

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
**«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»**
ВОЛЖСКИЙ ФИЛИАЛ МАДИ

Теория механизмов и машин

Методические указания по выполнению курсовой работы
для студентов направления подготовки 23.03.03 Эксплуатация
транспортно-технологических машин и комплексов

Чебоксары, 2025

Содержание

Введение.....	3
1. Структурный анализ	3
2. Кинематический анализ.....	5
2.1. Построение кинематической схемы.....	6
2.2. Определение скоростей	7
2.3. Определение ускорений	10
3. Силовой расчёт (динамический анализ) механизма.....	13
3.1. Определение сил инерции звеньев	13
3.2. Определение реакций в кинематических парах групп Ассура	14
3.3. Силовой расчёт ведущего звена механизма	16
3.4. Рычаг Н.Е. Жуковского.	17
4. Оформление курсовой работы.....	19
4.1. Основные требования	19
4.2. Построение таблиц.....	19
4.3. Формулы и расчёты.....	20
4.4. Библиографическое описание литературы.....	20
5. Вопросы для подготовки к защите курсовой работы.....	21
Литература	23
ПРИЛОЖЕНИЕ	24

Введение

Курсовая работа предусматривает выполнение 1 листа графических построений на формате А-1 или А-2 и расчетно-пояснительной записки на формате А-4 объемом до 15 страниц. В контрольной работе графическая часть выполняется на 2-х листах формата А-4.

Проект включает 3 раздела:

1. Структурный анализ механизма.
2. Кинематический анализ.
3. Силовой расчет (кинематическое исследование).

Содержание работы

1. Структурный анализ – определение степени подвижности и класса механизма (в записке).

2. Кинематический анализ графоаналитическим методом – построение кинематической схемы механизма и плана скоростей и ускорений.

3. Силовой расчет – определение реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы графоаналитическим методом и методом Жуковского.

Номер задания курсовой и контрольной работы выбирается по предпоследней цифре шифра студента, а номер варианта – по последней.

1. Структурный анализ

При структурном анализе определяют степень подвижности и класс механизма.

Степень подвижности плоских механизмов определяют по формуле П.Л. Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - 1p_4$$

где, n – число подвижных звеньев;

p_5 – количество кинематических пар 5-го класса (низших);

p_4 – количество пар 4-го класса (высших).

Класс механизма определяется наивысшим классом структурной группы, входящей в состав механизма.

Для выполнения структурного анализа в пояснительной записке строится структурная схема механизма, которая после выделения основной цепи – ведущее звено со стойкой (цепь I класса) разделяется на структурные группы. После этого записывается формула строения механизма и определяется класс.

Пример: Произвести структурный анализ плоского механизма, изображенного на рис. 1.

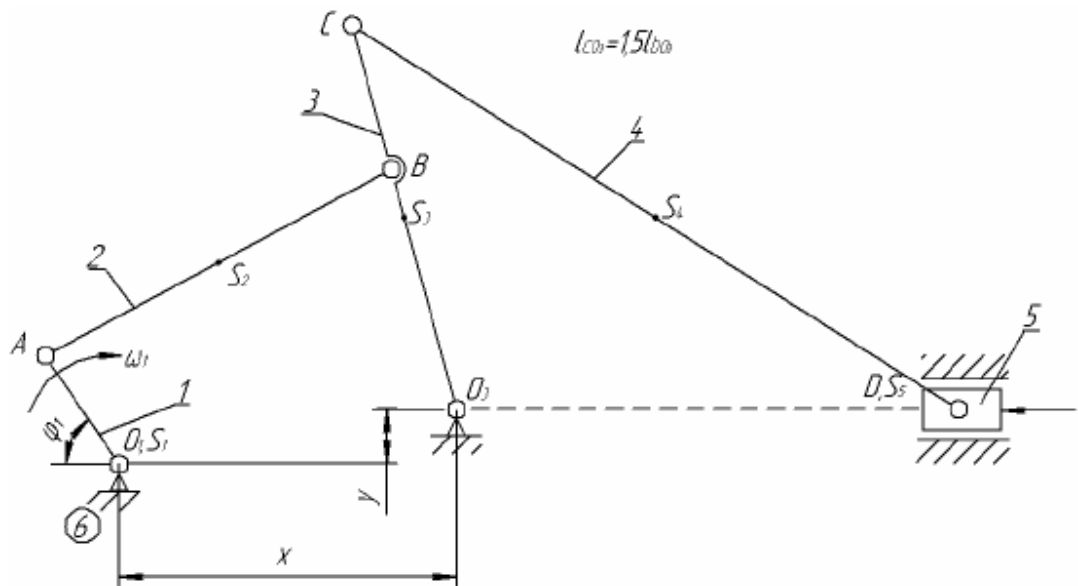


Рис. 1 – Схема плоского механизма

Определяем степень подвижности механизма по формуле П.Л. Чебышева.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1,$$

где $n = 5$ — число подвижных звеньев (кривошип ОВ, СВ, звенья АВ, ВD, ползун D);

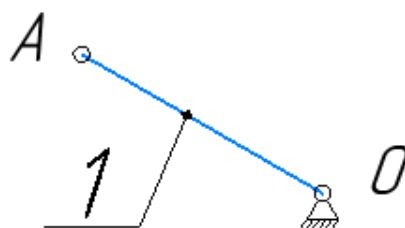
$P_5 = 7$ — число кинематических пар пятого класса (О (6;1), А (1,2), В (2,3), С(3,0₃), D(5,0), D(4,5), В(3,4))

$P_4 = 0$ — число кинематических пар четвертого класса.

Определяем класс и порядок механизма. Для этого разделим механизм на группы Ассура. Этот механизм состоит из одной группы Ассура II класса 1-го порядка 2-го вида, одной группы Ассура II класса 2-го порядка 2-го вида и механизма I класса, состоящего из ведущего звена 1 и стойки 0.

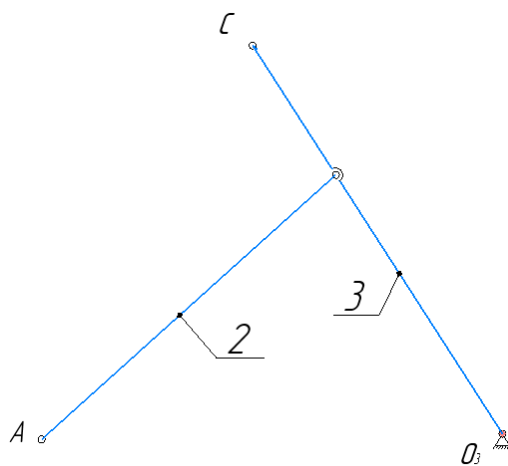
Определяем класс механизма.

Отбрасываем основную цепь – звенья 1 и 0 (I кл.)

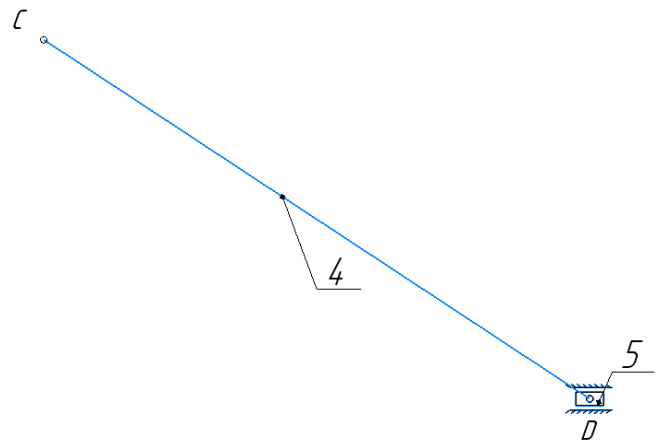


1 класс

Оставшуюся группу звеньев разделяем на 2 структурные группы 2 класса 1 и 2 видов.



2 класс 1 вид.



2 класс 2 вид.

Записываем формулу строения механизма

$$I(0,1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5).$$

В целом данный механизм 2 класса, т.к. наивысший класс структурной группы – второй.

2. Кинематический анализ

При кинематическом анализе находят положение всех звеньев при заданном положении ведущего звена (построение кинематической схемы механизма), определяют скорости и ускорения отдельных точек, угловые скорости и ускорения звеньев.

Кинематическая схема строится методом засечек. Кинематические параметры чаще всего определяют графоаналитическим методом (метод планов скоростей и ускорений).

Рассмотрим порядок кинематического анализа на примере механизма изображенного на рис. 1. Используем исходные данные:

X, Y – координата шарнира O_3 , м.

l_{O_1A} – длина кривошипа м.

l_{AB} – длина шатуна BC, м.

l_{O_3B} – длина коромысла CD, м.

l_{CD} – длина шатуна м.

ω_1 – угловая скорость кривошипа, c^{-1} .

φ_1 – обобщенная координата, определяющая положение ведущего звена, град.

Центры масс звеньев 2,3 и 4 лежат на их серединах, центра масс кривошипа совпадает с центром шарнира O_1 , центр масс ползуна 5 совпадает с центром шарнира D (рис.2).

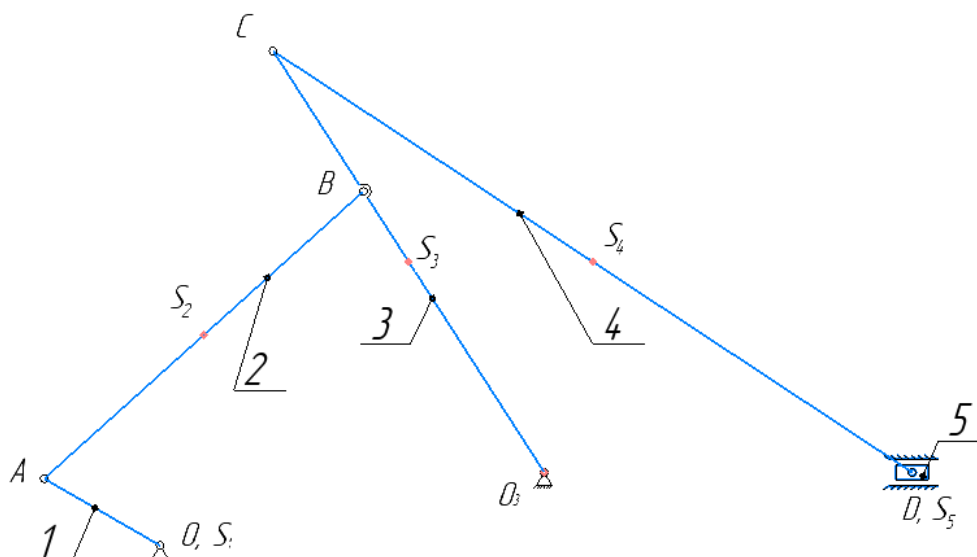


Рисунок 2 – Схема механизма с центрами масс

2.1. Построение кинематической схемы

В левом верхнем углу формата строится кинематическая схема механизма в масштабе $\mu_l = l_{AB} / \overline{O_1A}$ (м/мм)

где: l_{O_1A} – длина кривошипа, (м),

$\overline{O_1A}$ – отрезок на чертеже, (мм).

