

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

Национальный технический университет
"Харьковский политехнический институт"

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА
ПО КУРСУ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
ДЛЯ СТУДЕНТОВ ЗАОЧНОГО ОБУЧЕНИЯ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ**

Утверждено
редакционно–издательским
советом университета,
протокол №1 от 05.04.06

Харьков НТУ «ХПИ» 2006

Теория механизмов и машин. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу теории механизмов и машин для студентов заочного обучения машиностроительных специальностей / Сост. Н. А. Ткачук, В. Б. Зеленский и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – 32 с. – На рус. яз.

Составители: Н. А. Ткачук
В. Б. Зеленский
Г. А. Кротенко
З. С. Сафонова

Рецензент В. И. Сериков

Кафедра теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин

СОДЕРЖАНИЕ

Вступление	4
Задание	7
1. Структурный анализ главного механизма	8
2. Кинематическое исследование главного механизма	8
3. Анализ и синтез зубчатого механизма	11
4. Силовой расчет главного механизма	15
5. Выбор приводного асинхронного электродвигателя.....	18
6. Исследование движения машинного агрегата под действием заданных сил	19
7. Синтез кулачкового механизма	23
Список литературы	25
Приложение А. Графическая часть.....	26
Приложение Б. Законы изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма на фазах удаления	30
Приложение В. Таблица значений $inv \alpha$	31

ВСТУПЛЕНИЕ

Цель курсового проекта – закрепление и углубление теоретических знаний путем самостоятельного решения комплексной задачи исследования машины. Для выполнения курсового проекта студент получает задание на исследование машинного агрегата, который состоит (рис. 1) из электродвигателя ЭД,

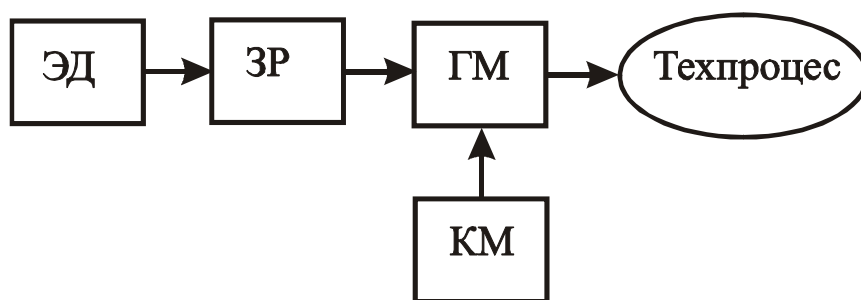


Рисунок 1

понижающей зубчатой передачи ЗР, кулачкового механизма КМ и главного механизма ГМ (шарнирно-рычажного) для выполнения технологического процесса. В соответствии с этим проект включает структурное, кинематическое, силовое исследование главного механизма машины, кинематический анализ и синтез зубчатой передачи, синтез кулачкового механизма, выбор приводного электродвигателя, а также исследование установившегося движения машинного агрегата под действием заданных сил.

Последовательность выполнения курсового проекта во взаимосвязи отдельных его разделов может быть представлена в виде схемы (рис. 2).

Рассмотрим подробно цель и содержание каждого раздела курсового проекта.

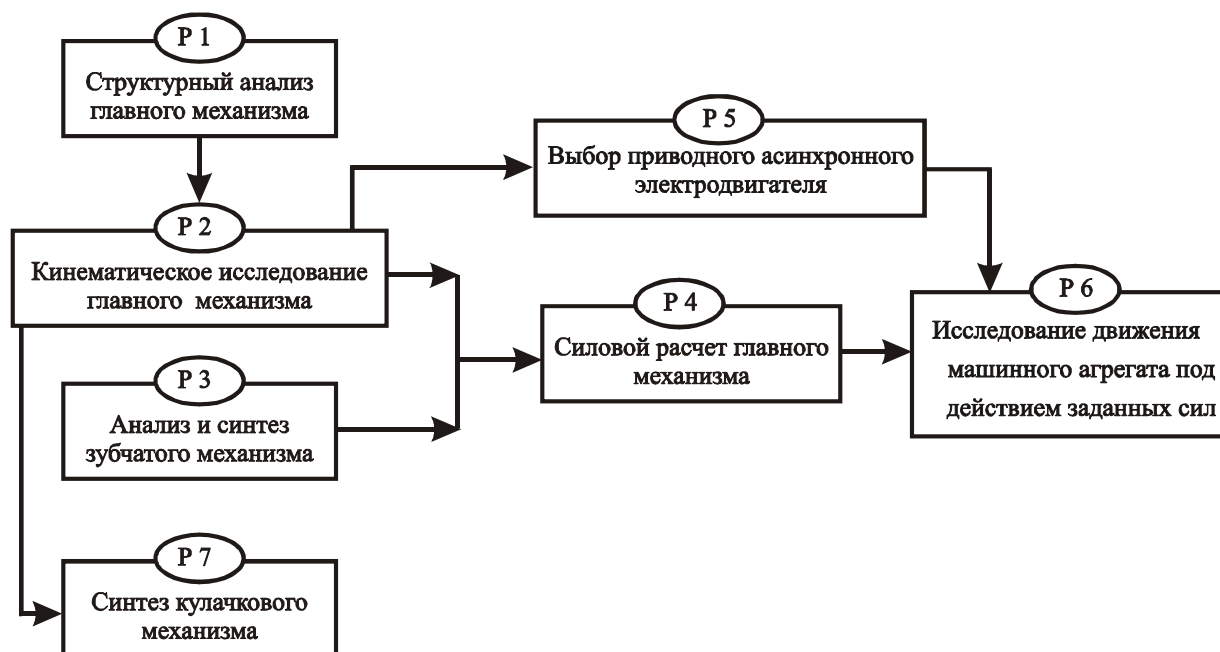


Рисунок 2

Раздел 1. Структурный анализ главного механизма. Цель – определение степени подвижности механизма, количества начальных звеньев и структурных групп Ассура.

Раздел 2. Кинематическое исследование главного механизма. Цель кинематического исследования – определить координаты, скорости и ускорения осей шарниров и центров масс звеньев, углы поворота, угловые скорости и ускорения звеньев для ряда положений начального звена (прил. А, лист 1).

Раздел 3. Анализ и синтез зубчатого механизма. Цель – определение передаточного отношения планетарной ступени, определение числа зубьев колеса для обеспечения заданного передаточного отношения, проверка для планетарной передачи условий соосности, соседства и сборки, а также расчет геометрических параметров передачи с неподвижными осями (прил. А, лист 2).

Раздел 4. Силовой расчет главного механизма. Цель – определение реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы, возникающей в зубчатой передаче $z_4 - z_5$ (прил. А, лист 3).

Раздел 5. Выбор электродвигателя. Цель – подбор двигателя, обеспечивающего необходимую мощность и обороты машинного агрегата.

Раздел 6. Исследование движения машинного агрегата под действием заданных сил. Цель – определение истинной угловой скорости начального звена на установившемся режиме работы машины. Для исследования заменяем реальный механизм его одномассовой динамической моделью в виде диска, который вращается с угловой скоростью начального звена под действием приведен-

ного момента сил M^{np} , момент инерции которого равен приведенному моменту инерции I^{np} (прил. А, лист 3).

Раздел 7. Синтез кулачкового механизма. Цель – определение профиля кулачка, обеспечивающего заданный закон движения ведомого звена для выполнения вспомогательных работ, например, зажим заготовки в ковочной машине (прил. А, лист 4).

Задания на курсовой проект приводятся в шести вариантах. Эти задания соответствуют определенному номеру задания на курсовой проект и определенному варианту задания. Номер задания и номер варианта каждому студенту задает преподаватель. Задания и условные обозначения величин, содержащихся в задании, приведены в [4].

В данных методических указаниях рассмотрено выполнение курсового проекта на примере горизонтально-ковочной машины.

Горизонтально-ковочная машина предназначена для горячей штамповки изделий из пруткового материала, зажимаемого в матрице с вертикальным разъемом.

На схеме машины показаны два исполнительных механизма: кривошипно-ползунный механизм высадки (рис. 3, а) и кулачковый механизм зажима заготовок (рис. 3, в), а также зубчатый механизм привода (рис. 3, б). Механизм подачи заготовки не показан.

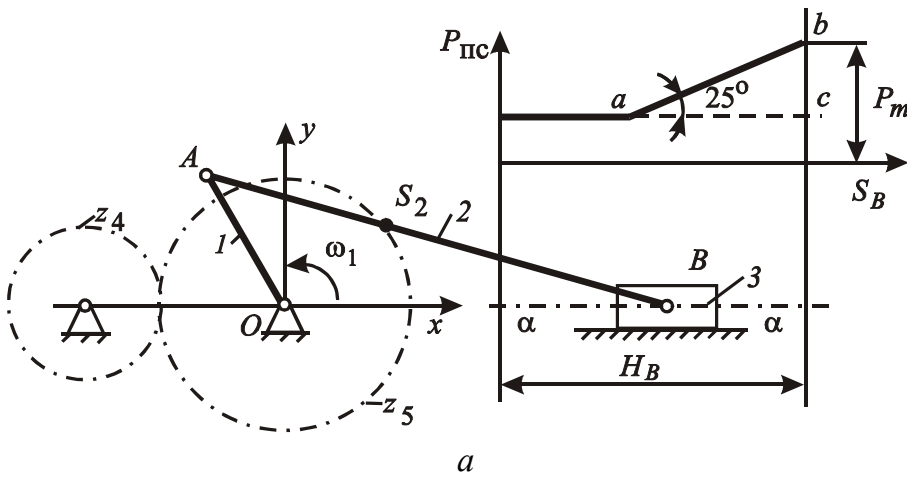
Механизм высадки (подвижные звенья: кривошип 1, шатун 2, ползун 3) приводится в движение от электродвигателя посредством планетарного редуктора (зубчатые колеса z_1, z_2, z_2', z_3 , водило H , рис. 3, б) и зубчатой передачи с неподвижными осями вращения колес z_4 и z_5 . Высадочный ползун 3 с закрепленным на нем пуансоном совершает возвратно-поступательное движение и при движении вправо осуществляет деформацию заготовки, предварительно зажатой в матрице.

Механизм зажима заготовки состоит из кулачков прямого и обратного хода, жестко закрепленных на валу кривошипа.

В разделах 1–7 представлена последовательность выполнения курсового проекта.

