

Московский Государственный Технический Университет
имени Н. Э. Баумана

Факультет «Машиностроительные технологии»
Кафедра «Теория механизмов и машин»

РАСЧЁТНО–ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту на тему:

”Проектирование и исследование механизмов
плунжерного насоса простого действия”

Вариант 37(д)

Студент: Солодянкин А.Д.

Руководитель проекта: Шаныгин С.В.

-Москва, 2018г.-

Реферат

Данная Расчётно–пояснительная записка содержит 30 страниц машинописного текста 4 рисунка, 6 таблиц.

В курсовом проекте выполнено проектирование и исследование механизмов двухступенчатого двухцилиндрового поршневого компрессора.

Проведено:

- Проектирование механизма и исследование закона движения;
- Силовой расчёт механизма;
- Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора;
- Проектирование кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем.

При выполнении курсового проекта использовались следующие программы ЭВМ:

1. КОМПАС-3D V17
2. TeXstudio
3. MikTex
4. IPython Notebook

Содержание

Техническое задание	5
Исходные данные	8
1 Определение закона движения	9
1.1 Синтез механизма	9
1.2 Построение схемы механизма	9
1.3 Вычисление передаточных функций	9
1.4 Построение индикаторных диаграмм $p(S(\varphi))$ и графика сил $F(S(\varphi))$	10
1.4.1 Построение индикаторной диаграммы	10
1.4.2 Построение графика силы F_c	10
1.5 Построение графиков приведённых моментов движущих сил $M_d^{пр}(\varphi)$, сил сопротивления $M_c^{пр}(\varphi)$ и сил тяжести $M_{G2}^{пр}(\varphi)$	11
1.5.1 Приведённый момент сопротивления	11
1.5.2 Приведённый момент движущих сил	11
1.5.3 Приведённый суммарный момент $M_{\Sigma}^{пр}$	12
1.6 Приведённые моменты инерции звеньев II группы	12
1.7 Суммарная работа	13
1.8 Кинетическая энергия II группы звеньев	14
1.9 Изменение кинетической энергии I группы звеньев	14
1.10 Кинетическая энергия I группы звеньев	14
1.11 Необходимый момент инерции маховых масс $J_1^{пр}$	14
1.12 Угловая скорость звена приведения	14
1.13 Расчёт габаритных размеров и массы маховика	15
1.13.1 В форме сплошного диска	15
1.13.2 В форме обода	15
2 Силовой расчёт механизма	16
2.1 Определение исходных данных, необходимых для силового расчёта механизма	16
2.2 Нахождение скоростей. План скоростей.	16
2.3 Нахождение ускорений. План ускорений	17
2.4 Определение главных векторов сил инерции и главных моментов сил инерции	18
2.5 Кинетостатический силовой расчёт механизма	18
2.5.1 Звенья 2–3	18

2.5.2	Звено 1.	19
2.6	Проверка результатов	19
2.7	Погрешность приведённого момента	20
3	Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора	21
3.1	Выбор коэффициента смещения реечного инструмента	21
3.2	Построение профиля колеса, изготовляемого реечным инструментом	21
3.3	Построение проектируемой зубчатой передачи	23
3.4	Проектирование планетарного зубчатого механизма с цилиндрическими колёсами	24
3.5	Кинематический синтез двухрядного планетарного механизма	24
4	Проектирование кулачкового механизма	26
4.1	Построение кинематических диаграмм	26
4.2	Определение основных размеров кулачкового механизма	26
4.3	Построение профиля кулачка	27
4.4	Построение графика угла давления	27
	Заключение	28
	Список использованной литературы	29
	Приложение А. Текст программы planet.py	30

Техническое задание

Насос простого действия (рис. 1) состоит из кривошипно-ползунного механизма 1, 2, 3, ползун 3 которого является плунжером насоса, совершающим возвратно-поступательное движение в горизонтальном цилиндре 4 с автоматически действующими клапанами 5, 6.

Рабочий цикл такой установки совершается за один оборот кривошипа 1. При движении плунжера 3 вправо происходит всасывание жидкости в цилиндр при давлении ниже атмосферного p_{min} и при движении поршня влево — нагнетание жидкости в трубопровод при давлении p_{max} (см. индикаторную диаграмму рис. 2).

Коленчатый вал 1 кривошипно-ползунного механизма приводится во вращательное движение от электродвигателя 7 через планетарный редуктор с колёсами 8, 9, 10, 11, водило 12 и муфта 13. Для обеспечения требуемой неравномерности движения коленчатого вала имеется маховик 14.

Смазка подвижных соединений механизма установки осуществляется под давлением от масляного насоса 17 кулачкового типа (рис. 3). Закон движения толкателя в пределах рабочего угла поворота кулачка $\varphi_{\text{раб.}}$ представлен на рис. 4. Вращение кулачка 17 осуществляется от кривошипа 1 через скорректированные зубчатые колёса 15 и 16 с неподвижными осями вращения.