Вычисляются отрезки, изображающие размеры остальных звеньев, координаты отдельных точек и методом засечек находят положение их:

$$\overline{AB} = l_{BC} / \mu_l \text{ (мм)}. \quad \overline{O_3B} = l_{O_3B} / \mu_l \text{ (мм)}.$$

$$\overline{CD} = l_{CD} / \mu_l \text{ (мм)}. \quad \overline{CD} = l_{CD} / \mu_l \text{ (мм)}.$$

$$\overline{X} = X / \mu_l \text{ (мм)}, \quad \overline{Y} = Y / \mu_l \text{ (мм)}.$$

Вначале радиусом, равным длине отрезка $\overline{O_1A}$ из центра шарнира « O_1 » проводится окружность. От заданного направления оси отсчета обобщенной координаты откладывается угол φ_1 и проводится отрезок $\overline{O_1A}$. От точки A по горизонтали и вертикали откладывается отрезок $\overline{X}$ и $\overline{Y}$ и находится т. O_3 . Из точки « O_3 » радиусом, равным длине отрезка $\overline{O_3B}$ проводится часть дуги окружности, а из точки «A» - часть дуги радиусом, равным длине отрезка $\overline{AB}$. Точки их пересечения и будет точкой «B». Далее откладывается отрезок $\overline{O_3C}$, равный по условию $\overline{O_3C} = 1,5 \cdot \overline{O_3B}$; из точки «C» радиусом, равным отрезку $\overline{CD}$, делается засечка на горизонтальной направляющей. Тем самым найдено положение центра шарнира D. В результате решена первая задача анализа – найдены положения всех звеньев механизма при заданном положении ведущего (входного) звена. В соответствии с координатами, показываются положения центров масс звеньев и проставляются номера звеньев.

В рассматриваемом примере центр масс кривошипа 1 совпадает с центром шарнира O_1 , центр масс ползуна 5 совмещается с центром шарнира D, а центры масс звеньев 2, 3 и 4 лежат на их серединах.

Аналогично строим положение механизма от ведущего кривошипа $\overline{O_1A}$ в 6 положениях (по заданию преподавателя в 12 положениях) и обозначаем тонкими линиями (рис.3).

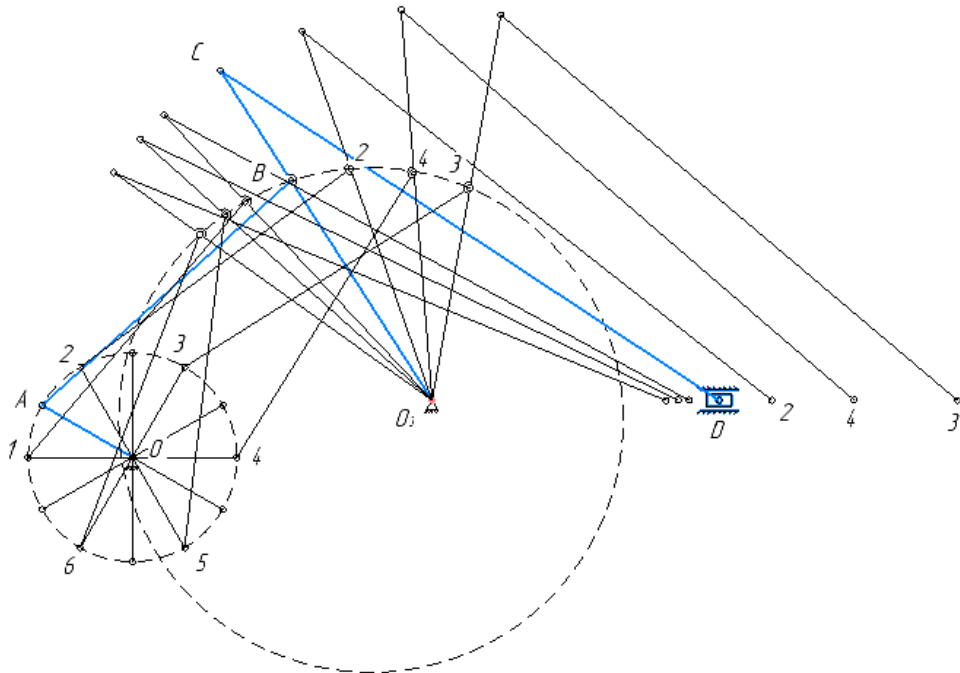


Рисунок 3 – План механизма в 6 положениях

2.2. Определение скоростей

Определяем скорость точки A (по примеру варианта №10 задания №7).

$$v_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 8 \cdot 0,14 = 1,12 \frac{M}{c}.$$

Построение начинаем от ведущего звена. Из точки p , принятой за полюс плана скоростей (рис.4), откладываем в направлении вращения кривошипа OA вектор скорости точки A : $pa = 50$ мм.

Построение плана скоростей группы Ассура II класса 1-го вида (звенья 2,3,4,5) производим по уравнению:

$$\begin{cases} \overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{AB}} \\ \overline{V_B} = \overline{V_{O3}} + \overline{V_{O3B}} \end{cases}$$

$\overline{V_{AB}}$ — вектор скорости точки B во вращательном движении относительно точки A, направлена перпендикулярно оси звена AB; V_{O3} — вектор скорости точки O_3 . Так как точка O_3 неподвижна, то $V_{O3} = 0$; V_{O3B} — вектор скорости точки B во вращательном движении относительно точки O_3 , направлен перпендикулярно оси коромысла BO_3 .

Из точки **a** проводим линию, перпендикулярную оси звена АВ, а из полюса *p* плана скоростей — линию, перпендикулярную коромыслу ВО₃. Точка **b** пересечения этих линий даст конец вектора искомой скорости V_b .

Масштаб планов скоростей вычисляем по формуле

$$\mu_v = \frac{V_A}{pa} = \frac{1,12}{50} = 0,022 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Скорость точки С коромысла определяется по правилу подобия.

$$\frac{BO_3}{CO_3} = \frac{pb}{pc}, \quad CO_3 = 1,5BO_3$$

Проводим отрезок *pc*, сходственный с отрезком О₃С на схеме механизма.

Тогда $pc \cdot \mu_v = V_C$

Для нахождения скорости точки D решается уравнение $\overline{V_D} = \overline{V_C} + \overline{V_{CD}}$

Из точки *c* проводим линию, перпендикулярную оси звена DC, а из полюса *p* плана скоростей — линию, параллельную оси движения ползуна D. Точка **d** пересечения этих линий даст конец вектора искомой скорости V_d .

Скорости точек S_2 , S_3 и S_4 определяем по правилу подобия. Так как центры масс этих звеньев лежат на их серединах, то и на плане скоростей точки S_2 , S_3 , S_4 лежат на серединах соответствующих отрезков. Истинное значение скорости каждой точки определяем по формулам:

$$V_{AB} = ab \cdot \mu_v, \quad V_B = pb \cdot \mu_v, \quad V_{S_2} = pS_2 \cdot \mu_v, \quad V_C = pc \cdot \mu_v, \quad V_d = pd \cdot \mu_v, \quad V_{S_3} = pS_3 \cdot \mu_v, \\ V_{S_4} = pS_4 \cdot \mu_v$$

Производим расчет скоростей.

Положение №4.

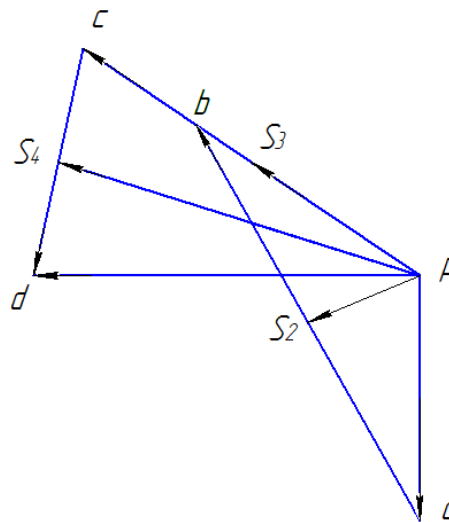


Рисунок 4 – План скоростей для 4-го положения механизма

$$V_{AB} = ab \cdot \mu_v = 93 \cdot 0,022 = 1,12 \text{ м/с},$$

$$V_B = pb \cdot \mu_v = 55,2 \cdot 0,022 = 0,66 \text{ м/с},$$

$$V_C = pc \cdot \mu_v = 82,8 \cdot 0,022 = 1,8 \text{ м/с},$$

$$V_{S_2} = pS_2 \cdot \mu_v = 24,7 \cdot 0,022 = 0,3 \text{ м/с},$$

$$V_{CD} = cd \cdot \mu_v = 47,6 \cdot 0,022 = 0,57 \text{ м/с}$$

$$V_D = p d \cdot \mu_v = 78,6 \cdot 0,022 = 0,94 \text{ м/с}$$

$$V_{S_4} = p S_4 \cdot \mu_v = 77,15 \cdot 0,022 = 0,93 \text{ м/с}$$

Определяем угловую скорость звена АВ, кривошипа O_3C и шатуна CD по формуле:

$$\omega_2 = \omega_{AB} = \frac{V_{AB}}{l_{AB}}, \quad \omega_3 = \omega_{CO_3} = \frac{V_C}{l_{CO_3}}, \quad \omega_4 = \omega_{CD} = \frac{V_{CD}}{l_{CD}}$$

Положение №4

$$\omega_2 = \omega_{AB} = \frac{V_{AB}}{l_{AB}} = \frac{1,12}{0,45} = 3,19 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_3 = \omega_{CO_3} = \frac{V_C}{l_{CO_3}} = \frac{1,8}{0,5175} = 4,57 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_4 = \omega_{CD} = \frac{V_{CD}}{l_{CD}} = \frac{0,57}{0,8} = 0,67 \text{ с}^{-1}$$

Направление угловой скорости звена АВ определяется следующим образом. Переносим мысленно вектор ab с плана скоростей в точку В и наблюдаем направление поворота этого звена вокруг точки А. Например, в положении 4 угловая скорость ω_2 направлена против часовой стрелки.

Рассчитаем для 6 положений (на угол 60°) механизма и сведем в таблицу

1.

Таблица 1 - Значения скоростей точек механизма для 6 положений

Длины векторов скоростей на плане скоростей						
Длина вектора, мм	№ положения					
	1	2	3	4	5	6
ра	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00
ab	42,60	28,42	5,00	93,00	7,80	16,00
pb	33,90	48,80	46,54	55,20	53,37	49,80
cd	32,90	20,57	31,00	47,60	31,07	56,70
pd	24,60	65,35	69,50	78,60	66,70	58,90
pS ₄	36,40	68,62	67,90	77,15	72,00	61,00
pS ₂	37,02	49,00	48,24	24,70	51,56	49,26
pS ₃	28,42	36,60	34,90	41,40	40,00	37,35
pc	50,85	73,2	69,8	82,8	80	74,7
Обозначение скорости точки, м/с	№ положения					
	1	2	3	4	5	6
a	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
S ₂	0,41	0,59	0,58	0,30	0,62	0,59
S ₃	0,21	0,44	0,42	0,50	0,48	0,45
b	0,28	0,59	0,56	0,66	0,64	0,60
d	0,23	0,78	0,83	0,94	0,80	0,71
S ₄	0,30	0,82	0,81	0,93	0,86	0,73
ab	0,45	0,34	0,06	1,12	0,09	0,19
cd	0,30	0,25	0,37	0,57	0,37	0,68
c	0,414	0,88	0,84	0,99	0,96	0,896

Угловые скорости $\omega_2, \omega_3, \omega_4$ сводим также в таблицу для 6 положений.

Таблица 2 – угловые скорости механизма для 6 положений.