Задание

Горизонтально-ковочная машина



$$n_D = 1450 \text{ об/мин};$$

$$n_1 = 75 \text{ об/мин};$$

$$l_{AO} = 0,1 \text{ м};$$

$$l_{AB} = 0,28 \text{ м};$$

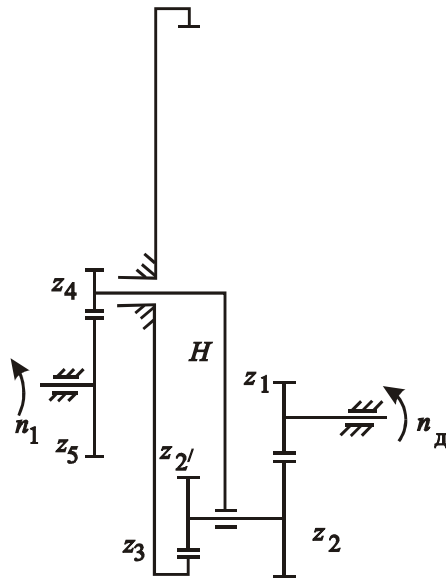
$$l_{AS_2} = 0,084 \text{ м};$$

$$I_{S_2} = 1,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$m_2 = 150 \text{ кг};$$

$$m_3 = 200 \text{ кг};$$

$$P_m = 5000 \text{ Н};$$



$$z_1 = 25;$$

$$z_2 = 50;$$

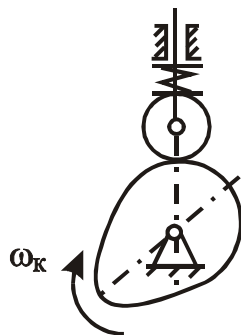
$$z_{2'} = 25;$$

$$z_3 = 100;$$

$$z_4 = 12;$$

$$m = 5;$$

$$b = 10m = 50 \text{ мм};$$



$$\varphi_y = 60^\circ;$$

$$\varphi_c = 60^\circ;$$

$$\varphi_{дв} = 20^\circ;$$

$$[\delta] \leq 30^\circ;$$

$$N = 4;$$

$$h = 0,02 \text{ м}.$$

Рисунок 3

1. Структурный анализ главного механизма

1.1. Кинематическая схема главного механизма (рис. 4)

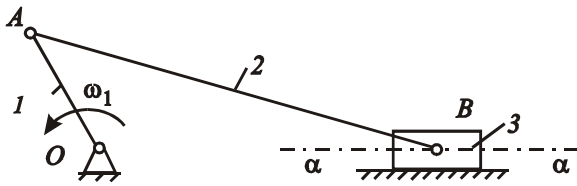


Рисунок 4

По формуле Чебышева определим число степеней подвижности механизма:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1,$$

где $n = 3$ – число подвижных звеньев;

$P_5 = 4$ (0–1; 1–2; 2–3; 3–0) – число кинематических пар 5-го класса;

$P_4 = 0$ – число кинематических пар 4-го класса.

число кинематических пар 4-го класса.

1.2. Построение структурной схемы механизма (рис. 5)

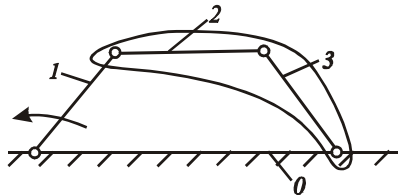


Рисунок 5

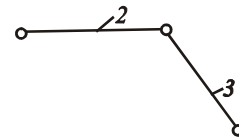


Рисунок 6

Выделим структурные группы (рис. 6): группа из звеньев 2 и 3, первая в порядке образования механизма; 1-й класс по Баранову; 2-й порядок. 2-й класс по Артоболовскому [1, 2].

2. Кинематическое исследование главного механизма

2.1. Определение масштаба длин

Для построения планов положения механизма необходимо определить масштаб длин по формуле

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{|OA|} = \frac{0,1}{50} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}},$$

где $l_{OA} = 0,1$ м – истинная длина кривошипа (звено 1); $|OA| = 50$ мм – отрезок, изображающий на кинематической схеме длину кривошипа (задан произвольно).

Длину звена 2 на чертеже:

$$|AB| = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,28}{0,002} = 140 \text{ мм.}$$

2.2. Построение кинематической схемы главного механизма

В масштабе $\mu_l = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$ строим кинематическую схему главного механизма в семи положениях с общей точкой O , включая положения, где ползун

3 занимает крайнее правое и левое положения (прил. А, лист 1), разделив $\varphi_p = 180^\circ$ на 4, а $\varphi_x = 180^\circ$ на 3.

2.3. Построение планов скоростей и ускорений

Запишем векторные уравнения для построения планов скоростей и ускорений структурной группы 2–3 [1, 2].

Векторные уравнения скоростей:

$$\begin{cases} \vec{V}_{B_2} = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}; \\ \vec{V}_{B_3} = \vec{V}_{B_0} + \vec{V}_{3-0}, \end{cases} \quad (2.1)$$

где $\vec{V}_{B_2} = \vec{V}_{B_3}$, $\vec{V}_{B_0} = 0$, $\vec{V}_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 7,85 \cdot 0,1 = 0,785 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, $\vec{V}_A \perp OA$, $\vec{V}_{BA} \perp BA$,

$$\vec{V}_{3-0} \parallel \alpha - \alpha, \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 75}{30} = 7,85 \text{ с}^{-1}.$$

Векторные уравнения ускорений:

$$\begin{cases} \vec{a}_{B_2} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau; \\ \vec{a}_{B_3} = \vec{a}_{B_0} + \vec{a}_{3-0}^\kappa + \vec{a}_{3-0}^\lambda, \end{cases} \quad (2.2)$$

$\vec{a}_{B_2} = \vec{a}_{B_3}$, $a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 7,85^2 \cdot 0,1 = 6,16 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$, \vec{a}_A направлен по звену l от A к O ,

$\vec{a}_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB}$; вектор \vec{a}_{BA}^n направлен по AB от B к A ; вектор $\vec{a}_{BA}^\tau \perp AB$ и по модулю неизвестен; направлен $\vec{a}_{3-0}^\kappa = 2V_{3-0}\omega_0 = 0$, $\vec{a}_{B_0} = 0$, $\vec{a}_{3-0}^\lambda \parallel \alpha - \alpha$.

2.4. Масштабы планов скорости и ускорения

Вычислим масштабы планов скорости и ускорения для построения планов скоростей и ускорений:

$$\mu_V = \mu_l \cdot \omega_1 = 0,002 \cdot 7,85 = 0,0157 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}} - \text{масштаб плана скорости};$$

$$\mu_a = \mu_l \cdot \omega_1^2 = 0,002 \cdot 7,85^2 = 0,0123 \frac{\text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}} - \text{масштаб плана ускорения}.$$

Предполагаем, что $\omega_1 = \text{const}$.

2.5. Графическое решение системы векторных уравнений

Решая графически системы векторных уравнений (2.1) и (2.2), строим планы скоростей и ускорений для всех положений механизма.

Рассмотрим, например, положение 2.

На плане скоростей: отрезок $(pa) = \frac{V_A}{\mu_V} = OA = 50 \text{ мм}$. Из построенного

плана скоростей: $V_{BA} = (ab) \cdot \mu_V = 32 \cdot 0,0157 = 0,56 \frac{\text{м}}{\text{с}}$;

$V_B = (pb_3) \cdot \mu_V = 26 \cdot 0,0157 = 0,4 \frac{\text{М}}{\text{с}}$, для всех положений механизма значения V_{BA} и V_B заносим в табл. 1.

На плане ускорений: $(\pi a) = \frac{a_A}{\mu_a} = OA = 50 \text{ мм}$; отрезок

$$(an) = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{(ab)^2 \cdot \mu_V^2}{\mu_l \cdot \omega_1^2 (AB) \cdot \mu_l} = \frac{(ab)^2}{(AB)} = \frac{32^2}{140} = 4,6 \text{ мм},$$

где $(ab) = 32 \text{ мм}$ из плана скоростей; $(AB) = 140 \text{ мм}$ из плана положения механизма.

Из построенного плана ускорений:

$$a_B = (\pi b_3) \cdot \mu_a = 36 \cdot 0,123 = 4,43 \frac{\text{М}}{\text{с}^2};$$

$$a_{BA}^\tau = (\pi b_3) \cdot \mu_a = 32 \cdot 0,123 = 3,94 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}.$$

Значения отрезков (an) , а также модули скоростей и ускорений для всех положений механизма занесем в табл.1.

Используя теорему о подобии, на планах скоростей наносим точку S_2 , соединяем ее с полюсом p , получим отрезок (ps_2) . Для положения 2 находим $V_{S_2} = (ps_2) \cdot \mu_V = 40 \cdot 0,0157 = 0,63 \frac{\text{М}}{\text{с}}$.

2.6. Определение угловых скоростей и угловых ускорений

Используя планы скоростей и ускорений, определяем угловые скорости и угловые ускорения звена 2 по формулам

$$|\omega_2| = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{0,56}{0,28} = 2 \text{ с}^{-1};$$

$$|\varepsilon_2| = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{(nb) \cdot \mu_a}{l_{AB}} = \frac{32 \cdot 0,123}{0,28} = 14,1 \text{ с}^{-2}.$$

Величины ω_2 и ε_2 для всех положений заносим в табл. 1, присвоив знак плюс, если они направлены по вращению кривошипа, и знак минус, если в противоположную сторону. Направления ω_2 и ε_2 показаны на кинематической схеме механизма.

Построим в правой части листа (прил. А, лист 1) графики перемещения, скорости и ускорения звена 3, а также угловой скорости и углового ускорения звена 2 в функции угла поворота кривошипа на интервале полного оборота.

Масштаб для угла поворота $\mu_{\varphi_1} = 2 \frac{\text{град}}{\text{мм}}$; масштабы по оси ординат:

$$\mu_{S_B} = 0,002 \frac{\text{М}}{\text{мм}}, \quad \mu_{V_B} = 0,0157 \frac{\text{М}}{\text{с} \cdot \text{мм}}, \quad \mu_{a_B} = 0,0123 \frac{\text{М}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}}, \quad \mu_{\omega_2} = 0,05 \frac{\text{с}^{-1}}{\text{мм}};$$

$$\mu_{\varepsilon_2} = 0,5 \frac{\text{с}^{-2}}{\text{мм}}.$$

Таблица 1

№ ПОЛОЖ.	(ab) , мм	V_{BA} , $\frac{\text{М}}{\text{с}}$	V_B , $\frac{\text{М}}{\text{с}}$	ω_2 , с^{-1}	V_{S_2} , $\frac{\text{М}}{\text{с}}$	(an) , мм	a_B , $\frac{\text{М}}{\text{с}^2}$	ε_2 , с^{-2}	a_{S_2} , $\frac{\text{М}}{\text{с}^2}$
1	50	0,78	0	2,8	0,55	8,8	3,8	0	
2	36	0,56	0,4	2,0	0,63	4,6	4,2	14,1	5,4
3	0	0	0,78	0	0,78	0	2,2	22	
4	36	0,56	0,69	2,0	0,72	4,6	4,2	14,1	
5	50	0,78	0	2,8	0,55	8,8	7,3	0	
6	30	0,47	0,88	1,7	0,82	0,82	2,0	20,2	
7	30	0,47	0,6	1,7	0,69	0,7	3,94	19,4	4,92

Примечание: если кинематический анализ выполняется на ЭВМ, то вместо табл. 1 приводится распечатка результатов кинематического анализа.