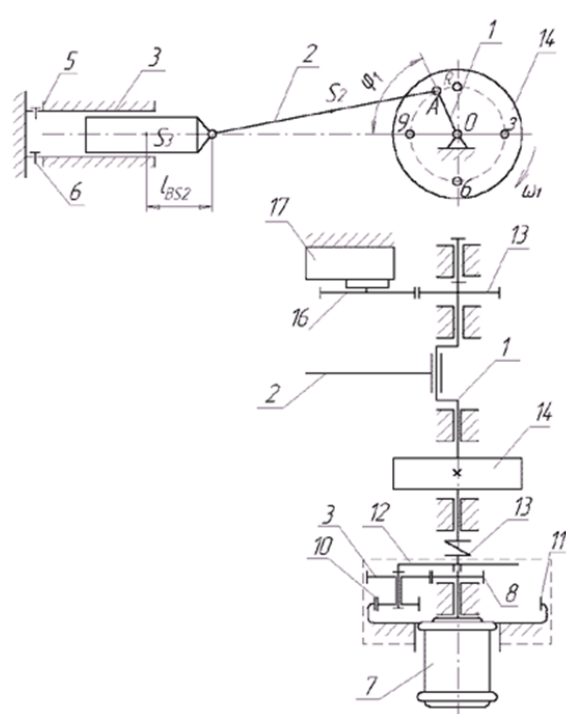


Рис. 1:

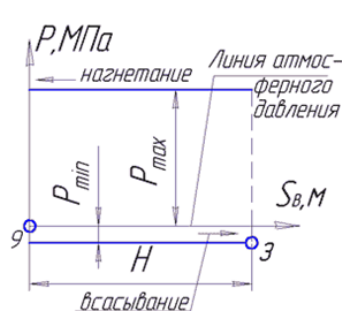


Рис. 2:

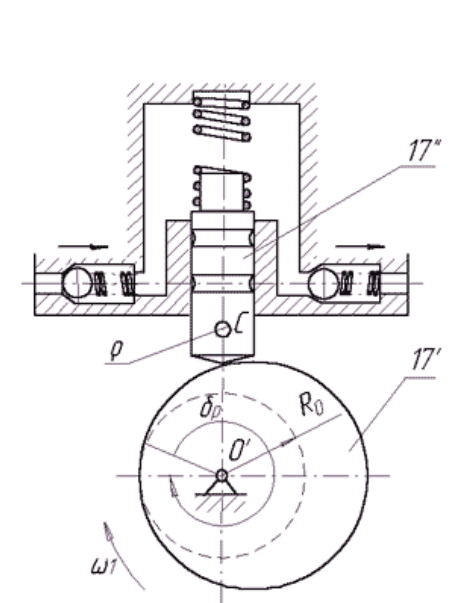


Рис. 3:

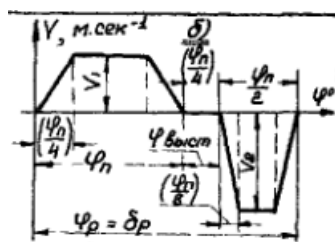


Рис. 4:

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Значение
1	Средняя скорость поршня 3 насоса	$v_{cp.}$	$\frac{м}{сек}$	0.655
2	Число оборотов коленчатого вала 1	n_1	$\frac{об}{мин}$	120
3	Отношение длины шатуна к длине кривошипа 1	$\frac{l_{BC}}{l_{AB}}$	-	4.36
4	Положение центра тяжести шатуна 2	$\frac{l_{BS2}}{l_{BC}}$	-	0.275
5	Диаметр цилиндра 4	d	м	0.99
6	Давление плункера 3	P_{max}	$\frac{кгс}{см^2}$	25.0
		P_{min}	$\frac{кгс}{см^2}$	0.5
7	Вес шатуна 2	G_2	кг	6.0
8	Вес поршня(плункера 3)	G_3	кг	18.0
9	Положение центра тяжести звена 3	l_{BS3}	м	0.16
10	Момент инерции шатуна	J_{S2}	кг·м ²	0.014
11	Коэффициент неравномерности вращения вала 1	δ	-	$\frac{1}{22}$
12	Момент инерции коленчатого вала(без маховика)	J'_{O1}	кг·м ²	0.0032
13	Маховый момент ротора электродвигателя 7	GD^2	кг·м ²	0.042
14	Маховый момент муфты 13	$(GD^2)_1$	кг·м ²	0.006
15	Момент инерции редуктора, приведённый к валу 1	$J_{ред.}^{пр.}$	кг·м ²	0.020
16	Угловая координата кривошипа для силового расчёта	φ_1	град.	210
17	Число зубьев колёс	Z_{15}	-	10
		Z_{16}	-	19
18	Модуль зубчатых колёс 15-16	m	мм	4.0
19	Угол наклона зуба для колёс 15-16	β	град	25
20	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3
21	Передаточное отношение планетарного редуктора	i_{8-12}	-	9.4
22	Ход плунжера 17"масляного насоса 17	h	м	0.016
23	Угол давления в кулачковом механизме 17	$\alpha_{доп}$	град	24
24	Угол рабочего профиля кулачка	δ_p	град	330
25	Закон движения	-	-	б)
26	Радиус скругления плунжера по отношению к r_0	$\frac{\rho}{r_0}$	-	0.21

1 Определение закона движения

1.1 Синтез механизма

По исходным данным в соответствии с условиями работы (2 крайних положения звена 2) определяем длины звеньев механизма:

Длина кривошипа:

$$l_{ab} = \frac{v_{cp}}{4n_1} = \frac{0.655}{4 \cdot 2} = 0.082 \text{ м} \quad (1)$$

$$\text{Т. к. } \frac{l_{bc}}{l_{ab}} = 4.36, \text{ то}$$

$$l_{bc} = l_{ab} \cdot 4.36 = 0.357 \text{ м} \quad (2)$$

$$\text{Т. к. } \frac{l_{bs2}}{l_{bc}} = 0.275, \text{ то}$$

$$l_{bs2} = l_{bc} \cdot 0.275 = 0.098 \text{ м.} \quad (3)$$

1.2 Построение схемы механизма

Механизм построен на листе в масштабе $\mu_S = 400 \text{ мм/м}$. Отрезок $AB = l_{ab} \cdot \mu_S = 32.8 \text{ мм}$; отрезок $BC = l_{bc} \cdot \mu_S = 110 \text{ мм}$. Угол поворота начального звена разбит на 12 равных интервалов по 30° .