Обозначение угловой скорости, с^{-1}	Позиция					
	1	2	3	4	5	6
ω_2	1,27	0,97	0,17	3,19	0,27	0,55
ω_3	1,90	4,04	3,85	4,57	4,41	4,12
ω_4	0,36	0,29	0,44	0,67	0,44	0,80

2.3. Определение ускорений

Рассмотрим построение плана ускорений. Так как звено ОА вращается с постоянной угловой скоростью, то точка А звена будет иметь только нормальное ускорение, величина которого равна:

$$a_A = a_{OA}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 6^2 \cdot 0,1 = 3,6 \text{ м/с}^2.$$

Масштаб плана ускорений определяется по формуле

$$\mu_a = \frac{a_A}{pa} = \frac{3,6}{50} = 0,072 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}.$$

где $pa = 50$ мм — длина отрезка, изображающего на плане ускорений вектор нормального ускорения точки А звена ОА (произвольный отрезок).

Из произвольной точки р — полюса плана ускорений проводим вектор pa параллельно звену ОА в направлении от точки А к точке О.

Построение плана ускорений группы Ассура II класса 1-го вида (звенья 2,3,4,5) производим согласно векторному уравнению:

$$\begin{cases} a_B = a_a + a_{AB}^\tau + a_{AB}^n \\ a_B = a_{BO3}^\tau + a_{BO3}^n \end{cases},$$

$$a_D = a_C + a_{CD}^\tau + a_{CD}^n$$

где a_B — ускорение точки В; a_{BO3}^n — нормальное ускорение точки В звена СВ при вращении его вокруг точки С, направлено вдоль оси звена СВ от точки В к точке С, a_{CB}^τ — тангенциальное ускорение точки В при вращении его вокруг точки С, направлено перпендикулярно оси звена СВ; a_{AB}^n — нормальное ускорение точки В звена ВО₃ при вращении его вокруг точки О₃, направлено вдоль оси звена ВО₃ от точки В к точке О₃, a_{AB}^τ — тангенциальное ускорение точки А при вращении его вокруг точки В, направлено перпендикулярно оси звена АВ.

$$a_{AB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 3,19^2 \cdot 0,35 = 3,56 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{BO3}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BO3} = 4,57^2 \cdot 0,145 = 4,54 \text{ м/с}^2,$$

a_{CD}^n — нормальное ускорение точки D при вращении его вокруг точки C, направлено вдоль оси звена CD от D к C, a_{CD}^{τ} — касательное ускорение точки D при вращении его вокруг точки C, направлено перпендикулярно к оси звена CD. Впишем в таблицу 3 для 6 положений механизма.

Обозначение ускорения, с ⁻²	Позиция					
	1	2	3	4	5	6
a_{AB}^n	0,57	0,06	0,01	3,56	0,03	0,11
a_{O3B}^n	0,79	3,55	3,23	4,54	4,24	3,69
a_{CD}^n	0,11	0,07	0,16	0,38	0,16	0,54

$$a_B = pb \cdot \mu_a, a_{S_2} = pS_2 \cdot \mu_a, a_{AB}^\tau = 1b \cdot \mu_a, a_{O3C}^\tau = 2b \cdot \mu_a$$

$$a_{S_4} = pS_4 \cdot \mu_a; a_{S_5} = pS_5 \cdot \mu_a$$
$$\begin{aligned} a_C &= pc \cdot \mu_a = 11,8 \text{ М/с}^2, \\ a_{S_2} &= pS_2 \cdot \mu_a = 5,52 \text{ М/с}^2 \\ a_{AB}^\tau &= 1b \cdot \mu_a = 1,5 \text{ М/с}^2, \end{aligned}$$

$$a_{CO}^r = 2c \cdot \mu_a = 8,86 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{CD}^r = 3d \cdot \mu_a = 0,59 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{S_4} = pS_4 \cdot \mu_a = 11,29 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{S_5} = pS_5 \cdot \mu_a = 11,41 \text{ м/с}^2.$$

Заносим в таблицу 4 для 6 положений.

Таблица 4 - Ускорения точек звеньев механизма

Длины векторов ускорений на плане ускорений						
Длина вектора мм	№ положения					
	1	2	3	4	5	6
ра	50	50	50	50	50	50
ab ⁿ (a1)	7,87	0,86	0,14	49,42	0,35	1,46
ab ^t (1b)	23,7	0,67	0,8	20,9	124,4	43
cb ⁿ (p2)	10,94	49,27	44,81	63,04	58,93	51,31
cb ^t (2b)	53,5	22,9	6,4	123,12	81,2	81,25
bd ⁿ (b3)	1,49	1,00	2,26	5,33	2,27	7,56
bd ^t (3d)	27,76	69,9	65	8,22	52,14	112
pb	56	74,8	74,17	155,25	120	111,9
pd	42,6	47,48	25	158,5	118,76	17,9
pS ₄	47,8	52	44,8	156,8	116,5	57,2
pS ₂	42,3	49,9	49,7	76,7	24,14	59,8
pS ₃	29,9	37,4	37,1	77,6	60	55,95
Обозначение ускорения, м/с ²	№ положения					
	1	2	3	4	5	6
c	4,03	5,39	5,34	11,18	8,64	8,06
cd ^t	2,00	5,03	4,68	0,59	3,75	8,06
ab ^t	1,71	0,05	0,06	1,50	8,96	3,10
co ^t	3,85	1,65	0,46	8,86	5,85	5,85
S ₂	3,05	3,59	3,58	5,52	1,74	4,31
S ₃	2,15	2,69	2,67	5,59	4,32	4,03
S ₄	3,44	3,74	3,23	11,29	8,39	4,12
S ₅	3,07	3,42	1,80	11,41	8,55	1,29

Определяем угловые ускорения $\varepsilon_2, \varepsilon_4$ звена 2,4, $\varepsilon_1 = 0 \text{ рад/с}^2$,

Положение №4

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{AB}^r}{l_{AB}} = 4,3 \text{ рад/с}^2,$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{CO}^r}{l_{CO3}} = 40,76 \text{ рад/с}^2,$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{CD}^r}{l_{CD}} = 0,7 \text{ рад/с}^2.$$

Заносим в таблицу для 6 положений.

Таблица 4 – Угловые ускорения точек звеньев механизма

Обозначение углового ускорения, рад/с ²	№ положения					
	1	2	3	4	5	6
ε_2	4,88	0,14	0,16	4,30	25,59	8,85
ε_3	17,71	7,58	2,12	40,76	26,88	26,9
ε_4	2,35	5,92	5,51	0,70	4,42	9,49

Для определения направления углового ускорения ε_2 мысленно переносим вектор $1b$ с плана ускорений в точку В звена АВ. Считая точку А неподвижной, замечаем, что поворот звена будет против часовой стрелки. Для определения направления углового ускорения ε_4 мысленно переносим вектор $3d$ с плана ускорений в точку D звена CD. Считая точку С неподвижной, замечаем, что поворот звена будет против часовой стрелки.

3. Силовой расчёт (динамический анализ) механизма

3.1 Определение сил инерции звеньев

Определяем силы инерции и момент от пары сил, действующие на звенья механизма по формулам.

$$P_{u2} = m_2 \cdot a_{S2}, P_{u3} = m_3 \cdot a_{S3}, M_{u2} = I_{S2} \cdot \varepsilon_2.$$

Положение №4

$$P_{u2} = m_2 \cdot a_{S2} = 27,61(\text{Н}), M_{u2} = I_{S2} \cdot \varepsilon_2 = 0,26(\text{Нм})$$

$$P_{u3} = m_3 \cdot a_{S3} = 27,94(\text{Н}), M_{u3} = I_{S3} \cdot \varepsilon_3 = 0,96(\text{Нм})$$

$$P_{u4} = m_4 \cdot a_{S4} = 135,48(\text{Н}), M_{u4} = I_{S4} \cdot \varepsilon_4 = 0,6(\text{Нм})$$

$$P_{u5} = m_5 \cdot a_{S5} = 285,3(\text{Н}).$$

Заносим в таблицу для 6 положений механизма.

Таблица 5 – Силы инерции и моменты сил для 6 положений механизма

Силы инерции и момент сил	Положения					
	1	2	3	4	5	6
P_{U2}	15,23	17,96	17,89	27,61	8,69	21,53
P_{U3}	10,76	13,46	13,36	27,94	21,60	20,14
P_{U4}	41,30	44,93	38,71	135,48	100,66	49,42
P_{U5}	76,68	85,46	45,00	285,30	213,77	32,22
M_{U2}	0,30	0,01	0,01	0,26	1,57	0,54
M_{U3}	0,42	0,18	0,05	0,96	0,64	0,64
M_{U4}	2,04	5,13	4,77	0,60	3,83	8,23

Векторы сил инерции прикладываем в центрах масс звеньев противоположно векторам ускорений, а векторы моментов инерции – противоположно угловым ускорениям.

Для звеньев 2, 3 и 4 определяем плечи переноса векторов сил инерции и находим точки качания их. μ масштабный коэффициент, задан студентом по чертежу механизма на листе формата А1.

$$h_2 = \frac{M_{U2}}{P_{U2} \cdot \mu} = \frac{0,26}{27,61} \cdot 0,2 = 0,0019\text{м} = 1,9\text{мм}, \quad h_3 = \frac{M_{U3}}{P_{U3} \cdot \mu} = \frac{0,96}{27,94} \cdot 0,2 = 0,007\text{м},$$

$$h_4 = \frac{M_{U4}}{P_{U4} \cdot \mu} = \frac{0,6}{135,48} \cdot 0,2 = 0,0008\text{м} = 0,8\text{мм}$$

Прикладываем внешние силы G_2 , G_3 , $P_{и2}$, $P_{и3}$, P_3 , и неизвестные реакции R_{12} , R_{03} к звеньям 2, 3. Силы G_2 в центре масс S_2 звена 2, силы G_3 — в центре масс S_3 звена 3. Причем силы $P_{и2}$ и $P_{и3}$ направляем в стороны, противоположные соответственно ускорениям a_{s2} и a_{s3} . Момент M_{U2} прикладываем к звену 2 в сторону, противоположную угловому ускорению.

3.2. Определение реакций в кинематических парах групп Ассура

Звенья 4 и 5.

Реакция R_{34} неизвестна ни по величине, ни по направлению. Разбиваем ее на две составляющие нормальную и тангенциальную

Величина реакции R_{34}^t определится из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 4, относительно точки D.

Для положения №4

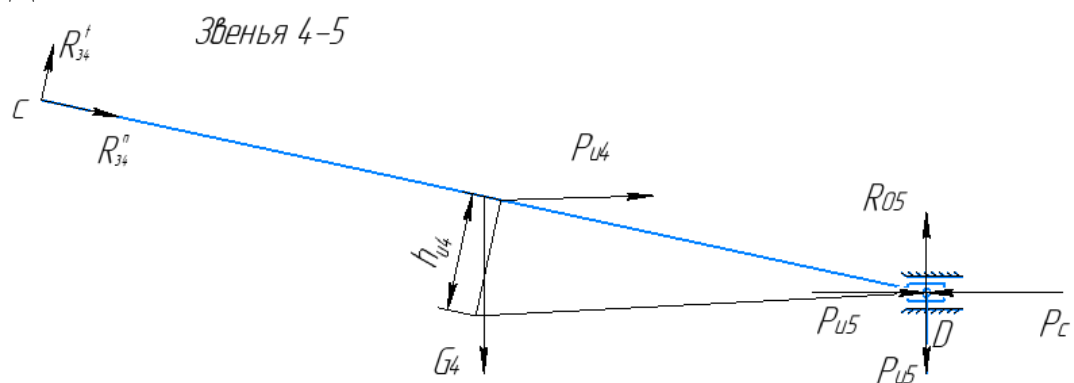


Рисунок 6 – Схема направлений сил группы звеньев 4 и 5 на механизме

Для группы звеньев 4 и 5: $-R_{34}^t \cdot CD + G_4 \cdot h_{G4} - P_{u4} \cdot h_{u4} = 0$

$$R_{34}^t = \frac{G_4 \cdot h_{G4} - P_{u4} \cdot h_{u4}}{CD} = \frac{140 \cdot 0,41 - 135,48 \cdot 0,102}{0,85} = \frac{49,2 - 13,8}{0,85} = 41,64 \text{ (Н)}.$$

Значит R_{34}^t направлен в заданную сторону.