3. Анализ и синтез зубчатого механизма

3.1. Кинематическая схема зубчатой передачи

Исходные данные:

$$z_1 = 25; z_4 = 12; z_2 = 50; z_{2'} = 25; z_3 = 100; m = 5; b = 10m = 50 \text{ мм.}$$

3.2. Общее передаточное отношение зубчатой передачи

Определим общее передаточное отношение зубчатой передачи и число зубьев z_5 [2].

$$|i_{д1}| = \frac{\omega_{д}}{\omega_1} = \frac{151,76}{7,85} = 19,3,$$

$$\text{где } \omega_{д} = \frac{\pi n_{д}}{30} = \frac{\pi \cdot 1450}{30} = 151,76 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 75}{30} = 7,85 \text{ с}^{-1}; |i_{д1}| = |i_{14}| \cdot |i_{45}|,$$

$$\text{где } |i_{14}| = 1 - \left(-\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}} \right) = 1 + \frac{50 \cdot 100}{25 \cdot 25} = 9 \text{ — передаточное}$$

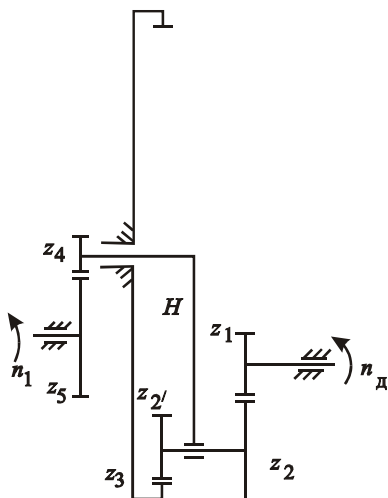


Рисунок 7

отношение планетарного механизма; $|i_{45}| = \left| \frac{z_5}{z_4} \right| = \frac{z_5}{12}$; $|i_{д1}| = 9 \cdot \frac{z_5}{12}$, отсюда

$$z_5 = \frac{12 \cdot |i_{д1}|}{9} = \frac{12 \cdot 19,3}{9} = 25,7, \text{ округляем до целого } z_5 = 26.$$

Проверим для планетарной передачи условия:

- соосности: $m(z_1 + z_2) = m(z_3 - z_{2'})$,
 $25+50 = 100-25, \quad 75 = 75;$
- соседства: $(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_{2'} + 2h_a^*$,

где $k = 3$ – число блоков сателлитов (задается); $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба.

$$(25 + 50) \sin 60^\circ > 25 + 2, \\ 65 > 27;$$

- сборки: $\frac{z_3 \cdot z_2 + z_1 \cdot z_{2'}}{k \cdot L} = Q,$

где Q – любое целое число; L – наименьший общий делитель чисел z_2 и $z_{2'}$, в нашем случае $L = 25$.

$$\frac{100 \cdot 50 + 25 \cdot 25}{3 \cdot 25} = 75.$$

Условие сборки выполняется.

3.3. Синтез зубчатого зацепления

Зубчатое зацепление состоит из колес $z_4=12$; $z_5 = 26$; $m = 5$. Считаем, что зубчатые колеса – прямозубые эвольвентные цилиндрические, нарезанные стандартным реечным инструментом.

3.3.1. Определяем:

- коэффициенты смещения реечного инструмента из условия устранения подреза:

для колеса $z_4 = 12$

$$x_4 = h_a^* \left(1 - \frac{z_4}{z_{\min}} \right) = 1 \left(1 - \frac{12}{17} \right) = 0,294;$$

для колеса $z_5 = 26$

$$x_5 = 0, \text{ так как } z_5 > z_{\min} = 17; h_a^* = 1;$$

- угол эксплуатационного зацепления α_w

$$\text{inv } \alpha_W = \text{inv } \alpha_0 + 2 \frac{x_4 + x_5}{z_4 + z_5} \text{tg } \alpha_0 = \text{inv } 20^\circ + 2 \frac{0,294 + 0}{12 + 26} \text{tg } 20^\circ = 0,0205;$$

по значению $\text{inv } \alpha_W = 0,0205$ найдем угол $\alpha_W = 22^\circ 10'$ (прил. В).

- коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{z_4 + z_5}{2} \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} - 1 \right) = \frac{12 + 26}{2} \left(\frac{0,939}{0,926} - 1 \right) = 0,267;$$

- коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_4 + x_5 - y = 0,294 + 0 - 0,267 = 0,027;$$

- радиальный зазор

$$c = c^* m = 0,25 \cdot 5 = 1,25 \text{ мм};$$

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

- межосевое расстояние

$$a_W = m \cdot \frac{z_4 + z_5}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} = 5 \cdot \frac{12 + 26}{2} \cdot \frac{0,939}{0,926} = 96,33 \text{ мм};$$

- радиусы делительных окружностей

$$r_4 = \frac{mz_4}{2} = \frac{5 \cdot 12}{2} = 30 \text{ мм}; \quad r_5 = \frac{mz_5}{2} = \frac{5 \cdot 26}{2} = 65 \text{ мм};$$

- радиусы основных окружностей

$$r_{b_4} = \frac{mz_4}{2} \cos \alpha_0 = \frac{5 \cdot 12}{2} \cdot 0,939 = 28,17 \text{ мм};$$

$$r_{b_5} = \frac{mz_5}{2} \cos \alpha_0 = \frac{5 \cdot 26}{2} \cdot 0,939 = 61,03 \text{ мм};$$

- радиусы начальных окружностей

$$r_{W_4} = \frac{mz_4}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} = \frac{5 \cdot 12}{2} \cdot \frac{0,939}{0,926} = 30,42 \text{ мм};$$

$$r_{W_5} = \frac{mz_5}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} = \frac{5 \cdot 26}{2} \cdot \frac{0,939}{0,926} = 65,91 \text{ мм};$$

(проверка: $a_W = r_{W_4} + r_{W_5}$; $96,33 = 30,42 + 65,91$; $96,33 = 96,33$);

- радиусы окружностей впадин

$$r_{f_4} = m \left(\frac{z_4}{2} + x_4 - h_a^* - c^* \right) = 5 \left(\frac{12}{2} + 0,294 - 1 - 0,25 \right) = 25,22 \text{ мм};$$

$$r_{f_5} = m \left(\frac{z_5}{2} + x_5 - h_a^* - c^* \right) = 5 \left(\frac{26}{2} + 0 - 1 - 0,25 \right) = 58,75 \text{ мм},$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки;

- радиусы окружностей вершин

$$r_{a_4} = m \left(\frac{z_4}{2} + h_a^* + x_4 - \Delta y \right) = 5 \left(\frac{12}{2} + 1 + 0,294 - 0,027 \right) = 36,33 \text{ мм};$$

$$r_{a_5} = m \left(\frac{z_5}{2} + h_a^* + x_5 - \Delta y \right) = 5 \left(\frac{26}{2} + 1 + 0 - 0,027 \right) = 69,86 \text{ мм};$$

проверка: $r_{a_4} + r_{f_5} + c = r_{a_5} + r_{f_4} + c = a_w$;

$$36,33 + 58,75 + 1,25 = 69,86 + 25,22 + 1,25 = 96,33; \quad 96,33 = 96,33 = 96,33;$$

- толщину зубьев по делительной окружности

$$S_4 = \frac{\pi m}{2} + 2x_4 m \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\pi \cdot 5}{2} + 2 \cdot 0,294 \cdot 5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 8,92 \text{ мм};$$

$$S_5 = \frac{\pi m}{2} = \frac{\pi \cdot 5}{2} = 7,85 \text{ мм};$$

- шаг зацепления по делительной окружности

$$P = \pi m = \pi \cdot 5 = 15,7 \text{ мм}.$$

3.3.2. В прил. А (лист 2) представлена картина зацепления в масштабе 10:1. На линии зацепления показана активная часть линии зацепления (ab).

3.3.3. Расчет значений коэффициентов относительного удельного скольжения зубьев произведен по формулам:

$$\vartheta_4 = 1 - |i_{54}| \frac{\rho_5}{\rho_4} = 1 - 0,46 \frac{\rho_5}{\rho_4}; \quad \vartheta_5 = 1 - |i_{45}| \frac{\rho_4}{\rho_5} = 1 - 2,17 \frac{\rho_4}{\rho_5},$$

где $|i_{54}| = \frac{\omega_5}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_5} = \frac{12}{26} = 0,46$; $|i_{45}| = \frac{\omega_4}{\omega_5} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{26}{12} = 2,17$,

ρ_5 и ρ_4 – отрезки, взятые по линии зацепления от точек N_5 и N_4 соответственно;

$$\rho_5 = l_{N_5 N_4} - \rho_4.$$

Результаты расчетов сведены в табл. 2.

Таблица 2

ρ_4 , мм	0	15	25	45	65	77
ϑ_4	$-\infty$	-3,13	0	0,67	0,91	1,0
ϑ_5	0,475	0,615	0	-2,05	-10,7	$-\infty$

По полученным значениям ϑ_4 и ϑ_5 построены графики изменения ϑ_4 и ϑ_5 .

3.3.4. Коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = \frac{(ab)}{p_b} = \frac{20}{\pi \cdot 5 \cdot 0,939},$$

где (ab) – длина активной части линии зацепления.

4. Силовой расчет главного механизма

Силовой расчет проведен для двух положений механизма: 2 и 7 (прил. А, лист 3) [1, 2].

