{ДС} = 180$ град,

возвращения $\varphi_В = 70$ град.

Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме $\theta_{доп} = 30$ град.

Смещение толкателя $e = 0$ м (запрашивается, если дан ответ, что смещение задано).

Законы движения толкателя:

при удалении – закон постоянного ускорения (отношение максимального ускорения к минимальному равно 1),

при возвращении – закон постоянного ускорения (отношение максимального ускорения к минимальному равно 1).

Расчет жесткости пружины не выполняется.

4.7. Обработка результатов расчетов

1. Построение графиков кинематических характеристик и угла давления

По результатам компьютерных расчетов на листе 3 (рис. 4.2) выполняются построения графиков кинематических характеристик $S_T(\varphi_1)$, $S'_T(\varphi_1)$, $S''_T(\varphi_1)$ и угла давления $\theta(\varphi_1)$.

Масштабные коэффициенты кинематических характеристик выбираем из условий:

$$\mu_S = \frac{S_{max}}{y_{S_{max}}} = \frac{0{,}1}{50} = 0{,}002 \text{ м/мм};$$

$$\mu_{S'} = \frac{S'_{max}}{y_{S'_{max}}} = \frac{0{,}1637}{82} = 0{,}002 \text{ м/мм};$$

$$\mu_{S''} = \frac{S''_{max}}{y_{S''_{max}}} = \frac{0{,}268}{67} = 0{,}004 \text{ м/мм}.$$

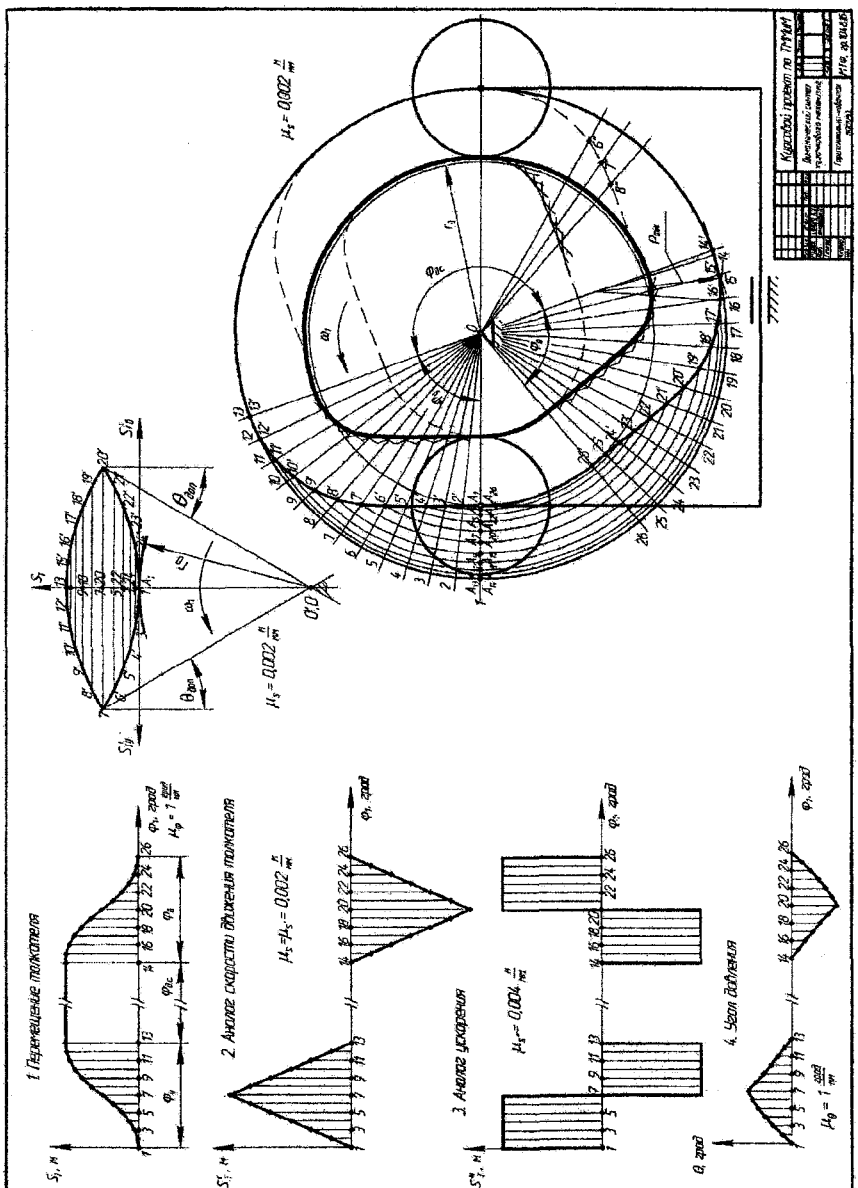

1. Перемещение толкателя
2. Аналог скорости движения толкателя
3. Аналог ускорения
4. Угол давления
Курсовой проект по ТММ