Запишем векторное уравнение для звеньев 4 и 5:

$$\overline{R}_{34}^t + \overline{R}_{34}^n + \overline{G}_4 + \overline{P}_{u4} + \overline{G}_5 + \overline{P}_{u5} + \overline{P}_c + \overline{R}_{05} = 0$$

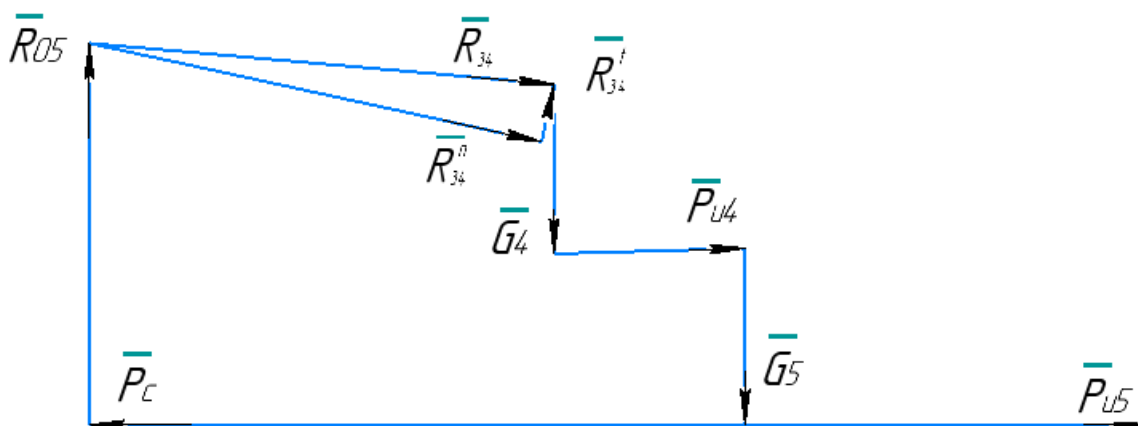


Рисунок 7 – Направление векторов сил звеньев 4 и 5

Построив план сил звеньев (выбираем масштабный коэффициент $\mu = 15$ Н/мм), определим реакцию R_{34} и R_{05} :

$$R_{34} = 66,16 \cdot 5 = 330,8 \text{ Н};$$

$$R_{05} = 54 \cdot 5 = 270 \text{ Н}.$$

Реакция R_{05} — это сила действия со стороны стойки на ползун 5. Направлена перпендикулярно оси движения ползуна.

Для группы звеньев 2 и 3:

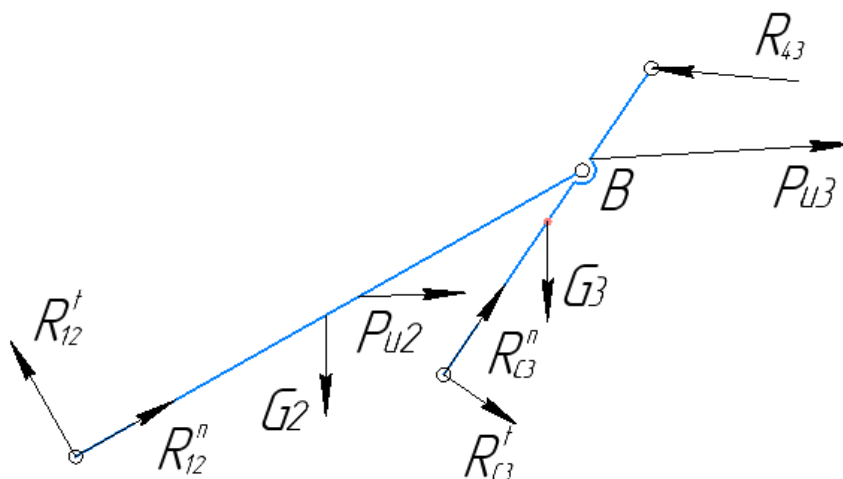


Рисунок 8 – Направление векторов сил звеньев 2 и 3 на механизме

$$\text{Звено 2: } -R_{12}^t \cdot AB + G_2 \cdot h_{G2} + P_{u2} \cdot h_{u2} = 0$$

$$R_{12}^t = \frac{G_2 \cdot h_{G2} + P_{u2} \cdot h_{u2}}{AB} = \frac{50 \cdot 0,156 + 27,61 \cdot 0,082}{0,35} = \frac{7,8 + 2,26}{0,35} = 28,75 \text{ (Н)}.$$

Значит R_{12}^t направлен в заданную сторону.

$$\text{Звено 3: } R_{C3}^t \cdot OB + G_3 \cdot h_{G3} + P_{u3} \cdot h_{u3} + R_{43} \cdot h_{r3} = 0$$

$$R_{C3}^t = \frac{G_3 \cdot h_{G3} + P_{u3} \cdot h_{u3} + R_{43} \cdot h_{r3}}{OB} = \frac{52 \cdot 0,02 + 27,94 \cdot 0,03 + 330,8 \cdot 0,07}{0,29} = \frac{1 + 0,84 + 23,15}{0,29} = 86,2 \text{ (Н)}$$

Значит R_{C3}^t направлен в заданную сторону.

Запишем векторное уравнение для звена 2 и 3:

$$\overline{R}_{12}^t + \overline{R}_{12}^n + \overline{G}_2 + \overline{P}_{u2} + \overline{P}_{u3} + \overline{R}_{43} + \overline{G}_3 + \overline{R}_{C3}^t + \overline{R}_{C3}^n = 0$$

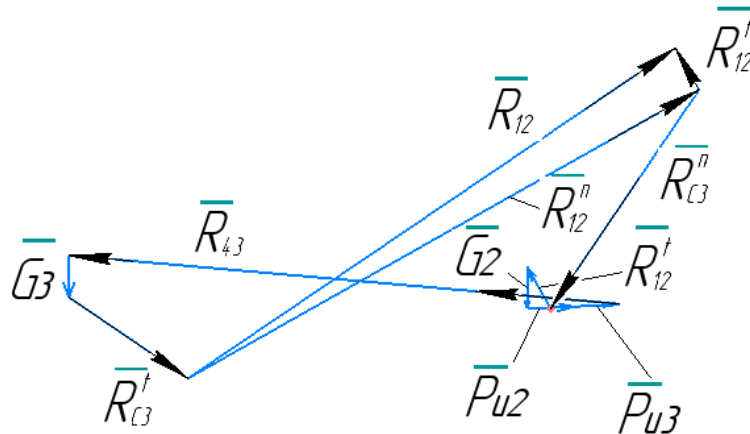


Рисунок 9 – Направление векторов сил звеньев 2 и 3

Построив план сил звеньев (выбираем масштабный коэффициент $\mu = 10$ Н/мм), определим реакцию R_{12} и R_{C3} (R_{C3}^n направлена в противоположную сторону):

$$R_{12} = 163,44 \cdot 10 = 1634,4 \text{ (Н)} ; R_{C3} = 132,84 \cdot 10 = 1328,4 \text{ (Н)}.$$

3.3. Силовой расчет ведущего звена механизма

Изображаем ведущее звено ОА со стойкой с действующими на него силами.

Ведущее звено имеет степень подвижности $W = 1$, поэтому под действием приложенных к нему сил, в том числе и сил инерции, его нельзя считать находящимся в равновесии. Чтобы имело место равновесие, необходимо дополнительно ввести силу или пару, уравнивающие все силы, приложенные к ведущему звену. Эта сила и момент носят название уравнивающей силы P_y и уравнивающего момента M_y .

Изображаем ведущее звено ОА и стойку с приложенными к нему силами. В точке А на ведущее звено действуют силы $\overline{R}_{21} = -\overline{R}_{12}$ и уравнивающая сила P_y , направленная перпендикулярно кривошипу ОА, неизвестная по величине. Величину уравнивающей силы P_y найдем из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 1, относительно точки А.

$$-P_y \cdot OA + R_{21} \cdot h_{R21} = 0, \text{ откуда } P_y = \frac{R_{21} \cdot h_{R21}}{OA} = \frac{1734,4 \cdot 0,069}{0,1} = 468,2 \text{ Н}.$$

Положение механизма №4

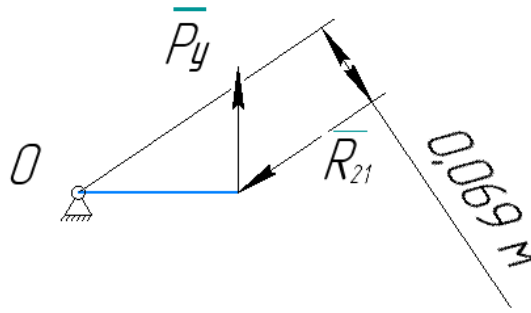


Рисунок 10 - Направление векторов сил ведущего звена механизма положения №1

Для определения реакции R_{01} со стороны стойки на ведущее звено строим план сил в масштабе $\mu_p = 20 \text{ Н/мм}$ по уравнению

$$\overline{P_y} + \overline{G_1} + \overline{R_{21}} + \overline{R_{01}} = 0.$$

Откладываем последовательно известные силы.

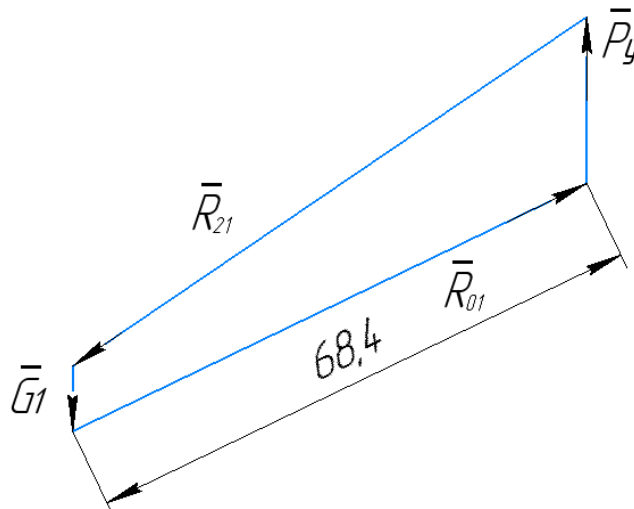


Рисунок 11 - Направление векторов сил ведущего звена

Получаем величину реакции $R_{01} = 68,4 \cdot 20 = 1368 \text{ (Н)}$.

3.4. Рычаг Н.Е. Жуковского.

Строим повернутый на 90 градусов план скоростей.

Прикладываем в соответствующие точки все силы (рисунок 12).