4.1. Силовой расчет для положения 2 (рабочий ход)

4.1.1. Определяем:

- силы тяжести звеньев: $G_2 = m_2 g = 150 \cdot 9,8 = 1470 \text{ Н}$;
 $G_3 = m_3 g = 200 \cdot 9,8 = 1960 \text{ Н}$;
- силу производственного сопротивления по графику (рис. 3, а)

$$P_{\text{пс}} = \frac{P_m}{L} \cdot L_2 = \frac{5000}{20} \cdot 7 = 1750 \text{ Н},$$

где $L = 20 \text{ мм}$, $L_2 = 7 \text{ мм}$ – отрезки из графика $P_{\text{пс}}(S_B)$ (прил. А, лист 1);

- силы и моменты сил инерции звеньев:

$P_{и_2} = |m_2 a_{S_2}| = 150 \cdot 5,4 = 810 \text{ Н}$, вектор $\vec{P}_{и_2}$ направлен против \vec{a}_{S_2} и приложен в центре масс S_2 ;

$P_{и_3} = |m_3 a_{S_3}| = 200 \cdot 4,2 = 840 \text{ Н}$, вектор $\vec{P}_{и_3}$ направлен против \vec{a}_{S_3} и приложен в точке B ;

$M_{и_2} = |I_{S_2} \varepsilon_2| = 1,5 \cdot 14,1 = 21,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{и_2}$ направлен против ε_2 .

Определяем внешние реакции \vec{R}_{21} , \vec{R}_{30} и внутренние реакции $\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$.

4.1.2. Определение внешних реакций

Реакцию \vec{R}_{21} разложим на нормальную \vec{R}_{21}^n и тангенциальную \vec{R}_{21}^τ составляющие: \vec{R}_{21}^n направлена по звену 2, $\vec{R}_{21}^\tau \perp \vec{R}_{21}^n$.

1) \vec{R}_{21}^τ находим из условия равновесия звена 2: $\sum M_B(\vec{P}_i) = 0$.

Имеем

$$\begin{aligned} -R_{21}^\tau l_{AB} + (G_2 h_{G_2} + P_{и_2} h_{P_{и_2}}) \cdot \mu_l + M_{и_2} &= 0; \\ R_{21}^\tau &= \frac{(G_2 h_{G_2} + P_{и_2} h_{P_{и_2}}) \cdot \mu_l + M_{и_2}}{l_{AB}} = \\ &= \frac{(1470 \cdot 90 + 810 \cdot 26) \cdot 0,002 + 21,1}{0,28} = 1170,8 \text{ Н}; \end{aligned}$$

2) \vec{R}_{21}^n и \vec{R}_{30} определяем из условия равновесия структурной группы 2–3:
 $\sum \vec{P}_i = 0$;

$$\vec{R}_{21}^n + \vec{R}_{21}^\tau + \vec{G}_2 + \vec{P}_{и_2} + \vec{G}_3 + \vec{P}_{и_3} + \vec{P}_{\text{пс}} + \vec{R}_{30} = 0.$$

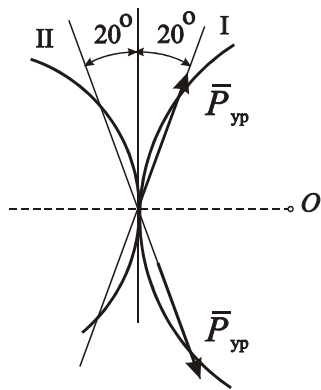
План сил построен в масштабе $\mu_p = 50 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$; из плана сил находим

$$R_{21}^n = 74 \cdot 50 = 3700 \text{ Н}; R_{30} = 37 \cdot 50 = 1850 \text{ Н}; R_{21} = \sqrt{(R_{21}^n)^2 + (R_{21}^t)^2} = 3881 \text{ Н}.$$

3) Плечо приложения реакции R_{30} находим из условия равновесия звена 3: $\sum M_B(\bar{P}_i) = 0$; $R_{30}x_{30} = 0$; $x_{30} = 0$; R_{30} проходит через шарнир B .

4.1.3. Внутренняя реакция R_{23} определена из условия равновесия звена 2: $\sum \bar{P}_i = 0$ ($\bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^t + \bar{G}_2 + \bar{P}_{и_2} + \bar{R}_{23} = 0$) построением плана сил. Из плана сил имеем: $R_{23} = 52 \cdot 50 = 2600 \text{ Н}$.

4.1.4. Силовой расчет начального (входного) звена (звено 1). Передача движения звену 1 происходит через зубчатую передачу (см. разд. 3): $z_4 = 12$, $z_5 = 25$. На начальном звене это зацепление показано в



масштабе $\mu_l = 0,002 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$.

Сила \bar{P}_{yp} по условию передачи сил в зубчатом зацеплении может быть направлена по одной из линий зацепления I или II (как показано на рис. 8). Выбираем то направление \bar{P}_{yp} (по линии I), при котором момент этой силы относительно точки O создает момент, направленный противоположно моменту силы \bar{R}_{12} относительно точки O .

Рисунок 8

Определяем приложенные к начальному звену:

1) уравнивающую силу \bar{P}_{yp} , из условия равновесия звена 1 $\sum M_O(\bar{P}_i) = 0$, $(\bar{P}_{yp}h_{yp} - R_{12}h_{R_{12}}) \cdot \mu_l = 0$;

$$\bar{P}_{yp} = \frac{R_{12}h_{R_{12}}}{h_{yp}} = \frac{3881 \cdot 13}{30} = 1681,7 \text{ Н};$$

2) \bar{R}_{10} (реакцию в шарнире O) из условия равновесия звена 1 $\sum \bar{P}_i = 0$; $\bar{R}_{12} + \bar{P}_{yp} + \bar{R}_{10} = 0$ построением плана сил.

План сил построен в масштабе $\mu_p = 50 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$; из плана сил имеем

$$\bar{R}_{10} = 90 \cdot 50 = 4500 \text{ Н};$$

3) уравнивающий момент $M_{yp} = P_{yp}h_{yp} \cdot \mu_l = 100,9 \text{ Нм}$

4.1.5. Проверка правильности силового расчета с помощью общей теоремы динамики:

$$M_{\text{уп}}^* \omega_1 = (P_{\text{пс}} + P_{\text{и}_3}) \cdot V_{B_3} \cos\left(\widehat{P_{\text{пс}} V_{B_3}}\right) + G_2 V_{S_2} \cos\left(\widehat{G_2 V_{S_2}}\right) + \\ + P_{\text{и}_2} V_{S_2} \cos\left(\widehat{P_{\text{и}_2} V_{S_2}}\right) + M_{\text{и}_2} \omega_2 = (1750 + 840) \cdot 0,4(-1) + \\ + 1470 \cdot 0,63 \cos 60^\circ + 810 \cdot 0,63 \cos 120^\circ + 21,1 \cdot 2 = -785,9 \text{ Нм.}$$

$$M_{\text{уп}}^* = \frac{-785,9}{7,85} = -100,11 \text{ Нм.}$$

Погрешность силового расчета

$$\Delta = \left| \frac{M_{\text{уп}}^* - M_{\text{уп}}}{M_{\text{уп}}^*} \right| \cdot 100 \% = 0,8 \% < [5 \%].$$

4.2. Силовой расчет для положения 7 (холостой ход)

4.2.1. Определяем силы и момент сил инерции звеньев:

$P_{\text{и}_2} = |m_2 a_{S_2}| = 150 \cdot 4,92 = 738 \text{ Н}$, вектор $\bar{P}_{\text{и}_2}$ направлен против a_{S_2} и приложен в центре масс S_2 ;

$P_{\text{и}_3} = |m_3 a_{S_3}| = 200 \cdot 3,94 = 788 \text{ Н}$, вектор $\bar{P}_{\text{и}_3}$ направлен против a_{B_3} и приложен в точке B ;

$M_{\text{и}_2} = |I_{S_2} \varepsilon_2| = 1,5 \cdot 19,4 = 29,1 \text{ Нм}$, $M_{\text{и}_2}$ направлен против ε_2 .

4.2.2. Определение внешних реакций

1) \bar{R}_{21}^τ находим из условия равновесия звена 2:

$$\sum M_B(\bar{P}_i) = 0. - R_{21}^\tau l_{AB} + (G_2 h_{G_2} + P_{\text{и}_2} h_{P_{\text{и}_2}}) \cdot \mu_l + M_{\text{и}_2} = 0;$$

$$R_{21}^\tau = \frac{(-G_2 h_{G_2} + P_{\text{и}_2} h_{P_{\text{и}_2}}) \cdot \mu_l + M_{\text{и}_2}}{l_{AB}} = \\ = \frac{(-1470 \cdot 92 + 738 \cdot 28) \cdot 0,002 + 29,1}{0,28} = -714 \text{ Н};$$

\bar{R}_{21}^τ направляем в сторону, противоположную изображенному на схеме нагружения группы Ассур.

2) \bar{R}_{21}^n и \bar{R}_{30} определяем из условия равновесия структурной группы 2–3:

$$\sum \bar{P}_i = 0; \bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^\tau + \bar{G}_2 + \bar{P}_{\text{и}_2} + \bar{G}_3 + \bar{P}_{\text{и}_3} + \bar{R}_{30} = 0.$$

Строим план сил в масштабе $\mu_p = 50 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$; из плана сил: $R_{21}^n = 26 \cdot 50 = 1300$

Н; $R_{30} = 54 \cdot 50 = 2700 \text{ Н}$; $R_{21} = \sqrt{(R_{21}^n)^2 + (R_{21}^\tau)^2} = 1483,4 \text{ Н}$.

3) Плечо приложения реакции R_{30} находим из условия равновесия звена 3:
 $\sum M_B(\bar{P}_i) = 0; R_{30}x_{30} = 0; x_{30} = 0.$

4.2.3. Внутренняя реакция R_{23} определена из условия равновесия звена 2
 $\bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^r + \bar{G}_2 + \bar{P}_{и_2} + \bar{R}_{23} = 0$ построением плана сил. Из плана сил имеем
 $R_{23} = 22 \cdot 50 = 1100 \text{ Н}.$

4.2.4. Силовой расчет начального звена (звено 1).