1.3 Вычисление передаточных функций

Средняя угловая скорость звена 1:

$$\omega_{cp} = 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 12.566 \text{ рад/с} \quad (4)$$

Вычисляем передаточные функции с использованием программы Jupyter Notebook.

$$v_{qc} = \left| 0.081875 \sin(\varphi) + \frac{2.046875 \sin(\varphi) \cos(\varphi)}{\sqrt{-625.0 \sin^2(\varphi) + 11881.0}} \right| \quad (5)$$

$$u_{21} = -\frac{0.229357798165138 \cos(\varphi)}{\sqrt{-0.05260499957916 \sin^2(\varphi) + 1}} \quad (6)$$

Таблица 1: Аналогии скорости точек $S_2; C$; передаточное отношение

№	φ , град	v_{qs2_x} , м	v_{qs2_y} , м	v_{qs2} , м	v_{qc} , м	u_{21}
0	0	0	0.0594	0.0594	0	-0.229
1	30	0.0432	0.0514	0.0671	0.0491	-0.200
2	60	0.0732	0.0297	0.0790	0.0792	-0.117
3	90	0.0819	6.13e-19	0.0819	0.0819	0
4	120	0.0686	-0.0297	0.0748	0.0626	0.117
5	150	0.0387	-0.0514	0.0643	0.0328	0.200
6	180	0	-0.0594	0.0594	0	0.229
7	210	-0.0387	-0.0514	0.0643	-0.0328	0.200
8	240	-0.0686	-0.0297	0.0748	-0.0626	0.117
9	270	-0.0819	6.13e-19	0.0819	-0.0819	0
10	300	-0.0732	0.0297	0.0790	-0.0792	-0.117
11	330	-0.0432	0.0514	0.0671	-0.0491	-0.200
12	360	0	0.0594	0.0594	0	-0.229

1.4 Построение индикаторных диаграмм $p(S(\varphi))$ и графика сил $F(S(\varphi))$.

1.4.1 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма строится по заданной таблице значения давления в цилиндре на поршень. Отрезок хода поршня $h_3 \mu_S$ делим на 12 интервалов. В каждой точке деления строим ординату диаграммы, задавшись максимальной ординатой, равной 81.243мм при $\frac{P}{P_{\max}} = 1$.

Масштаб индикаторной диаграммы: $\frac{81.243}{2.451} = 33.265 \text{ мм/МПа}$.

1.4.2 Построение графика силы F_c

Для определения силы давления F_c на поршень необходимо давление умножить на площадь поршня. Тогда:

Определим площадь поршня:

$$S_{\pi} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.99^2}{4} = 0.7698 \text{ м}^2 \quad (7)$$

График силы F_c строим в масштабе:

$$\mu_F = \frac{\mu_p}{S_{\Pi}} = \frac{33.265}{0.7698} \cdot 10^{-3} = 0.0432_{\text{мм/кН}} \quad (8)$$

1.5 Построение графиков приведённых моментов движущих сил $M_{\text{д}}^{\text{пр}}(\varphi)$, сил сопротивления $M_c^{\text{пр}}(\varphi)$ и сил тяжести $M_{G_2}^{\text{пр}}(\varphi)$

Для определения закона движения механизма заменяют реальный механизм его одномассовой динамической моделью и находят приложенный к её звену суммарный приведённый момент:

$$M_{\Sigma}^{\text{пр}} = M_{\text{д}}^{\text{пр}}(\varphi) + M_c^{\text{пр}}(\varphi) \quad (9)$$

1.5.1 Приведённый момент сопротивления

К точке C механизма приложена сила сопротивления, равная:

$$F_c = \begin{cases} 37.718 \text{кН}, \varphi \in (0 \dots 180^\circ) \\ 1886.703 \text{кН}, \varphi \in (180 \dots 360^\circ) \end{cases} \quad (10)$$

Т. к. работа сил сопротивления за цикл всегда отрицательна, то:

$$M_c^{\text{пр}} = F_c \cdot v_{qc} \cdot (-1) \quad (11)$$

Приведённым моментом $M_{G_2}^{\text{пр}}$ сил тяжести G_2 пренебрегают, так как он мал по сравнению с моментом $M_c^{\text{пр}}$.

График построен в масштабе

$$\mu_{M_{\text{пр}}} = 0.5941_{\text{мм/(Н} \cdot \text{м)}}$$

1.5.2 Приведённый момент движущих сил

Приведённый момент движущих сил $M_{\text{д}}^{\text{пр}}$ определяют из условия, что при установившемся движении $A_{\text{д}} = A_{\text{с}}$ за цикл. Тогда:

$$A_c = \int_0^{2\pi} M_c^{\text{пр}}(\varphi) d\varphi \quad (12)$$

$$M_{\text{д}}^{\text{пр}}(\varphi) = \text{const} = -\frac{A_c}{2\pi} = 50153.412 \text{Н} \cdot \text{м}. \quad (13)$$

Таблица 2: Моменты сопротивления и суммарный приведённый момент

№	φ , град	$M_c^{\text{пр}}, \text{Н} \cdot \text{м}$	$M_{\Sigma}^{\text{пр}}, \text{Н} \cdot \text{м}$
0	0	0	50153.
1	30	-92680.	1.4283e+5
2	60	-1.4943e+5	1.9959e+5
3	90	-1.5447e+5	2.0463e+5
4	120	-1.1812e+5	1.6828e+5
5	150	-61794.	1.1195e+5
6	180	0	50153.
7	210	61794.	-11640.
8	240	1.1812e+5	-67971.
9	270	1.5447e+5	-1.0432e+5
10	300	1.4943e+5	-99278.
11	330	92680.	-42527.
12	360	0	50153.