Тогда имеем:

$$-P_{Жук}^y \cdot pa + G_2 \cdot h_{G2} - G_3 \cdot h_{G3} + P_{u2} \cdot h_2 - P_{u3} \cdot h_3 - G_4 \cdot h_{G4} - P_{u4} \cdot h_4 + P_c \cdot pd - P_{u5} \cdot pd = 0,$$

откуда

$$P_{Жук}^y = \frac{G_2 \cdot h_{G2} - G_3 \cdot h_{G3} + P_{u2} \cdot h_2 - P_{u3} \cdot h_3 - G_4 \cdot h_{G4} - P_{u4} \cdot h_4 + P_c \cdot pd - P_{u5} \cdot pd}{pa} =$$

$$= \frac{45828}{100} = 458,28 \text{ (Н)}$$

Сравниваем результаты вычислений уравнивающей силы P_y , найденной методами планов сил и рычага Н. Е. Жуковского. Расхождение результатов составляет:

$$\Delta = \frac{|P_y - P_{yжс}|}{P_y} \cdot 100\% = \frac{|468,2 - 458,3|}{468,2} \cdot 100\% = 1,5\%.$$

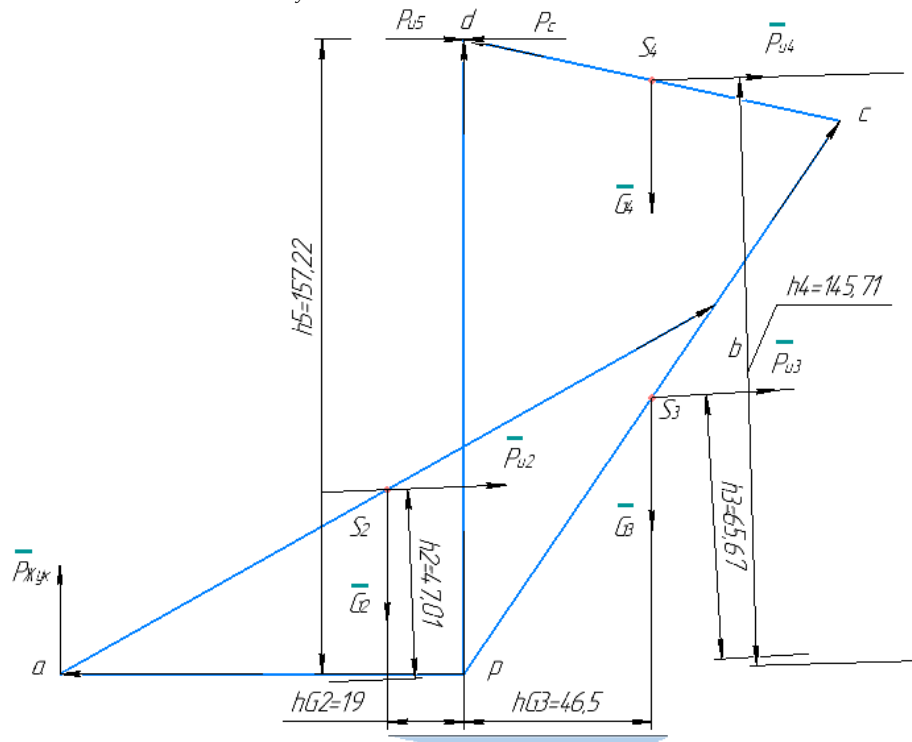


Рисунок 12 - Рычаг Н.Е. Жуковского для положения №4

4. Оформление курсовой работы

4.1. Основные требования

Пояснительная записка (ПЗ) оформляется по ГОСТ Р 2.105-2019 «Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам» и выполняется рукописным или компьютерным способом на одной стороне листа формата А-4. Все листы, кроме титульного и задания, должны иметь обведённую рамку с отступлениями на 20 мм от левого края и на 5 мм от трёх других краёв и контур основной надписи по форме 2а, в которой в отведённой графе проставляется номер страницы.

Титульный лист записки является первой её страницей. На первом листе текста заполняется основная надпись по форме 2 (40×185).

Текст располагается следующим образом: расстояние от рамки слева до границ текста в начале строк не менее 5 мм, в конце строк – не менее 3 мм, от верхней и нижней строк – не менее 10 мм. Высота цифр и букв не менее 2,5 мм. Число строк – не более 30.

Текст пояснительной записки разделяют на разделы и подразделы.

Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всей записки, обозначенные арабскими цифрами с точкой. Номера подразделов состоят из номера раздела и подраздела, разделённые точкой (например, 1.2. – второй подраздел первого раздела).

Наименования разделов и подразделов должны быть краткими. Наименования разделов записывают в виде заголовков (симметрично тексту) прописными буквами. Наименования подразделов записывают в виде заголовков (с абзаца) строчными буквами (кроме первой – прописной). Переносы слов в заголовках не допускаются. Точку в конце заголовка не ставят.

Расстояние между заголовком и текстом 15 мм. Расстояние между заголовками раздела и подраздела 7 мм.

Каждый раздел рекомендуется начинать с новой страницы.

В конце записки приводится список литературы.

4.2. Построение таблиц

Таблица позволяет представить цифровой материал ПЗ в компактной форме. Для таблицы рекомендуется заголовок, раскрывающий в полной мере её содержание. Заголовок должен быть выразительным и кратким.

Таблицы нумеруют. Номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера, разделённых точкой. Слово «Таблица» и номер записывают над заголовком таблицы справа у линии рамки (см. пример 1).

4.3. Формулы и расчёты

Расчёты излагаются в той последовательности, которая определяется характером решаемой задачи.

Наиболее важные из формул, на которые ссылаются в тексте, нумеруют арабскими цифрами.

Номер формулы состоит из номера раздела и её порядкового номера разделённой точкой. Номер формулы заключают в круглые скобки. Например (3.1.), что означает первую формулу третьего раздела.

Использованные в формуле символы последовательно расшифровываются. Расшифровку начинают со слова «где», непосредственно после которого приводят первый поясняемый символ. Все последующие символы отделяют от предыдущей расшифровки точкой с запятой. Перед словом «где» после формулы ставят запятую.

Пример. Мощность привода [2]

$$N=T \cdot \omega, \quad (3.1)$$

где, ω - угловая скорость, ($\omega = \frac{\pi n}{30}$);

T - крутящий момент, ($T = 100$ Нм);

n - частота вращения, ($n = 148$ мин⁻¹);

$$N = 100 \cdot 155 = 15 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 15 \text{ кВт}$$

После основной части проекта располагают «Заключение», которое является структурной неотъемлемой частью любого проекта. В нём подводится итог проектирования.

Заключение должно содержать оценку результатов проекта, выводы по проделанной работе, предложения по использованию полученных результатов.

4.4. Библиографическое описание литературы

Список использованной литературы должен включать все обязательные элементы библиографического описания в установленной последовательности в соответствии с ГОСТ Р 7.0.100-2018 «Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления» составляется по схемам:

а) для книг, брошюр и других изданий:

Фамилии и инициалы авторов (.) Основное заглавие (:)

Сведения, относящиеся к заглавию (/) Сведения об авторах (.-)

Сведения о повторности издания (.-) Место издания (:) Издательство (,)

Год издания (.) Количество страниц (.)

б) для составных частей издания (статьи):

Фамилии и инициалы авторов статьи (.) Основное заглавие (")

Сведения об издании, в котором помещена составная часть (.)

В библиографическом описании издания двух авторов приводят фамилии обоих, разделяя их запятой. Если авторов три, то в описании приводят фамилии лишь первого с добавлением слова «[и др.]». Если авторов более четырёх, фамилии их помещают после заголовка.

Место издания приводят полностью. Сокращают только названия двух городов: М (Москва) и Л (Ленинград).

Примеры библиографических описаний:

1. Мкртычев, О.В. Теория механизмов и маши: учебник / О.В. Мкртычев. – Москва: ИНФРА-М, 2024. – 553 с. – (Высшее образование). Текст: электронный. - URL: <https://znanium.ru/catalog/product/2151394>.

2. Теория механизмов и машин: М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А. Семенов. – 4-е изд., перераб. – Москва.: Издательский центр «Академия», 2013. – 560с.

В ПЗ обязательны ссылки на использованные литературные источники. Ссылки на литературные источники приводят в квадратных скобках в соответствии с номером по списку, например: «По табл. 1.1 [4] принимаем значение $x=0,395$ ».

5 Вопросы для подготовки к защите курсовой работы

1. Объяснить назначение и устройство данного механизма. Дать технические названия всех звеньев, подсчитать количество кинематических пар и определить их класс.

2. Определить степень подвижности и класс механизма.

3. Дать определение структурной группы и привести характеристику структурных групп, входящих в состав данного механизма.

4. Объяснить, как строится кинематическая схема механизма.

5. Объяснить порядок кинематического анализа рычажных механизмов графоаналитическим методом.

6. Объяснить сущность метода подобия при определении скоростей и ускорений отдельных точек звеньев.

7. Рассказать правила определения направлений угловых скоростей и ускорений звеньев.

8. Для чего и как проводится силовой расчет рычажных механизмов?

9. Как сводится задача динамики к задаче статики?

10. Как определялись главные векторы и главные моменты сил инерции для каждого звена механизма?

11. Как определяются направления векторов сил инерции и моментов инерции звеньев?

12. Как находится точка качания звена, совершающего плоскопараллельное движение?

13. В какой последовательности определяются реакции в кинематических парах групп Ассура 2 класса?

14. В чем суть уравновешивающей силы и как она определяется?

15. Объяснить особенность расчета структурной группы 2 класса 3 вида?

16. Как определяется уравнивающая сила методом Жуковского?

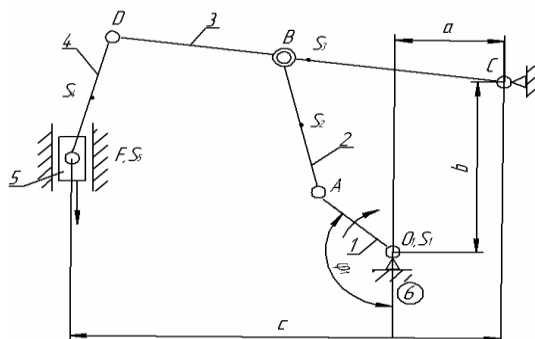
Литература

1. Галкин, П. А. Теория механизмов и машин : учебное пособие / П. А. Галкин. — Тамбов : ТГТУ, 2022. — 127 с.
2. Мкртычев, О. В. Теория механизмов и машин : учебник / О.В. Мкртычев. — Москва : Вузовский учебник : ИНФРА-М, 2024. — 553 с.
3. Тимофеев, Г. А. Теория механизмов и машин : учебник и практикум для вузов / Г. А. Тимофеев. — 4-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2026. — 432 с.
4. Чмиль, В. П. Теория механизмов и машин : учебно-методическое пособие / В. П. Чмиль. — 3-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2022. — 280 с.

П Р И Л О Ж Е Н И Е

Задание № 1

Анализ плоского шестизвенного механизма вытяжного пресса.