Определяем приложенные к начальному звену:

1) \bar{P}_{yp} из условия равновесия звена 1

$\sum M_O(\bar{P}_i) = 0, (\bar{P}_{yp}h_{yp} - R_{12}h_{R_{12}}) \cdot \mu_l = 0;$

$$\bar{P}_{yp} = \frac{R_{12}h_{R_{12}}}{h_{yp}} = \frac{1483,4 \cdot 44}{30} = 2175,6 \text{ Н};$$

2) \bar{R}_{10} из условия равновесия звена 1 $\sum \bar{P}_i = 0; \bar{R}_{12} + \bar{P}_{yp} + \bar{R}_{10} = 0$
 построением плана сил. Из плана сил имеем

$$\bar{R}_{10} = 38 \cdot 50 = 19000 \text{ Н};$$

3) уравнивающий момент

$$M_{yp} = P_{yp}h_{yp} \cdot \mu_l = 2175,6 \cdot 30 \cdot 0,002 = 130,53 \text{ Нм}.$$

4.2.5. Проверка правильности силового расчета с помощью общей теоремы динамики:

$$M_{yp}^* \omega_1 = P_{и_2} V_{S_2} \cos \left(P_{и_2} \hat{V}_{S_2} \right) + G_2 V_{S_2} \cos \left(G_2 \hat{V}_{S_2} \right) + \\ + P_{и_3} V_B \cos \left(P_{и_3} \hat{V}_B \right) - M_{и_2} \omega_2;$$

$$M_{yp}^* = \frac{1}{7,85} (738 \cdot 0,69 \cos 65^\circ + 1470 \cdot 0,69 \cos 70^\circ + \\ + 788 \cdot 0,6 \cdot 1 - 29,1 \cdot 1,7) = 125,53 \text{ Нм}.$$

Погрешность силового расчета

$$\Delta = \left| \frac{M_{yp}^* - M_{yp}}{M_{yp}^*} \right| \cdot 100 \% = 3,98 \% < [5 \%].$$

5. Выбор приводного асинхронного электродвигателя

5.1. Определение работы силы полезного сопротивления

Работу сил полезного сопротивления определяем по площади диаграммы сил полезного сопротивления (рис. 3). В рассматриваемом случае площадь

представим как сумму площадей прямоугольника со сторонами: $P = 1750$ Н, $H_B = 100 \cdot 0,002 = 0,2$ м и треугольника Δabc , у которого $(bc) = 3250$ Н, $(ac) = 62 \cdot 0,002 = 0,124$ м.

$$A_{\text{пс}} = 1750 \cdot 0,2 + \frac{1}{2} 3250 \cdot 0,124 = 551,5 \text{ Дж.}$$

5.2. Определение мощности приводного двигателя

Мощность приводного двигателя (N)

$$N = \frac{A_{\text{пс}}}{T \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot 1000} = \frac{551,5}{0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1000} = 0,765 \text{ кВт,}$$

где $T = \frac{60}{n_1} = \frac{60}{75} = 0,8$ с – время одного оборота звена I ; $\eta_{\text{зп}} = 0,9$ – КПД зубчатой передачи; $\eta_{\text{г}} = 0,8$ – КПД главного механизма.

5.3. Выбор приводного электродвигателя

По каталогу асинхронных электродвигателей выбираем электродвигатель 4АХ80А4У3 [3].

$N = 1,1$ кВт – мощность электродвигателя; $n_c = 1500$ об/мин – синхронное число оборотов; $n_n = 1450$ об/мин – номинальное число оборотов; $I_p = 0,002$ кг · м² – момент инерции ротора электродвигателя.

6. Исследование движения машинного агрегата под действием заданных сил

6.1. Приведение сил главного механизма

Приведенный к звену I момент $M^{\text{пр}}$ сил полезного сопротивления ($P_{\text{пс}}$) и сил тяжести определяем по формуле

$$M^{\text{пр}} = \frac{1}{\omega_1} [P_{\text{пс}} V_B \cos(-1) + G_5 V_{S_2} \cos(G_2 \hat{V}_{S_2}) + G_3 V_B \cos 90^\circ],$$

для семи положений механизма (табл. 4).

Таблица 4

φ_1 , град	0	45	90	135	180	240	300	360
$P_{\text{пс}}$, Н	1750	1750	1750	4000	5000	0	0	0
$\cos(G_2 \hat{V}_{S_2})$	1	0,5	0	-0,5	-1	-0,4	0,4	1
$M^{\text{пр}}$, Нм	103	-30,18	-174	-419	-103	-44,19	44,19	103

По найденному значению M^{np} строим график зависимости $M^{np} = M^{np}(\varphi_1)$ (прил. А, лист 3).

6.2. Приведение масс машинного агрегата

6.2.1. Приведенный к звену I момент инерции главного механизма $I_{г.л.м}^{np}$ определяем по формуле, $кг \cdot м^2$,

$$I_{г.л.м}^{np} = \frac{1}{\omega_1^2} (m_2 V_{S_2}^2 + I_{S_2} \omega_2^2 + m_3 V_{B_3}^2),$$

для семи положений механизма (см. табл. 5).

Таблица 5

φ_1 , град	0	45	90	135	180	240	300	360
$I_{г.л.м}^{np}$, $кг \cdot м^2$	0,93	1,6	3,46	2,9	0,93	2,71	2,4	0,93

По результатам построен на листе 2 график $I_{г.л.м}^{np} = I_{г.л.м}^{np}(\varphi_1)$.

6.2.2. Приведем массы звеньев зубчатой передачи и ротора электродвигателя к звену I :

$$I_p^{np} = I_p \left(\frac{n_n}{n_1} \right)^2 = 0,002 \left(\frac{1450}{75} \right)^2 = 0,9 \quad кг \cdot м^2;$$

$$\begin{aligned} I_3^{np} &= \frac{1}{\omega_1^2} \{ I_{z_1} \omega_d^2 + \kappa [(M_{z_2} + M_{z_{2'}}) \cdot V_c^2 + (I_{z_2} + I_{z_{2'}}) \cdot \omega_c^2] + I_{z_4} \omega_{z_4}^2 \} + I_{z_5} = \\ &= \frac{1}{7,85^2} \{ 0,009 \cdot 151,76^2 + 3 [(19,13 + 4,78) \cdot 3,2^2 + (0,149 + 0,009) \cdot 50,38^2] + \\ &\quad + 0,0009 \} + 0,011 = 34,82, \quad кг \cdot м^2; \end{aligned}$$

$$I_{п}^{np} = I_p^{np} + I_3^{np} = 0,9 + 34,82 = 35,72, \quad кг \cdot м^2 - const.$$

Моменты инерции зубчатых колес определены по формуле

$$I_z = M_z \frac{r^2}{2},$$

где M_z – масса колеса; $r = \frac{m \cdot z}{2}$ – радиус делительной окружности.

$$M_z = \pi r_z^2 b \gamma = \pi \cdot 0,05 \cdot 0,78 \cdot 10^3 r^2 = 1224,6 \cdot r^2, \quad кг,$$

$b = 0,05$ м – ширина венца зубчатого колеса; $\gamma = 7,8 \cdot 10^3$ $кг/м^3$ – удельный вес стали.

$$z_1 = z_{2'} = 25; \quad r_{z_1} = r_{z_{2'}} = \frac{5 \cdot 25}{2} = 625 \text{ мм}; \quad M_{z_1} = M_{z_{2'}} = 4,78 \text{ кг}; \quad I_{z_1} = I_{z_{2'}} = 0,009 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot м^2;$$

$$z_2 = 50; \quad r_{z_2} = \frac{5 \cdot 50}{2} = 125 \text{ мм}; \quad M_{z_2} = 19,13 \text{ кг}; \quad I_{z_2} = 0,149 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$z_4 = 12; \quad r_{z_4} = \frac{5 \cdot 12}{2} = 30 \text{ мм}; \quad M_{z_4} = 1,5 \text{ кг}; \quad I_{z_4} = 0,0009 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$z_5 = 26; \quad r_{z_5} = \frac{5 \cdot 26}{2} = 65 \text{ мм}; \quad M_{z_5} = 5,17 \text{ кг}; \quad I_{z_5} = 0,011 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Скорость оси сателлита

$$V_c = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \omega_{z_4} = \frac{5 \cdot (25 + 50)}{2} \cdot 17 \cdot 10^{-3} = 3,2 \text{ м/с},$$

где $\omega_{z_4} = \omega_{z_1} \frac{z_5}{z_4} = 7,85 \frac{26}{12} = 17 \text{ с}^{-1}$.

Угловая скорость блока сателлитов ω_c определена с использованием метода инверсии:

$$\frac{\omega_c - \omega_{z_4}}{\omega_{z_1} - \omega_{z_4}} = -\frac{z_1}{z_2} = -\frac{25}{50} = -0,5; \quad \omega_c = -50,38 \text{ с}^{-1}.$$

6.3. Определение приведенного момента двигателя

Предполагаем, что приведенный момент двигателя $M_d^{\text{пр}}$ на рабочем участке механической характеристики электродвигателя можно описать параболой $M_d^{\text{пр}} = A - B\omega^2$, где A и B – некоторые постоянные величины, которые определим по формулам

$$A = \frac{M_H^{\text{пр}} \omega_c^2}{\omega_c^2 - \omega_H^2} = \frac{139,7 \cdot 66,1}{66,1 - 61,6} = 2062,3 \text{ Нм};$$

$$B = \frac{M_H^{\text{пр}}}{\omega_c^2 - \omega_H^2} = \frac{139,7}{66,1 - 61,6} = 31,2 \frac{\text{Нм}}{\text{с}^{-2}},$$

где $M_H^{\text{пр}} = 9549 \frac{N_3}{n_H} |i_{д1}| = 9549 \cdot \frac{1,1}{1450} \cdot 19,3 = 139,7 \text{ Нм}$ – приведенный к звену I номинальный момент на роторе электродвигателя;

$\omega_c = \frac{\pi n_c}{30 \cdot i_{д1}} = \frac{\pi \cdot 1500}{30 \cdot 19,3} = 8,13 \text{ с}^{-1}$ – приведенная к звену I синхронная угловая скорость электродвигателя;

$\omega_H = \frac{\pi n_H}{30 \cdot i_{д1}} = \frac{\pi \cdot 1450}{30 \cdot 19,3} = 7,85 \text{ с}^{-1}$ – приведенная к звену I номинальная угловая скорость электродвигателя.