Рис. 4.2

Примечание. Равенство масштабных коэффициентов $\mu_S = \mu_{S'}$ обязательно для дальнейших построений.

Ординаты графиков $S_T(\varphi_1)$, $S'_T(\varphi_1)$, $S''_T(\varphi_1)$ вычисляются как

$$y_{Si} = \frac{S_{Ti}}{\mu_S}; \qquad y'_{Si} = \frac{S'_{Ti}}{\mu_{S'}}; \qquad y''_{Si} = \frac{S''_{Ti}}{\mu_{S''}}.$$

Например, для положений 8 и 21

$$y_{S(8)} = \frac{S_{T(8)}}{\mu_S} = \frac{0{,}0654}{0{,}002} = 32{,}7 \text{ мм};$$

$$y_{S'(8)} = \frac{S'_{T(8)}}{\mu_{S'}} = \frac{0{,}1364}{0{,}002} = 68{,}2 \text{ мм};$$

$$y_{S''(8)} = \frac{S''_{T(8)}}{\mu_{S''}} = \frac{-0{,}268}{0{,}004} = -67 \text{ мм};$$

$$y_{S(21)} = \frac{S_{T(21)}}{\mu_S} = \frac{0{,}0348}{0{,}002} = 17{,}4 \text{ мм};$$

$$y_{S'(21)} = \frac{S'_{T(21)}}{\mu_{S'}} = \frac{-0{,}1364}{0{,}002} = -68{,}2 \text{ мм};$$

$$y_{S''(21)} = \frac{S''_{T(21)}}{\mu_{S''}} = \frac{0{,}268}{0{,}004} = 67 \text{ мм}.$$

Значения ординат y_S, y'_S, y''_S для всех положений механизма приведены в табл. 4.2.

Примем масштабный коэффициент углов $\mu_\varphi = 1$ град/мм.

Таблица 4.2

№ пол.	y_S, мм	$y_S^{/}$, мм	$y_S^{//}$, мм	y_θ, мм
1	0	0	67	0
2	0,7	13,7	67	6,6
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
26	0	0	67	0

Отрезки, соответствующие фазовым углам, равны

$$[1-13]=\frac{\varphi_{\text{у}}}{\mu_\varphi}=\frac{70}{1}=70\,\text{мм};$$

$$[13-14]=\frac{\varphi_{\text{дс}}}{\mu_\varphi}=\frac{180}{1}=180\,\text{мм};$$

$$[14-26]=\frac{\varphi_{\text{в}}}{\mu_\varphi}=\frac{70}{1}=70\,\text{мм}.$$

Каждый из отрезков [1–13], [14–26] делим на 12 равных участков.

Примечание. Если отрезок $[13-14]$, соответствующий углу дальнего стояния $\varphi_{\text{дс}}$, получается большим, то на графиках его можно изобразить с разрывом.

Принимаем масштабный коэффициент угла давления $\mu_\theta = 1$ град/мм. Тогда

$$y_{\theta\max}=\frac{\theta_{\max}}{\mu_\theta}=\frac{30}{1}=30\ \text{мм}.$$

Определяем ординаты графика $\theta(\varphi_1)$ $y_{\theta i}=\frac{\theta_i}{\mu_\theta}$.

Например, для положений 8 и 21

$$y_{\theta_{(8)}} = \frac{\theta_{(8)}}{\mu_\theta} = \frac{24{,}5}{1} = 24{,}5 \text{ мм}.$$

$$y_{\theta_{(21)}} = \frac{\theta_{(21)}}{\mu_\theta} = \frac{-27}{1} = -27 \text{ мм}.$$

Значения ординат y_θ для всех положений механизма приведены в таблице 4.2.