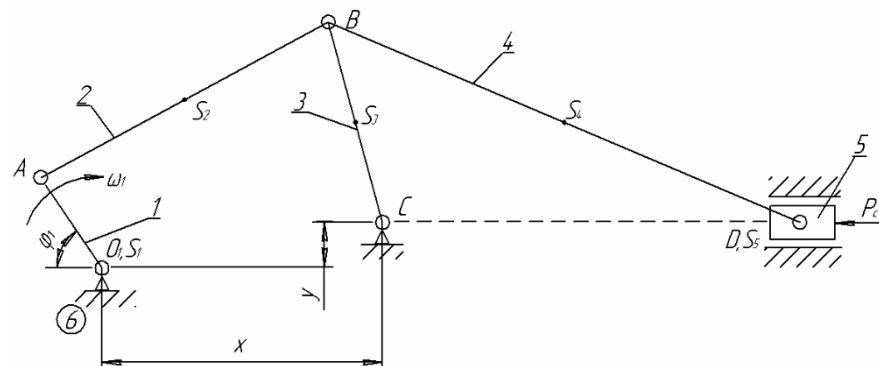


Параметры	Обозначение	Размерность	Номера вариантов и числовые значения параметров														
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Размеры звеньев механизма	l_{OA}	м	0,1	0,09	0,09	0,09	0,1	0,11	0,12	0,1	0,09	0,1	0,12	0,1	0,09	0,1	0,12
	l_{AB}	м	0,32	0,38	0,29	0,4	0,46	0,45	0,43	0,43	0,36	0,4	0,45	0,4	0,35	0,4	0,45
	l_{BC}	м	0,3	0,35	0,25	0,35	0,4	0,4	0,35	0,4	0,3	0,3	0,4	0,3	0,3	0,35	0,4
	l_{CD}	м	0,42	0,45	0,37	0,45	0,5	0,5	0,45	0,45	0,42	0,45	0,5	0,45	0,4	0,45	0,5
	l_{DE}	м	0,2	0,22	0,2	0,22	0,24	0,25	0,2	0,22	0,2	0,25	0,25	0,22	0,2	0,25	0,25
Координаты	a		0,16	0,13	0,14	0,14	0,15	0,14	0,13	0,16	0,13	0,14	0,15	0,15	0,14	0,14	0,12
	b		0,29	0,28	0,3	0,32	0,3	0,3	0,35	0,3	0,28	0,3	0,35	0,3	0,25	0,3	0,35
	c		0,45	0,5	0,4	0,5	0,55	0,6	0,5	0,5	0,45	0,5	0,6	0,5	0,45	0,5	0,6
Частота вращения кривошипа	N_1	мин ⁻¹	50	45	40	42	60	64	6-5	70	72	68	48	50	42	46	42
Массы звеньев	m_1	кг	5	5,5	6,0	5,0	4,5	60	6,5	5,5	4,5	5,0	60	5,0	5,0	5,0	6,0
	m_2	кг	9	11	10	12	12	13	14	12	10	11	13	12	12	11	12
	m_3	кг	10	14	12	15	18	20	15	16	11	15	18	16	14	14	18
	m_4	кг	6	8	3	9	8	9	7	8	6	7	8	9	10	8	8
	m_5	кг	30	32	35	32	40	42	35	40	42	46	46	38	40	42	36
Среднее усиление выпрессовки	P_c	кн.	0,72	0,8	0,76	0,54	0,8	0,74	0,64	0,78	0,9	0,7	0,72	0,76	0,81	84	0,8
Обобщенная координата	Φ_1	град.	0	30	45	60	90	120	150	180	150	135	120	90	60	45	30

Примечание: 1. центры масс звеньев 2, 3 и 4 лежат на их серединах;
2. центральные моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 определить по формуле: $J_{Si} = 0,1 \cdot m_i \cdot l_i^2$ (кг · м²).

Задание № 2

Анализ плоского шестизвенного механизма конвейера.

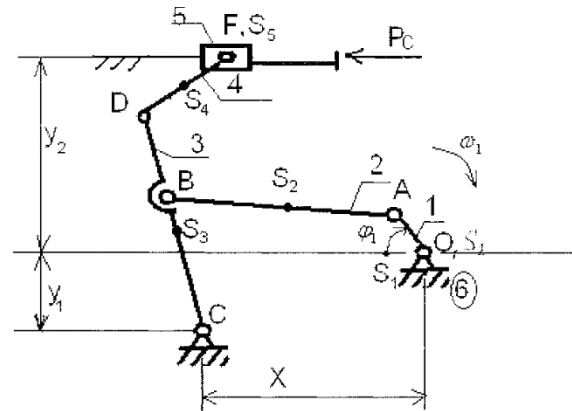


Параметры	Обозначение	Размерность	Номера вариантов и числовые значения параметров													
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Размеры звеньев	l_{OA}	м	0,09	0,1	0,11	0,12	0,14	0,1	0,12	0,14	0,15	0,1	0,12	0,14	0,15	0,1
	l_{AB}	м	0,38	0,42	0,44	0,46	0,46	0,4	0,42	0,44	0,45	0,4	0,44	0,5	0,5	0,4
	l_{BC}	м	0,3	0,35	0,36	0,38	0,4	0,3	0,32	0,34	0,4	0,3	0,4	0,45	0,4	0,35
	l_{BD}	м	0,76	0,84	0,88	0,92	0,94	0,82	0,8	0,85	0,9	0,8	0,9	0,9	0,85	0,8
Координаты	X_1	м	0,3	0,32	0,34	0,35	0,32	0,34	0,4	0,41	0,42	0,35	0,4	0,45	0,42	0,4
	y	см	5	6	6	6	8	5	6	7	8	5	6	7	6	5
Угловая скорость кривошипа	ω_1	c^{-1}	6,0	6,2	6,5	7,0	6,8	7,2	6,6	6,2	6,4	6,5	6,8	7,0	8,0	7,0
Массы звеньев	m_1	кг	4,5	4,8	4,9	4,8	5	4,6	5,0	4,8	5,5	4,5	4,5	4,8	5,0	4,0
	m_2	кг	16	17	18	20	18	15	16	19	20	16	18	20	18	16
	m_3	кг	20	15	16	18	14	12	13	16	18	14	15	16	15	12
	m_4	кг	60	45	48	54	42	36	39	48	54	42	45	48	45	40
	m_5	кг	100	250	240	250	200	240	220	240	250	220	200	240	250	200
Сила сопротивления движению ползуна 5	P_c	кН	1,5	1,4	1,2	1,5	1,4	1,2	1,4	1,5	1,6	1,2	1,4	1,5	1,6	1,2
Обобщенная координата	φ_1	град.	0	15	30	45	60	90	120	150	30	45	60	90	120	150

Примечание: 1. центры масс звеньев 2, 3 и 4 лежат на их серединах;
 2. центральные моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 определить по формуле:
 $J_{Si} = 0,1 \cdot m_i \cdot l_i^2$ (кг · м²).

Задание № 3

Анализ плоского шестизвенного механизма подачи.



1. $\lambda_{DC} = 1,5 \lambda_{BC}$

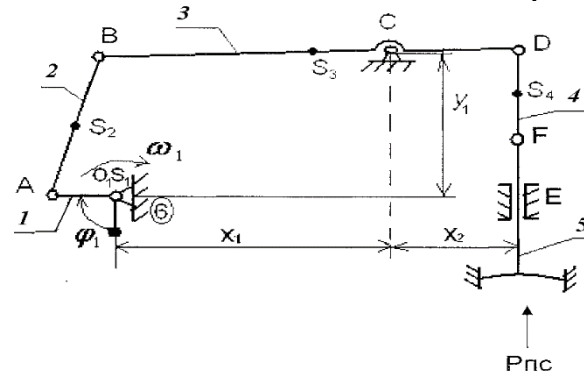
Параметры	Обозначение	Размерность	Номера вариантов и числовые значения параметров														
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Длина кривошипа	λ_{OA}	М	0,2	0,22	0,20	0,18	0,16	0,15	0,16	0,18	0,2	0,22	0,18	0,16	0,15	0,2	0,2
Длина шатуна	λ_{AB}	М	0,5	0,52	0,54	0,45	0,4	0,4	0,45	0,45	0,5	0,5	0,45	0,5	0,4	0,5	0,45
Длина коромысла	λ_{BC}	М	0,4	0,42	0,45	0,45	0,4	0,45	0,4	0,45	0,4	0,4	0,4	0,45	0,35	0,4	0,35
Координаты	X	М						0,5									
	Y ₁	М						0,25									
	Y ₂	М						0,5									
Обобщенная координата	φ_1	Град	0	30	45	60	90	120	150	0	30	45	60	90	12	150	180
Угловая скорость	ω_1	c ⁻¹	10	12	14	15	12	14	10	12	14	15	10	12	14	15	10
Масса кривошипа	m ₁	Кг	1,5	2,0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,6	1,8	1,5	2,0	1,8	1,5	1,5	1,6	1,8
Масса шатуна	m ₂	Кг	3,5	3,8	4,0	3,0	3,0	3,2	3,2	3,3	3,6	3,8	3,2	3,6	3,2	3,4	3,5
Масса коромысла	m ₃	Кг	3,2	3,6	3,8	3,0	2,8	3,0	3,0	3,2	3,5	3,6	3,0	3,5	3,0	3,2	3,2
Масса шатуна	m ₄	Кг	3,0	3,4	3,5	2,8	2,5	2,5	2,6	3,0	3,2	3,4	2,5	3,0	2,8	3,0	3,0
Масса ползуна	m ₅	Кг	10	12	14	10	12	14	15	14	12	10	10	14	12	14	15
Сила сопротивления	P _c	H · 10 ²	2	1,8	2,2	2,4	2,5	2,4	2,2	2,0	2,2	2,0	1,8	2,2	2,4	2,5	2,4

Примечание: 1. центры масс звеньев 2, 3 и 4 лежат на серединах;

2. центральные моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 определить по формуле: $I_{Si} = 0,1 \cdot m_i \cdot \lambda_i^2$ (кг · м²).

Задание № 4

Анализ плоского шестизвенного механизма мембранного насоса.



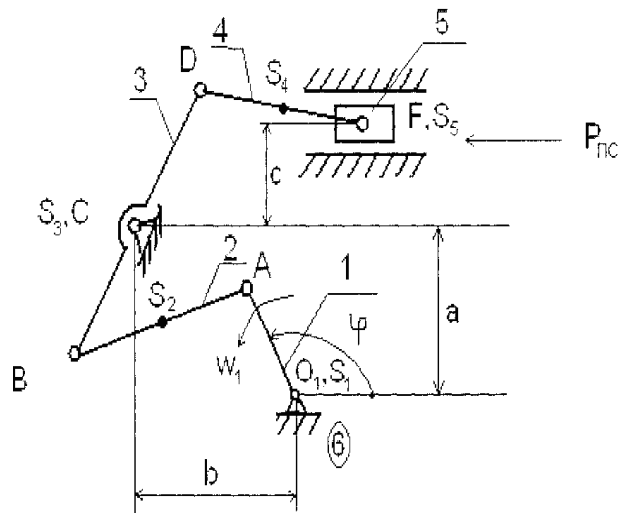
Параметры		Обо- зна- чение	Раз- мер- ность	Номера вариантов и числовые значения параметров													
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Длина кривошипа		λ_{O_1A}	м	0,15	0,12	0,14	0,1	0,1	0,12	0,15	0,14	0,12	0,1	0,14	0,15	0,14	0,13
Длина шатунов 3 и 4		$\lambda_{AB}=$ λ_{DF}	м	0,35	0,3	0,34	0,3	0,32	0,32	0,36	0,32	0,34	0,31	0,33	0,36	0,15	0,34
Длина коромысла		λ_{BC}	м	0,5	0,45	0,46	0,4	0,42	0,44	0,48	0,44	0,46	0,41	0,45	0,5	0,45	0,44
Длина рычага		λ_{CD}	м	0,25	0,25	0,24	0,2	0,22	0,24	0,25	0,28	0,26	0,21	0,26	0,26	0,25	0,25
Координаты		X_1	м	0,45	0,4	0,42	0,38	0,4	0,40	0,44	0,42	0,4	0,39	0,4	0,46	0,4	0,38
		X_2	м	0,3	0,25	0,28	0,2	0,25	0,24	0,24	0,3	0,28	0,23	0,32	0,26	0,3	0,28
		Y_1	м	0,32	0,3	0,3	0,25	0,28	0,3	0,3	0,28	0,32	0,26	0,29	0,32	0,3	0,3
Угловая скорость кривошипа		W_1	с	6,0	6,2	6,5	7,0	7,2	7,5	8,0	8,2	6,4	7,0	7,5	8,0	6,5	7,0
Массы звеньев:	кривошипа	m_1	кг	2,0	2,1	2,0	1,8	2,0	1,9	2,2	2,1	2,0	1,9	2,0	2,2	2,1	2,0
	шатунов	$m_2=m_4$	кг	10	11	8	8	12	9	10	9	10	10	9	12	10	8
	коромысла	m_3	кг	15	15	14	12	16	13	14	13	15	14	12	14	14	12
Штока с мембраной		m_5	кг	3,0	3,2	2,8	2,5	2,2	3,0	3,1	3,0	3,2	2,4	3,1	3,2	3,0	3,0
Сила полезного сопротивления		$P_{ПС}$	н	400	450	420	400	500	520	480	500	460	500	475	560	500	480
Обобщенная координата		φ_1	град.	0	30	45	60	90	120	135	150	180	210	225	240	270	300

Примечание: 1. центры масс звеньев 2, 3 и 4 лежат на серединах; 2. центральные моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 определить по формуле: $I_{Si} = 0,1 \cdot m_i \cdot \lambda_i^2$ (кг · м²).