6.3. Определение закона движения звена 1

Закон движения звена $I \omega_1 = \omega_1(\varphi)$ определяем, используя формулу

$$\omega_{i+1} = \sqrt{\frac{(I_{\pi_i} - B\Delta\varphi) \cdot \omega_i^2 + (M_{\pi_i} + M_{\pi_{i+1}} + 2A) \cdot \Delta\varphi}{I_{\pi_{i+1}} + B\Delta\varphi}},$$

где $i = 1, 2, \dots, 20$ – индекс соответствует номеру положения кривошипа;

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{20} = 0,314 \text{ – угловой шаг.}$$

Задавшись $\omega_1 = \omega_n = 7,85 \text{ с}^{-1}$, последовательно ведем расчет для $i = 1, 2, \dots, 20$ на первом обороте кривошипа, а затем, приняв для начала нового оборота $(\omega_1)_II = (\omega_{21})_I$, где ω_{21} – значение в конце предыдущего оборота, определяем ω_1 для второго оборота. Расчет заканчиваем тогда, когда ω_{i+1} для какого-то номера i совпадет с ω_{i+1} при таком же i предыдущего оборота. Совокупность найденных ω между этими значениями ω_{i+1} последовательных оборотов кривошипа и дает значения ω при установившемся движении. Результаты расчетов сведены в табл. 6. Значения $I_{\Sigma_i}^{\text{np}}$ и M_i^{np} взяты из графиков $I_i^{\text{np}}(\varphi_1)$ и $M_i^{\text{np}}(\varphi_1)$, $I_i^{\text{np}} = I_r^{\text{np}} + 34,91 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Таблица 6

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ω_i	8,33	8,30	8,23	8,13	7,99	7,89	7,87	7,76	7,63	7,58	7,63
i	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
ω_i	7,7	7,77	7,79	7,87	7,97	8,08	8,17	8,25	8,29	8,33	

Искомые значения ω выделены в табл. 7. По этим значениям ω_i построен график зависимости $\omega(\varphi_1)$ (прил. А, лист 2).

Из графика находим:

$$\omega_{\min} = 7,58 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_{\max} = 8,33 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{cp}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \frac{8,33 + 7,58}{2} = 7,955 \text{ с}^{-1}.$$

Коэффициент неравномерности хода машины

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}} = \frac{8,33 - 7,58}{7,955} = 0,094.$$

Таблица 7

i п/п	I_i^{np}	I_{i+1}^{np}	M_i^{np}	M_{i+1}^{np}	$\omega_{i+1}(I)$	$\omega_{i+1}(II)$
1	35,84	36,11	103	60	8,04	8,30
2	36,11	36,61	60	-20	8,08	8,23
3	36,61	37,11	-20	-70	8,04	8,13
4	37,11	38,11	-70	-140	7,94	7,99
5	38,11	38,51	-140	-174	7,87	7,89
6	38,51	38,31	-174	-300	7,85	7,87
7	38,31	37,91	-300	-410	7,75	7,76
8	37,91	37, 11	-410	-380	7,62	7,628
9	37,11	36,21	-380	-240	7,58	7,58
10	36,21	35,91	240	-110	7,63	7,63
11	35,91	36,51	-110	-80	7,7	
12	36,51	37,11	-80	-70	7,77	
13	37,11	37,91	-70	-60	7,79	
14	37,91	38,01	-60	-20	7,87	
15	38,01	37,91	-20	10	7,97	
16	37,91	37,51	10	30	8,08	
17	37,51	37,01	30	50	8,17	
18	37,01	36,41	50	80	8,25	
19	36,41	36,11	80	100	8,29	
20	36,11	35,8	100	103	8,33	
21	35,80	35,84	103	103	8,32	

7. Синтез кулачкового механизма

7.1. Определение закона движения толкателя

Схема кулачкового механизма показана на рис. 9.

Исходные данные: закон движения толкателя

$$S'' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_y, \\ -a, & 0,5\varphi_y \leq \varphi \leq \varphi_y, \end{cases}$$

где $h = 20$ мм – ход толкателя; фазовые углы: $\varphi_y = \varphi_c = 60^\circ$, $\varphi_{дв} = 20^\circ$; $[\delta] \leq 30^\circ$ – допустимый угол давления.

Дважды аналитически проинтегрируем закон движения толкателя.

Для первого участка ($0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_y$) имеем:

$$S''_I = a; S'_I = \int a d\varphi = a\varphi + C_1.$$

Начальные условия: при $\varphi = 0 \rightarrow \Delta S'_I = 0$.

Следовательно, $C_1 = 0$ и $S'_I = a\varphi$,

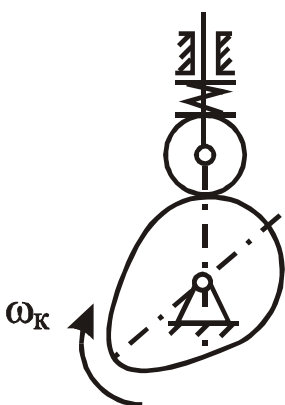


Рисунок 9

При $\varphi = 0 \rightarrow \Delta S_I = 0$.

Следовательно, $C_2 = 0$ и $\Delta S_I = \frac{a\varphi^2}{2}$.

Для второго участка ($0,5\varphi_y \leq \varphi \leq \varphi_y$) имеем $S''_{II} = -a$,

$$S'_{II} = \int -a d\varphi = -a\varphi + C_3.$$

При $\varphi = 0,5\varphi_y \rightarrow S'_{II} = S'_I\left(\frac{\varphi_y}{2}\right) = \frac{a\varphi_y}{2}$; $\frac{a\varphi_y}{2} = -\frac{a\varphi_y}{2} + C_3$.

Откуда $C_3 = a\varphi_y$ и $S'_{II} = -a\varphi + a\varphi_y$.

$$\Delta S_{II} = \frac{-a\varphi^2}{2} + C_3\varphi + C_4.$$

При $\varphi = 0,5\varphi_y \rightarrow \Delta S_{II} = \Delta S_I\left(\frac{\varphi_y}{2}\right) = \frac{a\varphi_y}{8}$; $\frac{a\varphi_y}{8} = \frac{a\varphi_y^2}{2} - \frac{a\varphi_y^2}{8} + C_4 \Rightarrow \frac{a\varphi_y^2}{8} + C_4$ и

$$\Delta S_{II} = -\frac{a\varphi^2}{2} + a\varphi_y - \frac{a\varphi_y^2}{4}.$$

Определим параметр a из условия: $(\Delta S_{II})_{\max} = h$ при $\varphi = \varphi_y$,

$$h = -\frac{a\varphi_y^2}{2} + a\varphi_y^2 - \frac{a\varphi_y^2}{4}; a = \frac{4h}{\varphi_y^2} = \frac{4 \cdot 20}{1,047^2} = 73 \text{ мм.}$$

Тогда $S''_I = 73$; $S'_I = 73\varphi$; $\Delta S_I = 36,5\varphi^2$ ($0 \leq \varphi \leq 30^\circ$);

$$S''_{II} = -73; S'_{II} = -73\varphi + 76,45; \Delta S_{II} = -36,5\varphi^2 + 76,45\varphi - 20 \text{ (} 30^\circ \leq \varphi \leq 60^\circ \text{)}.$$

Подсчитанные значения S' , S'' и ΔS на интервале удаления с шагом $\Delta\varphi = 10^\circ$ приведены в табл. 8.

Таблица 8

φ_k , град	0	10	20	30	40	50	60	
S'' , мм	73				-73			
S' , мм	0	12,7	25,5	38,2	25,51	12,8	0	
ΔS , мм	0	1,11	4,44	10	15,6	18,9	20	

В прил. А (лист 4) приведены графики зависимостей $S'' = S''(\varphi_k)$, $S' = S'(\varphi_k)$, $\Delta S = \Delta S(\varphi_k)$.

Масштабные коэффициенты: $\mu_{S'} = \mu_S = 0,001 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$, $\mu_{S''} = 0,002 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$.

7.2. Определение основных параметров кулачкового механизма

Для определения параметра кулачка: S_0 – минимального размера кулачка, построим зависимость $S'(S)$ [2] (прил. А, лист 4)

$$S_0 = 60 \text{ мм.}$$

Строим теоретический профиль кулачка, пользуясь методом инверсии.

Определяем радиус ролика из условий:

$$r_p \leq 0,8\rho_{\min} = 0,8 \cdot 15 = 12 \text{ мм;} \quad r_p \leq 0,4R_{\min} = 0,4 \cdot 60 = 24 \text{ мм,}$$

где r_p – радиус ролика; $\rho_{\min} = 15$ мм – минимальный радиус кривизны теоретического профиля кулачка; $R_{\min} = 60$ мм.

Принимаем радиус ролика $r_p = 12$ мм.

Строим рабочий профиль кулачка.

7.4. Определение жесткости замыкающей пружины

Определяем жесткость замыкающей пружины и усилие предварительного сжатия из условия

$$Q_0 + C\Delta S \geq -1,3m_t a ,$$

где Q_0 – усилие предварительного сжатия пружины, Н; $m_t = 2$ кг – масса толкателя; C – жесткость пружины Н/м; ΔS – перемещение толкателя, м; $a = S'' \cdot \omega_k^2$ – ускорение толкателя [2]; $\omega_k = \omega_1 = 7,85 \text{ с}^{-1}$ – угловая скорость кулачка; S'' – аналог ускорения толкателя, м.

Для этого строим график $m_t a(\Delta S)$ – (прил. А, лист 4), проводим из начала координат касательную к графику, а затем прямую, ей параллельную, на расстоянии $0,3m_t a_M$ ($a_M = S''_M \cdot \omega_k^2$ – ускорение толкателя, соответствующее точке касания M). Получим график для определения характеристик пружины.

Усилие предварительного сжатия пружины:

$$Q_0 = 0,3m_t S''_M \omega_k^2 = 0,3 \cdot 2 \cdot 73 \cdot 10^{-3} \cdot 7,85^2 = 2,7 \text{ Н.}$$