График построен в масштабе

$$\mu_{M_{\text{пр}}} = 0.5941_{\text{мм}}/(\text{Н} \cdot \text{м})$$

1.5.3 Приведённый суммарный момент $M_{\Sigma}^{\text{пр}}$

$$M_{\Sigma}^{\text{пр}} = M_{\text{д}}^{\text{пр}}(\varphi) + M_c^{\text{пр}}(\varphi) \quad (14)$$

График построен в масштабе

$$\mu_{M_{\text{пр}}} = 0.000346_{\text{мм}}/(\text{Н} \cdot \text{м})$$

1.6 Приведённые моменты инерции звеньев II группы

Приведённые моменты инерции определяют по формуле:

$$J_i^{\text{пр}} = J_{is} \cdot \omega_{qi}^2 + m_i \cdot v_{qi}^2. \quad (15)$$

Где:

$J_i^{\text{пр}}$ — приведённый момент инерции i -ого звена

J_{is} — Момент инерции i -го звена относительно центра масс

Таблица 3: Приведённые моменты 2 группы звеньев

№	φ , град	$J_2^{\text{пр}}$, кг · м ²	$J_3^{\text{пр}}$, кг · м ²	$J_{\Sigma}^{\text{пр}}$, кг · м ²
0	0	0.021878	0	0.021878
1	30	0.040574	0.12650	0.16708
2	60	0.023149	0.0068385	0.029987
3	90	0.034715	0.077249	0.11196
4	120	0.029512	0.057449	0.086961
5	150	0.033141	0.083345	0.11649
6	180	0.031716	0.057328	0.089044
7	210	0.024938	0.016729	0.041667
8	240	0.039808	0.12500	0.16481
9	270	0.022607	0.0056206	0.028228
10	300	0.040097	0.11935	0.15945
11	330	0.022114	0.0012621	0.023376
12	360	0.037404	0.096645	0.13405

ω_{qi} — аналог угловой скорости i -го звена

m_i — масса i -го звена.

v_{qi} — аналог линейной скорости центра масс i -го звена.

По данной формуле рассчитываем $J_2^{\text{пр}}$; $J_3^{\text{пр}}$; $J_{\Sigma}^{\text{пр}}$.

$$J_2^{\text{пр}} = J_{2s} \cdot \omega_{q2}^2 + m_2 \cdot v_{q2}^2 \quad (16)$$

$$J_3^{\text{пр}} = m_2 \cdot v_{q2}^2 \quad (17)$$

$$J_{\Sigma}^{\text{пр}} = J_2^{\text{пр}} + J_3^{\text{пр}} \quad (18)$$

График построен в масштабе $\mu_j = 424 \text{ мм/кг} \cdot \text{м}^2$

1.7 Суммарная работа

Суммарная работа всех сил равна работе $M_{\Sigma}^{\text{пр}}$:

$$A_{\Sigma} = \int M_{\Sigma}^{\text{пр}} d\varphi \quad (19)$$

График построен в масштабе:

$$\mu_A = 0.219 \text{ мм/кДж}$$

1.8 Кинетическая энергия II группы звеньев

$$T_2^{\text{пр}} = J_{\Sigma}^{\text{пр}} \cdot \frac{\omega_{\text{ср}}^2}{2} \quad (20)$$

1.9 Изменение кинетической энергии I группы звеньев

$$\Delta T_1(\varphi) = A_{\Sigma}(\varphi) - T_2^{\text{пр}}(\varphi) \quad (21)$$

$$\Delta T_1^{\text{нб}} = 169_{\text{кДж}}$$

1.10 Кинетическая энергия I группы звеньев

Кинетическая энергия I группы звеньев находится из зависимости

$$T_1 = T - T_2 \quad (22)$$

Графи построен в масштабе

$$\mu_T = 0.524_{\text{мм/кДж}}$$

1.11 Необходимый момент инерции маховых масс $J_1^{\text{пр}}$

$$J_1^{\text{пр}} = \frac{\Delta T_1^{\text{нб}} - \delta(T_{2Q} - T_{2N})}{\omega_{\text{ср}}^2 \cdot \delta} \quad (23)$$

$$J_1^{\text{пр}} = 2.349 \cdot 10^4_{\text{кг} \cdot \text{м}^2}$$

1.12 Угловая скорость звена приведения

$$\Delta \omega(\varphi) = \frac{\Delta T_1(\varphi) - \frac{T_{\text{max}} + T_{\text{min}}}{2}}{\omega_{\text{ср}} \cdot J_1^{\text{пр}}} \quad (24)$$

График построен в масштабе

$$\mu_{\omega} = 151.926 \text{мм}/(\text{рад} \cdot \text{с}^{-1})$$

1.13 Расчёт габаритных размеров и массы маховика

Маховик может быть выполнен:

- в форме сплошного диска
- в форме обода со шлицами и ступицей

В осевом сечении обод маховика имеет форму прямоугольника, стороны которого ограничиваются наружным D_2 , внутренним D_1 диаметрами и толщиной b . Соотношения между размерами:

$$\psi_b = \frac{b}{D_2}; \psi_h = \frac{D_1}{D_2}$$

При $\psi_b = 0.2$ и $\psi_h = 0.8$:

1.13.1 В форме сплошного диска

$$D = 0.366 \cdot \sqrt[5]{J_{\text{доп}}} = 2.74 \text{м} \quad (25)$$

$$b = 0.2D = 0.548 \text{м} \quad (26)$$

$$m = 1230D^3 = 2.529 \cdot 10^4 \text{кг} \quad (27)$$

1.13.2 В форме обода

$$D_2 = 0.437 \sqrt[5]{J_{\text{доп}}} = 3.271 \text{м} \quad (28)$$

$$D_1 = 0.8D_2 = 2.617 \text{м} \quad (29)$$

$$b = 0.2D_2 = 0.654 \text{м} \quad (30)$$

$$m = 6123(D_2^2 - D_1^2)b = 15428.546 \text{кг} \quad (31)$$

2 Силовой расчёт механизма

2.1 Определение исходных данных, необходимых для силового расчёта механизма

Исходными данными для силового расчёта механизма являются:

- Угловая координата кривошипа $\varphi_1 = 210^\circ$
- Угловая скорость $\omega_1 = 12.8 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$
- Угловое ускорение $\varepsilon_1 = -0.495 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-2}$

2.2 Нахождение скоростей. План скоростей.

$$v_b = \omega_1 \cdot l_1 = 1.052 \text{ м/с} \quad (32)$$

Определим скорости с использованием программы Jupyter Notebook:

$$\vec{\omega}_1 = (12.8) \hat{\mathbf{k}}_{\text{xyz}}; \quad (33)$$

$$\vec{\omega}_2 = (\omega_2) \hat{\mathbf{k}}_{\text{xyz}}; \quad (34)$$

$$\vec{AB} = (0.071) \hat{\mathbf{i}}_{\text{xyz}} + (-0.041) \hat{\mathbf{j}}_{\text{xyz}}; \quad (35)$$

$$\vec{BC} = (-0.355) \hat{\mathbf{i}}_{\text{xyz}} + (0.041) \hat{\mathbf{j}}_{\text{oxy}}; \quad (36)$$

$$\vec{BS}_2 = (-0.098) \hat{\mathbf{i}}_{\text{xyz}} + (0.011) \hat{\mathbf{j}}_{\text{xyz}} \quad (37)$$

$$\vec{v}_b = [\vec{\omega}_1, \vec{AB}] = (0.526) \hat{\mathbf{i}}_{\text{xyz}} + (0.911) \hat{\mathbf{j}}_{\text{xyz}} \quad (38)$$

$$\vec{v}_c = (v_c) \hat{\mathbf{i}}_{\text{xyz}}; \quad (39)$$

$$\vec{v}_{cb} = [\vec{\omega}_2, \vec{BC}]; \quad (40)$$

$$\vec{v}_c = \vec{v}_b + \vec{v}_{cb}; \quad (41)$$

$$\vec{v}_{s2} = \vec{v}_b + (-0.011\omega_2) \hat{\mathbf{i}}_{\text{xyz}} + (-0.098\omega_2) \hat{\mathbf{j}}_{\text{xyz}} \quad (42)$$

Решая данное уравнение, получаем:

$$\omega_2 = 2.569 \text{ рад/с};$$

$$v_c = 0.451 \text{ м/с};$$

$$v_{cb} = 0.917 \text{ м/с}$$

$$v_{s2} = 0.826 \text{ м/с}$$

Сверим с данными из плана скоростей:

$$v_{cb} = 0.912 \text{ м/с};$$

$$v_c = 0.453 \text{ м/с};$$

$$v_{s2} = 0.827 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = \frac{v_{cb}}{l_b c} = 2.555 \text{ рад/с};$$

Данные совпадают, значит, ошибки нет.

2.3 Нахождение ускорений. План ускорений

Определим ускорения с использованием программы Jupyter Notebook

$$\vec{\varepsilon}_1 = (-0.495) \hat{\mathbf{k}}_{\text{xyz}}; \quad (43)$$

$$\vec{\varepsilon}_2 = \varepsilon_2 \hat{\mathbf{k}}_{\text{xyz}}; \quad (44)$$

$$\vec{a}_b = (-11.728) \hat{\mathbf{i}}_{\text{xyz}} + (6.722) \hat{\mathbf{j}}_{\text{xyz}} \quad (45)$$

$$\vec{a}_c = a_c \hat{\mathbf{k}}_{\text{xyz}}; \quad (46)$$

$$\vec{a}_{cb} = [\vec{\varepsilon}_2, \vec{BC}] + [\vec{\omega}_2, \vec{v}_c]; \quad (47)$$

$$\vec{a}_c = \vec{a}_b + \vec{a}_{cb} \quad (48)$$

Решая данное уравнение, получаем:

$$a_b = 13.519 \text{ м/с}^2$$

$$\varepsilon_2 = 19.023 \text{ рад/с}^2$$

$$a_c = 10.102 \text{ м/с}^2$$

$$a_{cb} = 7.869 \text{ м/с}^2$$

$$a_{s2} = 13.189 \text{ м/с}^2$$

Сверим с данными из плана ускорений:

$$\begin{aligned}
a_b &= 13.520; \\
\varepsilon_2 &= 19.022 \text{ рад/с}^2; \\
a_c &= 10.107 \text{ м/с}^2; \\
a_{cb} &= 7.875 \text{ м/с}^2; \\
a_{s2} &= 13.188 \text{ м/с}^2;
\end{aligned}$$

Данные совпадают, значит, ошибки нет.