2. Определение основных размеров (графический метод)

На основании графиков $S_T(\varphi_1)$ и $S'_T(\varphi_1)$ строится совмещенная диаграмма $S'_T(S_T)$, с помощью которой определяются основные размеры механизма r_0 и e. При этом должно соблюдаться равенство масштабных коэффициентов $\mu_S = \mu_{S'}$. Методика построения диаграммы $S'_T(S_T)$ и определения r_0 и e описана в п. 3.1.2.3 пособия [4].

Примечание. По указанию руководителя проекта может быть построена упрощенная диаграмма $S'_T(S_T)$ с использованием только параметров $S'_{y\max}$ и S_A, $\left|S'_B\right|_{\max}$ и S_B.

Из построения на листе 3 получено

$$r_0 = \left|OA_1\right| \cdot \mu_S = 117 \cdot 0{,}002 = 0{,}234 \text{ м},$$

$$e = 0.$$

3. Построение центрового и действительного профиля кулачка

В пояснительной записке необходимо привести описание построения центрового профиля кулачка с использованием метода обращения движения. Методика такого построения изложена в п. 3.1.2.4 пособия [4]. Построение выполняется, исходя из параметров, полученных аналитическим методом (на компьютере).

Формулы для определения радиуса ролика $r_р$ и способ построения действительного профиля кулачка приведены в п. 3.1.2.5 пособия [4].

Конструктивное условие:

$$r_р \le 0{,}4 \cdot r_0 = 0{,}4 \cdot 0{,}2335 = 0{,}0934\,\text{м}.$$

Условие отсутствия заострения действительного профиля:

$$r_р \le 0{,}7 \cdot \rho_{min} = 0{,}7 \cdot 0{,}167 = 0{,}1169\,\text{м},$$

где ρ_{min} – минимальный радиус кривизны выпуклых участков центрового профиля кулачка. Радиус ρ_{min} находится приближенно из чертежа:

$$\rho_{min} = 83{,}5 \cdot \mu_S = 83{,}5 \cdot 0{,}002 = 0{,}167\,\text{м}.$$

Принимаем радиус ролика $r_р = 0{,}0934\,\text{м}$.

Примечание. В случае механизма со сдвоенным кулачком профиль второго кулачка получается из условия постоянства расстояния между центрами роликов.

В табл. 4.3 приводится сопоставление результатов расчетов. Примерное расположение графических построений приведено на рис. 4.2.

Таблица 4.3

Параметр	Ед. изм.	Графический метод	Аналитический метод (на компьютере)
r_0	м	0,234	0,2335
e	м	0	0
r_8	м	0,299	0,2988
α_8	град	41	40,83
r_{21}	м	0,268	0,2682
α_{21}	град	291	290,83

4.8. Выводы

Спроектирован кулачковый механизм минимальных размеров, обеспечивающий движение толкателя по заданным законам. Угол давления во всех положениях не превышает заданную допустимую величину $\theta_{доп}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анципорович, П.П. Синтез кривошипно-ползунных механизмов / П.П. Анципорович, В.К. Акулич, Е.М. Дубовская. – Минск: БНТУ, 2006. – 22 с.

2. Динамика машин и механизмов в установившемся режиме движения / П.П. Анципорович [и др.]. – 7-е изд. – Минск: БНТУ, 2011. – 42 с.

3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / В.К. Акулич [и др.]; под общ. ред. Г.Н. Девойно. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 286 с.

4. Синтез кулачковых механизмов / П.П. Анципорович [и др.]. – 2-е изд. – Минск: БНТУ, 2011. – 80 с.

5. Структура механизмов / П.П. Анципорович [и др.]. – 3-е изд. – Минск: БНТУ, 2010. – 32 с.

Учебное издание

АНЦИПОРОВИЧ Петр Петрович
АКУЛИЧ Валерий Константинович
ДУБОВСКАЯ Елена Михайловна
ДВОРЯНЧИКОВА Алла Борисовна

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методическое пособие
по курсовому проектированию
для студентов инженерно-технических специальностей

Технический редактор Д.А. Исаев

Подписано в печать 23.03.2012.
Формат 60×84 $^{1}/_{16}$. Бумага офсетная.
Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.
Усл. печ. л. 3,43. Уч.-изд. л. 2,68. Тираж 500. Заказ 345.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.
ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.
Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.