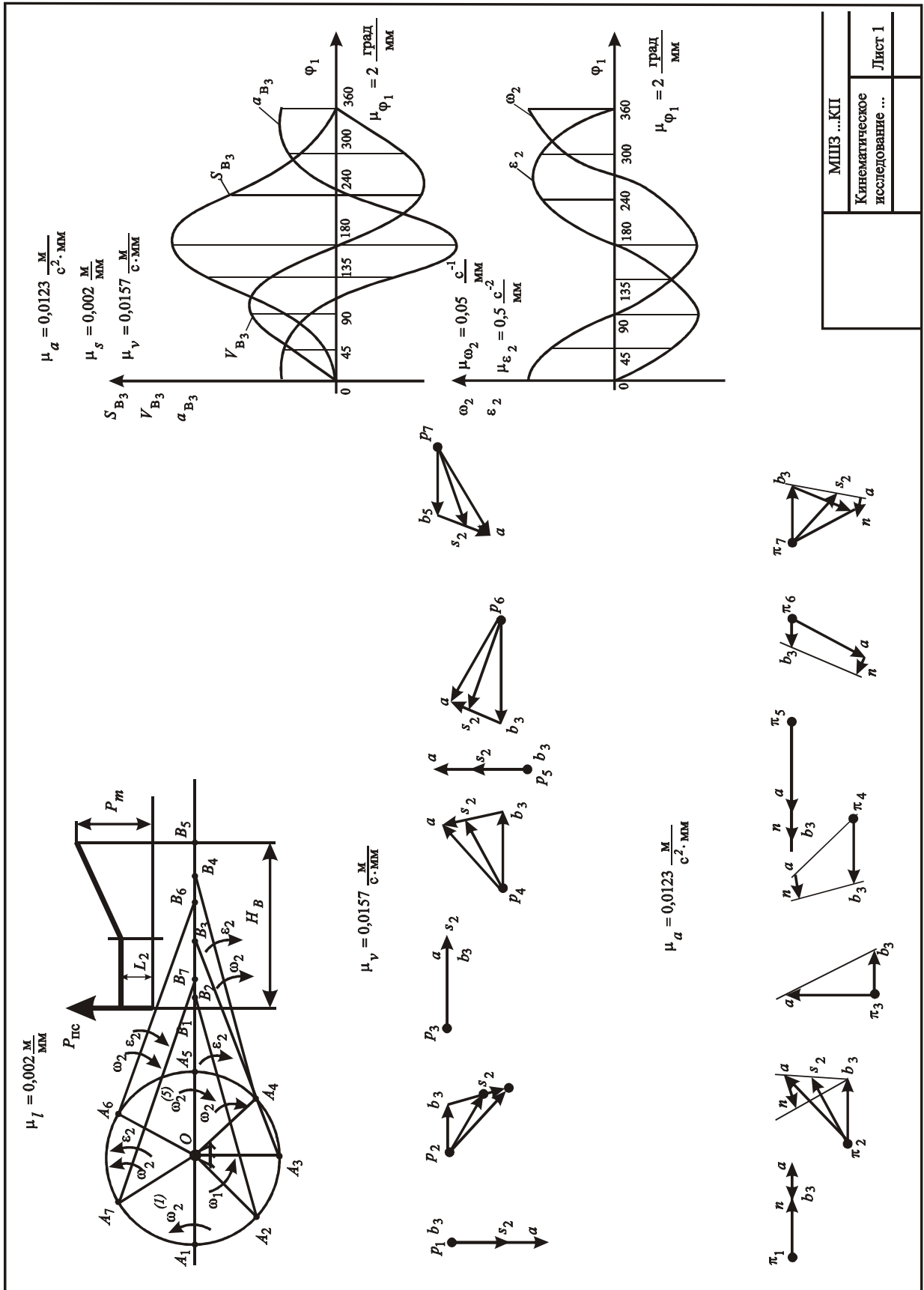
Жесткость пружины:

$$C = \frac{m_t a_M}{\Delta S_M} = \frac{m_t S''_M \omega_k^2}{\Delta S_M} = \frac{2 \cdot 73 \cdot 10^{-3} \cdot 7,85^2}{20 \cdot 10^{-3}} = 449,8 \text{ Н/м.}$$

Список литературы

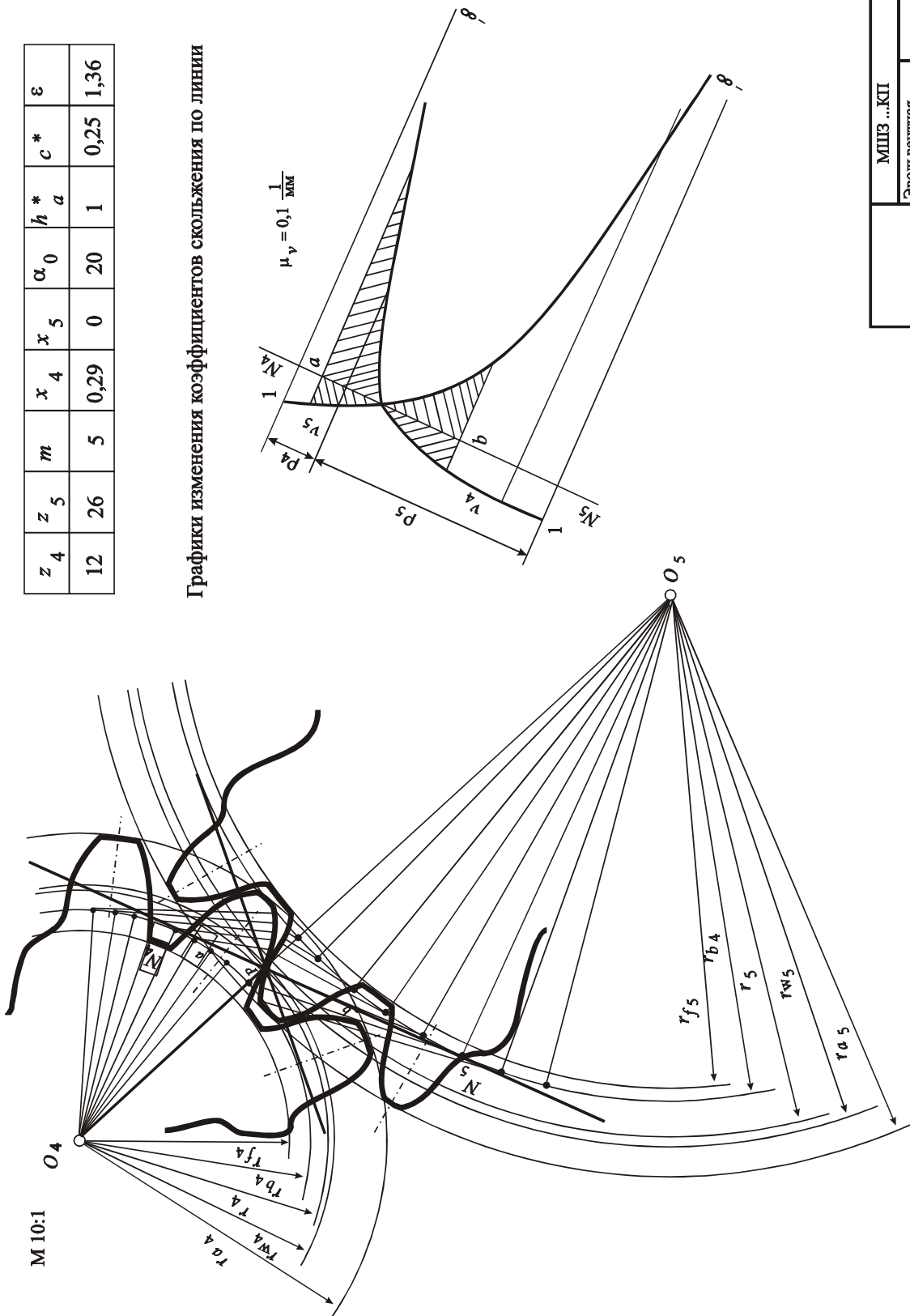
1. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов /К. В. Фролов, С. А. Попов и др.; Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш.шк., 1987 – 496 с.
2. Теория механизмов и машин /Системный подход/: Учеб. пособие А. А. Грунауэр, И. Д. Долгих – К.: УМК ВО, 1992, 384 с.
3. ГОСТ 19523-74. – Асинхронные короткозамкнутые трехфазные электродвигатели серии 4А основного исполнения. – Введ. 01.01.1974.
4. Теория механизмов и машин. Задания на курсовой проект и методические указания по его выполнению для студентов заочного обучения машиностроительных специальностей/ Сост. Н. А. Ткачук, В. П. Изюмский и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006 г. – 32 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ
ПРИЛОЖЕНИЕ А