2.4 Определение главных векторов сил инерции и главных моментов сил инерции

$$\Phi_{s2} = a_{s2}m_2 = 73.128H \quad (49)$$

$$\Phi_{s3} = a_{s3}m_3 = 174.879H \quad (50)$$

$$G_2 = m_2g = 58.86H \quad (51)$$

$$G_3 = m_3g = 176.58H \quad (52)$$

$$M_{\Phi S_1} = J_1^{\text{ип}} \cdot \varepsilon_1 = 1.16 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (53)$$

$$M_{\Phi S_2} = J_{2S} \cdot \varepsilon_2 = 2.617 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (54)$$

2.5 Кинетостатический силовой расчёт механизма

2.5.1 Звенья 2–3

$$\sum M_c(F_i) = 0 \quad (55)$$

$$-M_{\Phi S_2} - M_c(G_2) + M(F_{21}^T) - M(\Phi_{S2}) = 0 \quad (56)$$

$$F_{21}^T = 65.407H$$

$$\sum F_i = 0 \quad (57)$$

Из графика:

$$F_{21}^n = 1889668H;$$

$$R_{30} = 217735H$$

$$F_{21} = 1889668.001$$

Тогда:

$$F_{23} = 1899233.21H$$

2.5.2 Звено 1.

$$\sum M_c(F_i) = 0 \quad (58)$$

$$\sum F_i = 0 \quad (59)$$

$$F_{10} = 1889668H;$$

$$M_D^{\text{пр}} = 50526.4H;$$

2.6 Проверка результатов

Проверим результаты с использованием программы Jupyter Notebook:

$$F_{10} = 1899557.660H;$$

$$F_{21} = 1899546.418H;$$

$$F_{32} = 1899454.148H;$$

$$R_{30} = 217759.784H;$$

$$M_D^{\text{пр}} = 50156.403H$$

Погрешность $M_D^{\text{пр}}$, определённая в силовом расчёте с использованием программы Jupyter Notebook, по сравнению со средним движущим моментом, найденным в первом листе, можно объяснить пренебрежением приведённого момента $M_{G2}^{\text{пр}}$ в первом листе.

Таблица 4: Результаты силового расчёта

$F_{10}, \text{ Н}$	$F_{12}, \text{ Н}$	$F_{32}, \text{ Н}$	$R_{30}, \text{ Н}$	$M_D^{\text{пп}}, \text{ Н} \cdot \text{ мм}$	$M_D^{\text{пп*}}, \text{ Н} \cdot \text{ мм}$
1889668	1889668	1899233	217735	50526.4	50153.4

2.7 Погрешность приведённого момента

Сравнивая приведённый момент, определённый в силовом расчёте, со средним движущим моментом, найденным в первом листе, найдём погрешность:

$$\varepsilon = \frac{|M_D^{\text{пп}} - M_D^{\text{пп*}}|}{M_D^{\text{пп}}} \cdot 100 = 0.741\% \quad (60)$$

3 Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

3.1 Выбор коэффициента смещения реечного инструмента

Производим вычисление эвольвентной зубчатой передачи z_1, z_2 на программе (3list.xls). Результаты работы программы представлены в табл. 5

Выбираем коэффициент смещения из общих требований:

1. Коэффициент перекрытия проектируемой передачи должен быть больше допустимого ($\varepsilon_\gamma > [\varepsilon_\gamma]$);
2. Зубья у проектируемой передачи не должны быть подрезаны, и толщина их по окружности вершин должна быть больше допустимой ($S_a > [S_a]$)

Принимаем коэффициент смещения $x_1 = 0.5$.

3.2 Построение профиля колеса, изготовляемого реечным инструментом

Выбираем масштаб построения $\mu_l = 5\text{мм}/\text{мм}$

Шаг зубьев по делительной прямой ИПК: $p = \pi m = 12.566\text{мм}$

Были проведены окружности:

1. Делительная: $l_{r1} = r_1 \cdot \mu_l = 110.325\text{мм}$

Таблица 5: Результаты работы программы 3list.xls

$z_1 = 10$	$z_2 = 19$	$m = 4.0$	$\beta = 25^\circ$
$\alpha = 20$	$h_a = 1$	$c = 0.25$	$a_{w0} = 0$
Результаты расчёта			
$x_2 = 0.5$	$r_1 = 22.065$	$r_2 = 41.924$	$r_{b1} = 20.478$
$r_{b2} = 38.905$	$p_t = 13.858$	$m_t = 4.4135$	$h_{at} = 0.9063$
$c_t = 0.2266$	$\alpha_t = 21.88$	$\rho = 1.52$	$p_{1x} = 13.693$
$p_{2x} = 13.802$	$z_{\min t} = 13.052$	$x_{\min 1t} = 0.2119$	$x_{\min 2t} = -0.413$
$S_o = 6.9292$			

2. Основная: $l_{rb1} = r_{b1} \cdot \mu_l = 102.39\text{мм}$

3. Вершин: $l_{ra1} = r_{a1} \cdot \mu_l = 138.53\text{мм}$

4. Впадин: $l_{rf1} = r_{f1} \cdot m\mu_l = 96.37\text{мм}$

Отложено от делительной окружности выбранное смещение $x_1 \cdot m_t \cdot \mu_l = 121.370\text{мм}$, и проведена делительная прямая исходного производящего контура реечного инструмента. На расстоянии $h_a \cdot m \cdot \mu_l = 20\text{мм}$ вверх и вниз от делительной прямой проведены прямые граничных точек, а на расстоянии $h_a \cdot m \cdot \mu_l + c \cdot m \cdot \mu_l = 25\text{мм}$ — прямые вершин и впадин. Станочно-начальную прямую проводим касательно к делительной окружности в точке P_0 (полус станочного зацепления). Была проведена линия станочного зацепления N_1P_0 через полюс станочного зацепления P_0 касательно к основной окружности в точке N_1 . Построен исходный производящий контур реечного инструмента так, чтобы ось симметрии впадины совпадала с вертикалью. Для этого от точки пересечения вертикали с делительной прямой откладывается влево по горизонтали отрезок в 0.25 шага, равный 17.137мм, и через конец его перпендикулярно линии зацепления N_1P_0 проводится наклонная прямая, которая образует угол с вертикалью. Эта прямая является прямолинейной частью профиля зуба исходного производящего контура инструмента. Закруглённый участок профиля построен как сопряжение прямолинейной части контура с прямой вершин или с прямой впадин окружностью радиусом $l_{\rho f} = \rho_f \cdot \mu_l = 7.6\text{мм}$. Симметрично относительно вертикали (линия симметрии впадин) построен профиль второго зуба исходного производящего контура, прямолинейный участок которого перпендикулярен к другой возможной линии зацепления. Расстояние между одноименными профилями зубьев исходного контура равно шагу $p = \pi \cdot m \cdot \mu_l = 68.551\text{мм}$.