Задание № 5

Анализ плоского шестизвенного механизма горизонтального транспортера.

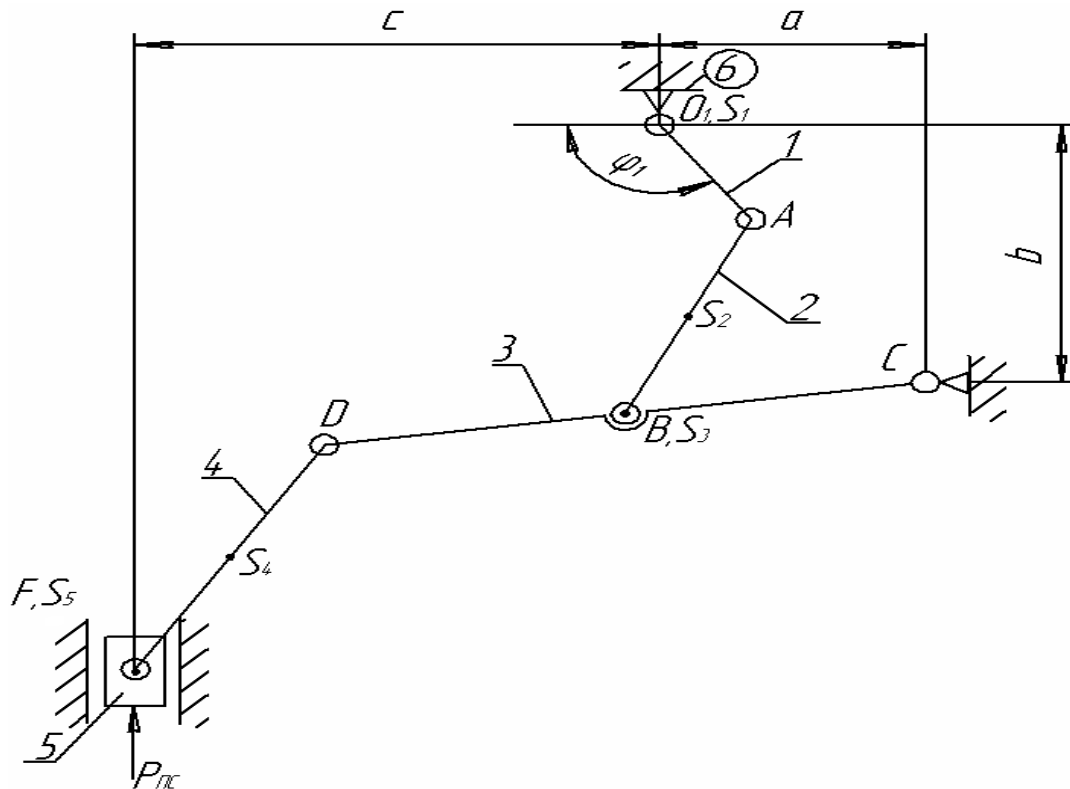
Параметры	Обозначение	Размерность	Номера вариантов и числовые значения параметров									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина кривошипа	λ_{O_1A}	м	0,12	0,15	0,2	0,06	0,08	0,25	0,1	0,12	0,16	0,2
Длина шатуна	λ_{AB}	м	0,45	0,55	0,75	0,22	0,3	0,94	0,37	0,48	0,6	0,75
Длина рычагов коромысла	$\lambda_{BC} = \lambda_{CD}$	м	0,18	0,22	0,3	0,08	0,12	0,38	0,15	0,18	0,24	0,3
Длина шатуна	λ_{DF}	м	0,3	0,4	0,5	0,16	0,24	0,7	0,32	0,36	0,4	0,5
Обобщенная координата	φ	град.	0	30	45	60	90	120	135	0	30	45
Координаты:	a	м	0,15	0,18	0,25	0,08	0,1	0,31	0,12	0,15	0,2	0,24
	b	м	0,45	0,53	0,75	0,22	0,28	0,93	0,36	0,45	0,6	0,72
	c	м	0,14	0,18	0,25	0,08	0,1	0,3	0,12	0,14	0,16	0,18
Массы звеньев:	m_1	кг	1,5	1,8	2,0	0,5	1,0	3,0	1,5	1,8	2,0	2,0
	m_2	кг	4,5	5,0	5,5	2,5	3,0	6,0	4,5	4,8	5,0	6,0
	m_3	кг	3,0	4,0	5,0	1,5	2,0	8,0	3,0	3,2	3,5	4,0
	m_4	кг	2,5	3,0	3,5	2,0	3,0	5,0	2,5	2,8	3,0	3,5
	m_5	кг	20	25	30	10	15	40	25	25	30	40
Угловая скорость кривошипа	w_1	c^{-1}	50	55	60	65	70	55	60	60	50	55
Сила полезного действия	P_{PC}	Н	800	900	1200	600	700	1400	600	700	800	1000



Примечание: 1. центры масс звеньев 2, 3 и 4 лежат на их серединах;
2. центральные моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 определить по формуле:
 $J_{Si} = 0,1 \cdot m_i \cdot l_i^2$ (кг · м²).

Задание № 6

Анализ плоского шестизвенного механизма вертикального транспортера.



Параметры	Обозначение	Размерность	Номера вариантов и числовые значения параметров									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина кривошипа	l_{O1A}	м	0,15	0,1	0,08	0,12	0,2	0,14	0,24	0,1	0,18	0,25
Длина шатуна	l_{AB}	м	0,4	0,27	0,22	0,32	0,55	0,38	0,65	0,28	0,5	0,7
Длина рычагов коромысла	l_{BC}	м										
	l_{BD}	м	0,37	0,25	0,2	0,3	0,5	0,36	0,6	0,24	0,45	0,62
Длина шатуна	l_{DF}	м	0,23	0,15	0,12	0,18	0,3	0,23	0,36	0,16	0,27	0,38
Координаты:	a	м	0,3	0,2	0,17	0,24	0,4	0,28	0,48	0,2	0,36	0,5
	b	м	0,45	0,3	0,25	0,36	0,6	0,44	0,72	0,3	0,55	0,75
	c	м	0,5	0,35	0,25	0,4	0,65	0,45	0,75	0,3	0,55	0,8
Обобщенная координата	y_1	град	0	30	45	60	90	120	150	60	90	45
Угловая скорость кривошипа	ω_1	c^{-1}	8	7,5	10	9	8,5	7,5	7	6,5	8	6
Массы звеньев	m_2	кг	3,5	3	2,5	3,4	4	3,2	4,5	3	4	5
	m_3	кг	7	6	5	5,5	8	6,5	10	5,5	7,5	10
	m_4	кг	2,5	2	2	2,2	3	2,4	4	2	3	4,5
	m_5	кг	20	15	12	16	25	18	30	14	20	28
Сила полезного сопротивления	$P_{Пс}$	кН	0,6	0,5	0,4	0,55	0,65	0,45	0,8	0,45	0,6	0,8

Примечание: 1. масса кривошипа $m_1=0,3 m_2$;

2. центры масс звеньев 2, 3 и 4 лежат на их серединах;

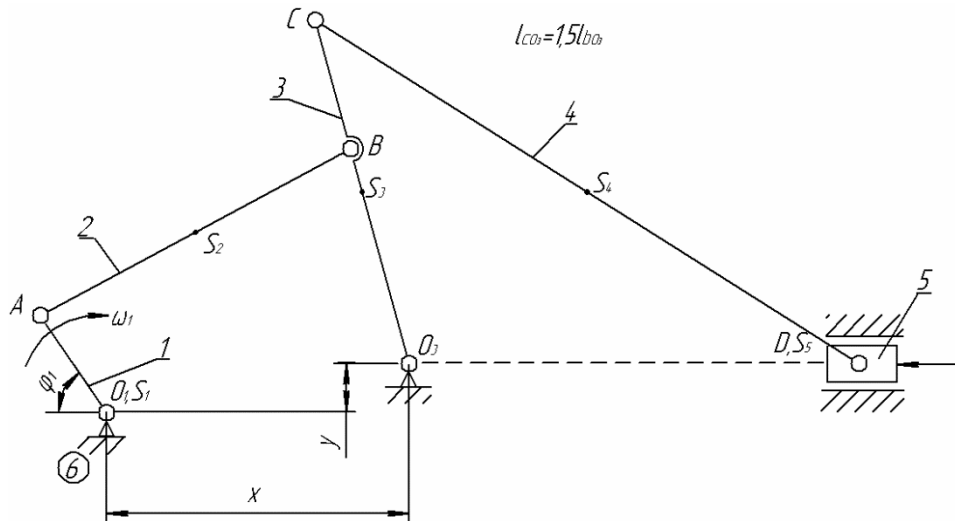
3. центральные моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 определить

по формуле:

$$J_{Si} = 0,1 \cdot m_i \cdot l_i^2 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2\text{)}.$$

Задание № 7

Анализ плоского шестизвенного механизма колеблющегося транспортера.