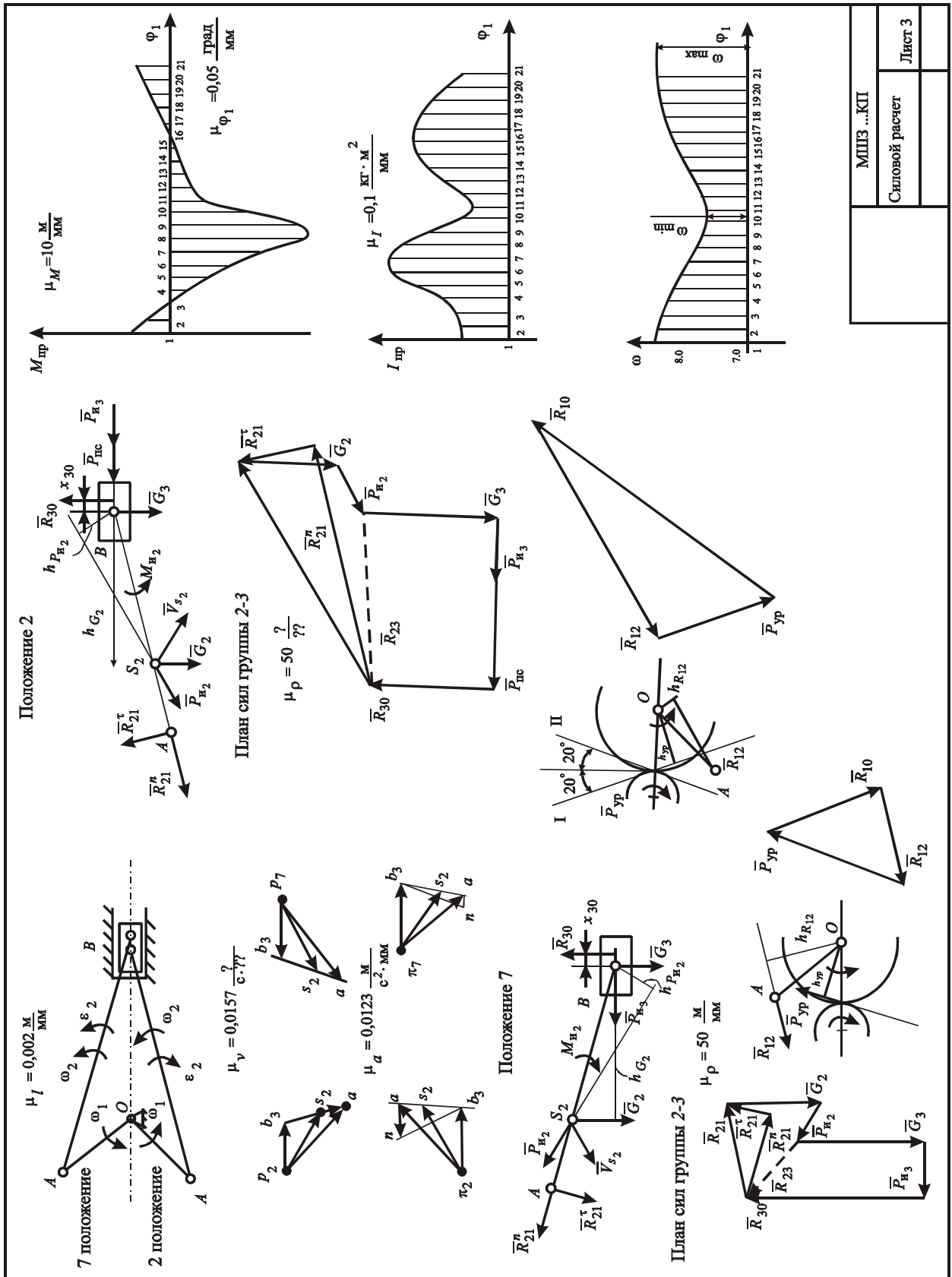


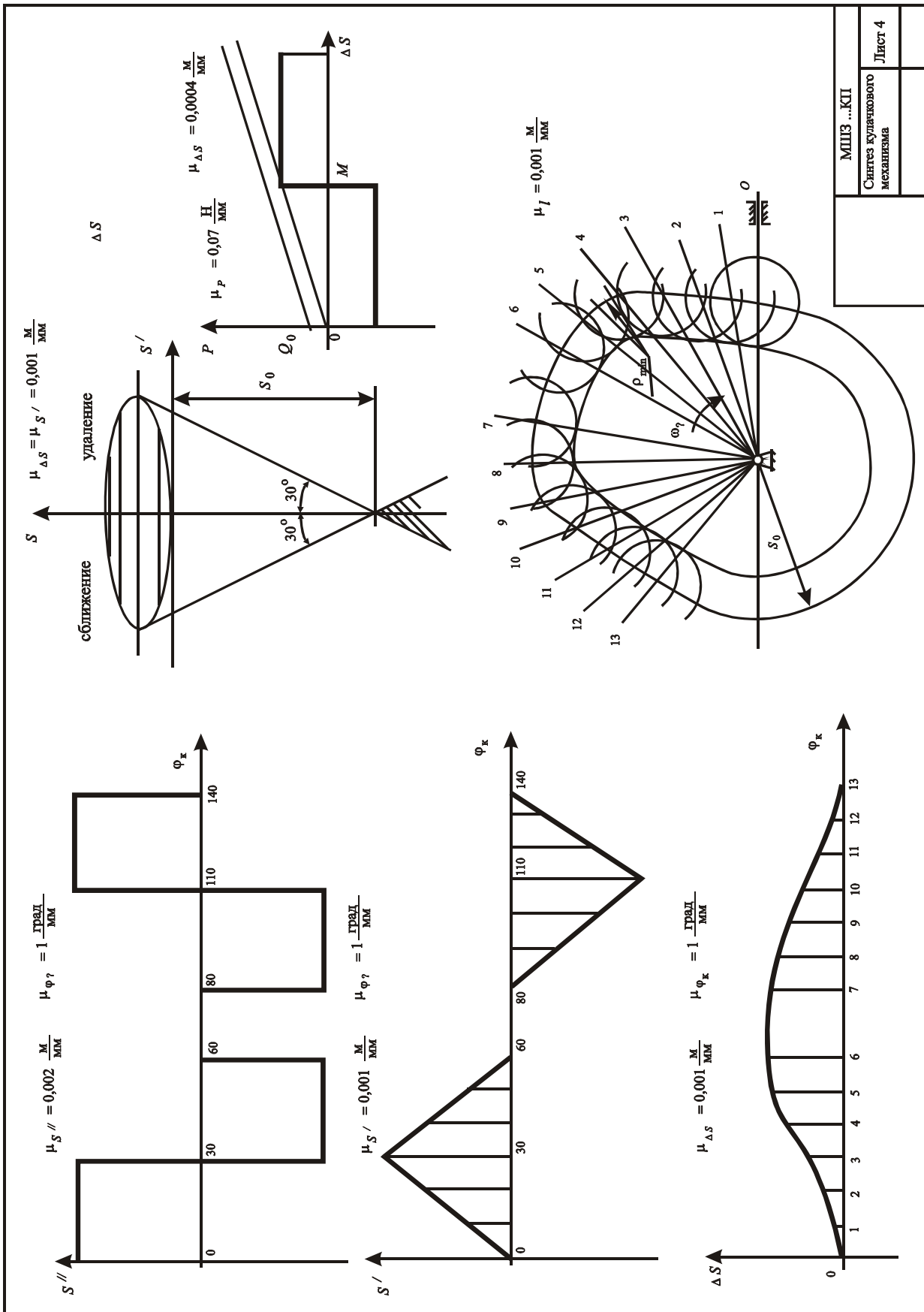
z_4	z_5	m	x_4	x_5	α_0	h^*_a	c^*	ε
12	26	5	0,29	0	20	1	0,25	1,36

Графики изменения коэффициентов скольжения по линии



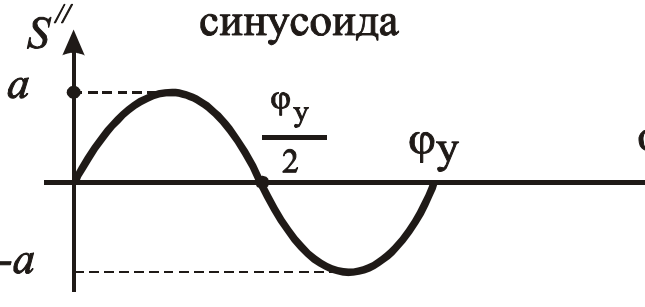
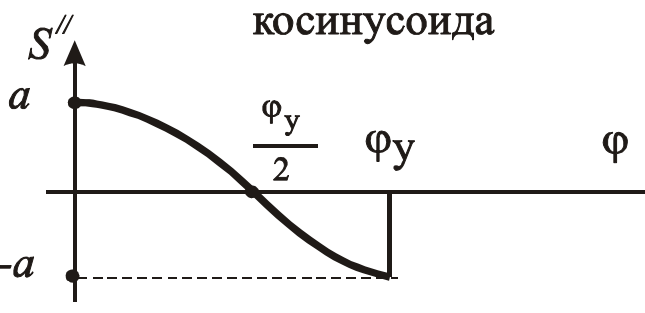
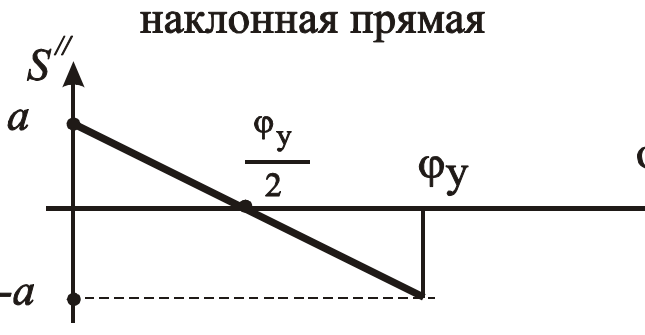
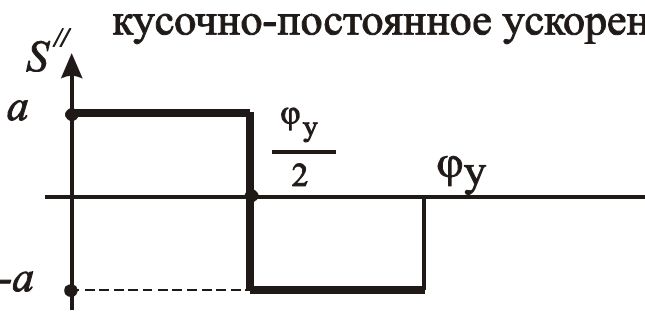
МШЗ ...КП	
Эвольвентная зубчатая передача	Лист 2





МШЗ ...КП	Лист 4
Синтез кулачкового механизма	

Законы изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма на фазах удаления

№ п/п	Наименование и график зависимости аналога ускорения от угла поворота кулачка	Аналитическое выражение
1	<p style="text-align: center;">синусоида</p> 	$S'' = a \cdot \sin(k \cdot \varphi),$ <p style="text-align: center;">где $k = \frac{2\pi}{\varphi_y}$</p>
2	<p style="text-align: center;">косинусоида</p> 	$S'' = a \cdot \cos(k \cdot \varphi),$ <p style="text-align: center;">где $k = \frac{\pi}{\varphi_y}$</p>
3	<p style="text-align: center;">наклонная прямая</p> 	$S'' = a \cdot \left(1 - 2 \frac{\pi}{\varphi_y} \varphi \right)$
4	<p style="text-align: center;">кусочно-постоянное ускорение</p> 	$S'' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq \frac{1}{2} \varphi_y \\ -a, & \frac{1}{2} \varphi_y \leq \varphi \leq \varphi_y \end{cases}$

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Таблица значений $inv \alpha$

α град \ мин	0	10	20	30	40	50
18	0.010760	0.011071	0.011387	0.011709	0.012038	0.012373
19	0.012715	0.013063	0.013418	0.013779	0.014148	0.014523
20	0.014904	0.015293	0.015689	0.016092	0.016502	0.016920
21	0.017345	0.017777	0.018217	0.018665	0.019120	0.019583
22	0.020054	0.020533	0.021019	0.021514	0.022018	0.022529
23	0.023044	0.023557	0.024114	0.024660	0.025214	0.025778
24	0.026350	0.026931	0.027521	0.028121	0.028729	0.029348
25	0.029975	0.030613	0.031260	0.031917	0.032583	0.033260
26	0.033947	0.034644	0.035352	0.036069	0.036798	0.037537
27	0.038287	0.039047	0.039819	0.040602	0.041395	0.042201
28	0.043017	0.043845	0.044685	0.045537	0.046400	0.047276
29	0.048164	0.049064	0.049976	0.050901	0.051838	0.052788
30	0.053751	0.054728	0.055717	0.056720	0.057736	0.058765

Навчальне видання

Теорія механізмів и машин. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з курсу теорії механізмів і машин для студентів заочного навчання машинобудівних спеціальностей

Російською мовою

Укладачі: **Ткачук** Микола Анатолійович
Зеленський Володимир Борисович
Кротенко Галина Анатоліївна
Сафонова Зінаїда Семенівна

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук
Роботу рекомендував до видання В. К. Белов

Редактор О. С. Самініна
Комп'ютерна верстка І. Я. Храмцова

План 2006 р., п. 72/

Підп. до друку	Формат 60x84/16.	Папір друк. №2.
Друк – ризографія.	Гарнітура Times.	Ум. друк. арк. 1,4.
Обл. – вид.арк. 1,6	Наклад 100 прим.	Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21
Свідоцтво про реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000 р.

Друкарня НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21