Построен профиль зуба прокетируемого колеса, касающийся профиля исходного производящего контура в точке K . Для построения

Таблица 6: Значения параметров зубчатого колеса при $x_1 = 0.5$

$y_1 = 0.871$	$dy = 0.129$	$r_{w1} = 23.393$	$r_{w2} = 44.463$
$a_w = 67.857$	$r_{a1} = 27.706$	$r_{a2} = 47.566$	$r_{f1} = 19.274$
$r_{f2} = 39.135$	$h = 8.431$	$s_1 = 8.705$	$s_2 = 8.705$
$\alpha_{wt} = 28.930$	$s_{a1} = 2.477$	$s_{a2} = 3.151$	$\varepsilon_\alpha = 1.077$
$\varepsilon_\gamma = 1.296$	$\lambda_1 = 1.642$	$\lambda_2 = 0.793$	$\theta = 0.595$

ряда последовательных положений профиля зуба исходного производящего контура проведена вспомогательная прямая касательно к окружности вершин. Откладываем на начальной прямой отрезки, равные 20 мм. Такие же отрезки отложены на станочно-начальной прямой и на дуге делительной окружности. Из центра колеса через точки дуги делительной окружности проведены лучи до пересечения с окружностью вершин. При перекатывании без скольжения станочно-начальной прямой по делительной окружности точки на станочно-начальной прямой и точки на дуге делительной окружности последовательно совпадают; то же для точек на начальной прямой и точек на окружности вершин. При этом точка W описывает укороченную эвольвенту, а точка L — удлинённую.

3.3 Построение проектируемой зубчатой передачи

Откладываем межосевое расстояние $l_{aw} = a_w \cdot \mu_l = 472.395 \text{ мм}$.

Проведены окружности:

1. Начальная $l_{rw2} = r_{w2} \cdot \mu_l = 217.869 \text{ мм}$
2. Делительная: $l_{r21} = r_2 \cdot \mu_l = 205.427 \text{ мм}$
3. Основная: $l_{rb2} = r_{b2} \cdot \mu_l = 197.64 \text{ мм}$
4. Вершин: $l_{ra2} = r_{a2} \cdot \mu_l = 230.616 \text{ мм}$
5. Впадин: $l_{rf2} = r_{f2} \cdot \mu_l = 191.147 \text{ мм}$

Через полюс зацепления касательно к основным окружностям колёс проведены линии зацепления.

На каждом колесе построены профили зубьев. Профили зубьев шестерни строим по ранее сделанному шаблону для станочного зацепления, эвольвентные профили зубьев колеса строим как траекторию точки прямой при перекатывании ее по основной окружности колеса без скольжения. Для этого, через равные углы проведены лучи из центра O_2 до пересечения с основной окружностью. Были проведены касательные к основной окружности в точках пересечения. Из точек пересечения радиусом равным расстоянию до первой точки пересечения сделаны засечки на касательных. Последовательно соединяя полученные засечки, получаем левую половину эвольвентного профиля зуба. Переносим полученную эвольвенту в

точку контакта зубьев K на линию зацепления. Т. к. $r_{f2} < r_{b2}$, но $(r_{b2} - r_{f2}) \leq 0.4 \cdot m$, то сопрягаем эвольвентную часть профиля с окружностью впадин. От построенного профиля зуба откладываем толщину зуба по делительной окружности, по окружности вершин, и проводим аналогичный профиль другой стороны.

3.4 Проектирование планетарного зубчатого механизма с цилиндрическими колёсами

Передаточное отношение для планетарного редуктора $U_{1H} = 9.4$, число сателлитов в планетарном редукторе $k = 3$.

Исходя из этих данных выбираем двухрядный планетарный механизм со смешанным зацеплением.

3.5 Кинематический синтез двухрядного планетарного механизма

Для двухрядного планетарного механизма должны выполняться следующие условия:

1. $U_{1H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$
2. $z_1 \geq 17; z_2 \geq 17; z_3 \geq 17; z_4 \geq 85$
3. $z_1 + z_2 = z_4 - z_3$
4. $\sin \frac{\pi}{k} > \frac{\max(z_2, z_3) + 2h_a^*}{z_1 + z_2}$
5. $\frac{z_1 U_{1H}}{k} (1 + k\Pi) = \mathbb{C}$

Для определения z_1, z_2, z_3, z_4 воспользуемся программой planet.py (Приложение А).

Результаты работы программы planet.py:

$$z_1 = 18; z_2 = 54; z_3 = 40; z_4 = 112$$

Тогда диаметры колёс:

1. $d_1 = mz_1 = 18\text{мм}$

2. $d_2 = mz_2 = 54\text{мм}$

3. $d_3 = mz_3 = 40_{\text{мм}}$

4. $d_4 = mz_4 = 112_{\text{мм}}$

Масштаб графика $\mu_l = 1_{\text{мм}}/\text{мм}$

4 Проектирование кулачкового механизма

4.1 Построение кинематических диаграмм

По заданному закону движения толкателя определяем $\varphi_{\Pi} = 188.57^\circ$.

В течение полного цикла движения толкатель кулачкового механизма должен переместиться из начального положения на расстояние, соответствующее ходу h , а затем возвратиться в исходное положение. Следовательно, для определения v_1 и v_2 , необходимо решить систему:

$$\begin{cases} \int_{\varphi_{\text{нач}}}^{\varphi_p} v_{qB} d\varphi = \int_0^{\varphi_y} v_{qB} d\varphi \\ S_{\text{max}} = h \end{cases} \quad (61)$$

Решая данную систему уравнений, получаем:

$$v_1 = 0.00648\text{м}; \quad v_2 = 0.01296\text{м}$$

График ускорения толкателя a_{qb} можно получить, дифференцируя график скорости:

$$a_{qb}(\varphi) = \frac{dv_{qb}}{d\varphi}$$

График перемещения толкателя можно получить, интегрируя график скорости:

$$S_{qb} = \int v_{qb} d\varphi$$

Графики выполнены в масштабах:

$$\mu_v = 6317\text{мм/м}; \quad \mu_a = 1955\text{мм/м}; \quad \mu_s = 7644\text{мм/м}$$

4.2 Определение основных размеров кулачкового механизма

Основные размеры механизма определяют с помощью фазового портрета, представляющего собой зависимость $S_B(V_{qB})$. Фазовый портрет для механизма с поступательно движущимся толкателем

строим методом графического исключения параметра φ_1 из диаграмм $S_B(\varphi_1), V_{qB}(\varphi_1)$

Ограничивая фазовый портрет лучами, ориентированными с учётом $[\theta]$, находим ОДР, внутри которой с учётом левой внеосности назначается положение оси O_1 и определяются габаритные размеры кулачка r_0 .

$$r_0 = 0.0257\text{м}$$

4.3 Построение профиля кулачка

Координаты точек профиля кулачка рассчитываются в полярной $rO_1\psi$ системе координат. Начало координат совпадает с центром вращения кулачка, полярная ось проходит через начальную точку B_0 На профиле кулачка.

В полярной системе координат радиус r_i центрального профиля и угол ψ_i , определяющий его положение относительно оси, определяют по формулам:

$$r_i = \sqrt{(S_0 + s_{Bi})^2 + e^2}; \quad (62)$$

$$\psi_i = \phi_{1i} - \beta_i; \quad (63)$$

$$\beta_i = \arctan \left(\frac{S_0 + S_{Bi}}{e} \right) - \arctan \frac{S_0}{e}; \quad (64)$$

Где S_0 — координата ближней точки толкателя, S_{Bi} — текущее значение перемещения точки B толкателя, ϕ_{1i} — текущее значение угла поворота кулачка.

Радиус плунжера:

$$r_p = 0.005397\text{м}$$

Построение выполнено в масштабе $\mu_l = 1664\text{мм/м}$

4.4 Построение графика угла давления

Построим график зависимости угла давления от положения толкателя. Для этого воспользуемся формулой:

$$\theta = \arctan \frac{v_{qB}}{S_0 + S_B} \quad (65)$$

График построен в масштабе 3.282мм/град

Заключение

В ходе выполнения курсовой работы были получены следующие результаты:

1. В процессе курсового проектирования был установлен закон движения основного механизма плунжерного насоса простого действия. Были установлены зависимость $\omega(t)$, $\varepsilon(t)$, рассчитан необходимый момент инерции маховых масс, обеспечивающий заданный коэффициент неравномерности $\delta = \frac{1}{22}$
2. Для заданного положения механизма $\varphi_1 = 210^\circ$ проведён силовой расчёт, определены реакции в кинематических парах механизма и движущий момент. Величина этого момента отличается от движущего момента, полученного на первом листе на 0.741 %
3. Спроектирована прямозубая цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача с модулем $m = 4.0$, с числом зубьев колёс $z_1 = 10$, $z_2 = 19$, коэффициентами смещения $x_1 = 0.5$, $x_2 = 0.5$ и коэффициентом перекрытия $\varepsilon_\gamma = 1.296$
4. Спроектирован планетарный редуктор с передаточным отношением $U_{1H} = 9.4$ с $z_1 = 18$; $z_2 = 54$; $z_3 = 40$; $z_4 = 112$.
5. Спроектирован кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем при заданном законе движения толкателя. Минимальный теоретический радиус кулачка $r_0 = 0.0257\text{м}$, радиус плунжера $r_p = 0.005397\text{м}$, при допустимом угле давления $\theta = 24^\circ$

Список использованной литературы

1. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учебное пособие *под ред. Г. А. Тимофеева и Н. В. Умнова* — М.:Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010.
2. Конспект лекций по курсу ТММ. *И. Н. Чернышева*.

Приложение А. (обязательное) Текст программы planet.py

```
1  from math import pi, sin
2
3
4  u = 9.4
5  k = 3
6  n = False
7  for z1 in range(17, 200, 1):
8      tt = round(z1 * u / k * 10) - z1 * u / k * 10
9      if not (-0.0001 < tt < 0.0001):
10         continue
11     for z2 in range(17, 200, 1):
12         for z3 in range(17, 200, 1):
13             for z4 in range(85, 200, 1):
14                 k1 = 1 + (z2 * z4) / (z1 * z3)
15                 t1 = (z1 + z2 == z4 - z3)
16                 t2 = (u - 0.01 < k1 < u + 0.01)
17                 t3 = sin(pi / k) > (max(z2, z3) + 2) / (z1 + z2)
18                 if t1 and t2 and t3:
19                     if (k1 == 9.4):
20                         n = True
21                         print(z1, z2, z3, z4, k1)
22                         break
23                     print(z1, z2, z3, z4, k1)
24             if n: break
25         if n: break
26     if n: break
```