Параметры	Обозначение	Размерность	Номера вариантов и числовые значения параметров											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина кривошипа	l_{O_1A}	м	0,1	0,12	0,12	0,11	0,15	0,15	0,12	0,14	0,15	0,14	0,12	0,1
Длина шатуна	l_{AB}	м	0,35	0,4	0,4	0,42	0,35	0,45	0,38	0,35	0,36	0,45	0,4	0,32
Длина коромысла	l_{BO_2}	м	0,29	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,28	0,27	0,26	0,35	0,28	0,29
Длина шатуна	l_{CD}	м	0,85	0,9	0,88	0,9	0,9	0,85	0,75	0,7	0,72	0,8	0,75	0,9
Координаты:	x	м	0,32	0,34	0,35	0,4	0,38	0,4	0,3	0,32	0,3	0,4	0,35	0,35
	y	см	5	6	8	8	6	8	5	6	6	8	6	6
Угловая скорость кривошипа	ω_1	c^{-1}	6	7	8	8	7	6	8	9	10	8	6	8
Обобщенная координата	φ_1	град	0	30	45	60	90	120	135	150	180	30	45	90
Масса звеньев:														
Шатуна 2	m_2	кг	5	6	5,5	6	5	4,5	4	4,5	4,8	5,2	5,5	6
Коромысла 3	m_3	кг												
Шатуна 4	m_4	кг	12	18	16	16	15	14	13	12	12	14	13	15
Ползуна 5	m_5	кг	25	28	30	32	30	28	26	25	28	30	25	30
Сила полезного сопротивления	$P_{пс}$	кН	0,75	0,8	0,9	0,7	0,6	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,8	0,9

Примечание: 1. масса кривошипа $m_1=3$ кг;

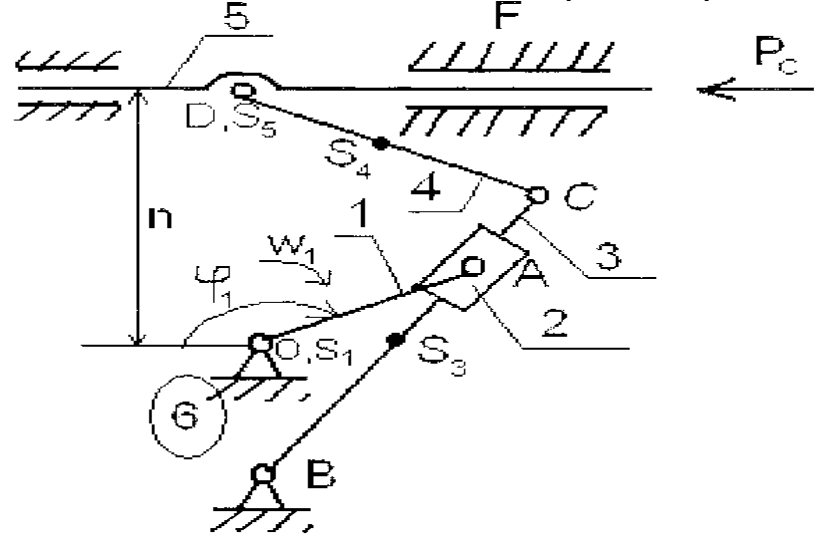
2. центры масс звеньев 2, 3 и 4 лежат на их серединах;

3. центральные моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 определить по формуле:

$$J_{Si} = 0,1 \cdot m_i \cdot l_i^2 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2\text{)}.$$

Задание № 8

Анализ плоского шестизвенового механизма поперечно-строгального станка.



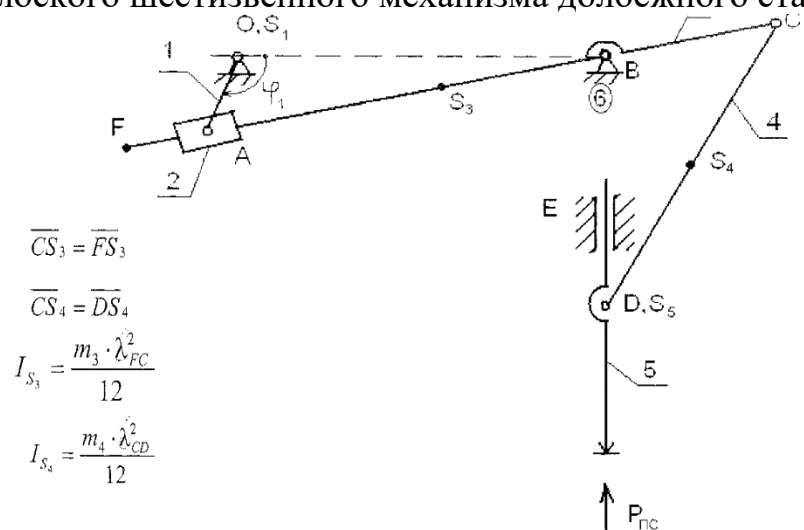
Параметры	Обозначение	Размерность	Номера вариантов и числовые значения параметров																
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Длина кривошипа	λ_{OA}	м	0,1	0,12	0,1	0,12	0,14	0,12	0,1	0,12	0,14	0,11	0,1	0,12	0,12	0,1	0,12	0,14	0,15
Длина стойки	λ_{OB}	м	0,3	0,36	0,28	0,35	0,4	0,3	0,25	0,3	0,35	0,3	0,25	0,3	0,35	0,3	0,4	0,4	0,5
Длина кулисы	λ_{BC}	м	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,5	0,5	0,5	0,6	0,5	0,5	0,5	0,6	0,5	0,6	0,6	0,7
Длина шатуна	λ_{CD}	м	0,25	0,3	0,25	0,25	0,3	0,3	0,3	0,25	0,3	0,25	0,28	0,3	0,32	0,3	0,28	0,3	0,32
Ордината	h	м	0,3	0,35	0,3	0,35	0,2	0,3	0,3	0,3	0,4	0,3	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,25	0,3
Частота вращения кривошипа	n^{-1}	мин ⁻¹	71	72	68	74	72	72	70	75	65	80	82	84	74	80	78	80	80
Массы звеньев:	m_3	кг	18	20	19	21	17	16	18	18	20	18	16	17	20	16	19	20	22
	m_5	кг	40	50	60	40	50	60	40	50	60	40	50	60	40	50	60	40	50
Сила сопротивления	P_C	кН	0,8	1,0	0,9	1,1	1,2	1,0	0,8	0,9	1,2	1,1	1,0	0,8	1,0	1,2	1,1	1,2	1,0
Обобщенная координата	φ_1	град.	0	30	45	60	120	135	150	180	0	30	120	60	135	150	180	30	45

Примечания:

1. центры масс звеньев 3 и 4 лежат на серединах;
2. масса кривошипа 1-5 кг, а шатуна – 4-10 кг;
3. центральные моменты инерции звеньев 3 и 4 определить по выражению: $I_{Si} = 0,1m_i \cdot l_i^2$ (кг · м²).

Задание № 9

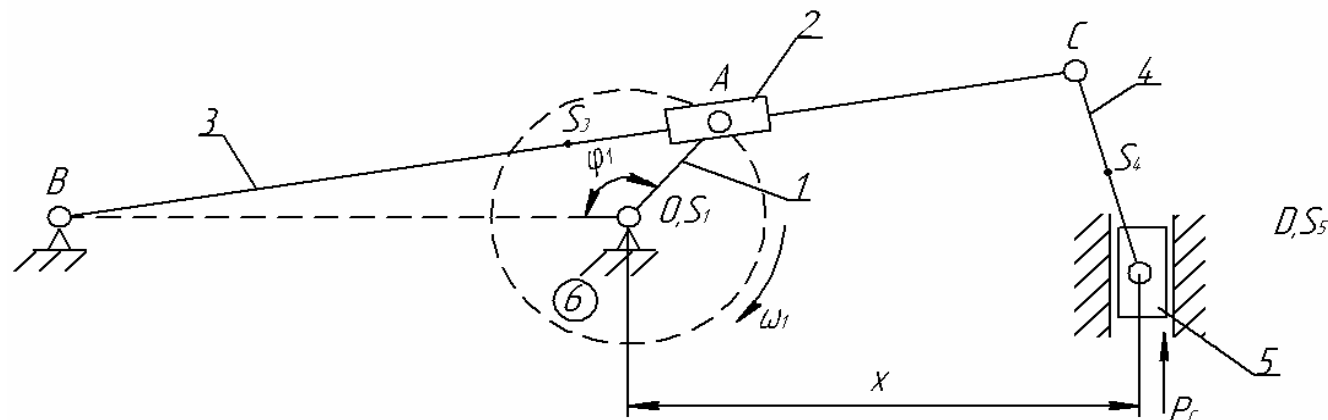
Анализ плоского шестизвенного механизма долбежного станка.



Параметры	Обозначение	Размерность	Номера вариантов и числовые значения параметров														
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Длина кривошипа	λ_{OA}	м	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3	0,2	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29	0,22	0,24	0,25
Длина стойки	λ_{OB}	м	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,7	0,5	0,6	0,7	0,5	0,6	0,7	0,5	0,6	0,7
Длина кулисы	λ_{BF}	м	0,9	0,8	0,9	0,8	0,9	1,0	0,8	0,9	1,0	0,8	0,9	1,0	0,8	0,9	1,0
Длина рычага кулисы	λ_{BC}	м	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,6	0,4	0,6	0,6	0,4	0,6	0,6	0,4	0,6	0,6
Длина шатуна	λ_{CD}	м	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,6
Обобщенная координата	φ_1	град.	90	120	150	210	240	270	90	120	150	210	240	270	90	120	150
Угловая скорость кривошипа	ω_1	С ⁻¹	10	12	14	16	18	20	10	12	14	15	18	20	10	12	15
Масса кривошипа	m_1	кг	1,5	1,7	1,6	1,5	1,6	1,8	1,5	1,6	1,7	1,8	1,5	1,6	1,8	1,4	1,5
Масса кулисы	m_3	кг	4,5	5,2	5,0	4,5	5,0	6,0	5,5	5,5	6,0	6,0	5,0	5,2	6,0	5,0	6,0
Масса шатуна	m_4	кн	2,0	2,5	3,0	2,0	2,5	3,0	2,0	2,5	3,0	3,0	2,5	3,0	3,0	2,5	3,0
Масса ползуна	m_5	кг	3,0	3,5	4,0	3,0	3,5	4,0	3,0	3,5	4,0	3,0	3,5	4,0	3,0	3,5	4,0
Сила полезного сопротивления	P_{nc}	Н	220	240	250	260	280	200	220	240	250	260	280	200	250	260	280

Задание № 10

Анализ плоского шестизвенного механизма вертикального транспортера.



Параметры	Обозначение	Размерность	Номера вариантов и числовые значения параметров											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина стойки	l_{OB}	м	0,5	0,55	0,6	0,65	0,6	0,7	0,75	0,5	0,55	0,6	0,65	0,6
Длина кулисы	l_{BC}	м	0,9	1,0	1,1	1,2	1,0	1,2	1,4	0,95	0,9	1,0	1,2	1,15
Длина шатуна	l_{CD}	м	0,4	0,45	0,5	0,5	0,55	0,6	0,6	0,45	0,5	0,5	0,6	0,5
Длина кривошипа	l_{OA}	м	0,1	0,12	0,14	0,15	0,12	0,15	0,15	0,12	0,12	0,14	0,15	0,12
Расстояние до направляющей	X	м	0,45	0,5	0,6	0,6	0,45	0,6	0,6	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6
Обобщенная координата	φ_1	град	90	135	150	210	240	90	135	150	210	240	135	150
Угловая скорость кривошипа	ω_1	c^{-1}	8	6	5	8	10	8	6	5	8	6	5	10
Массы звеньев:														
Кулисы	m_3	кг	12	13	14	12,5	11	14	15	12,5	14	14,5	12,5	14
Шатуна	m_4	кг	6	7	8	6	5	7	8	6,5	7,5	8	5,5	7
Ползуна	m_5	кг	4	5	6	4,5	3	4,5	6	4,5	5	5,5	4,5	4
Сила сопротивления	P_c	кН	0,6	0,4	0,5	0,6	0,5	0,4	0,6	0,7	0,6	0,4	0,5	0,6

Примечание: 1. масса кривошипа $m_1=2$ кг;

2. центры масс звеньев 3 и 4 лежат на их серединах;

3. центральные моменты инерции кулисы 3 и шатуна 4 определить по формулам:

$$J_{S3}=0,1 \cdot m_3 \cdot l_{BC}^2 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2\text{)} \quad J_{S4}=0,1 \cdot m_4 \cdot l_{CD}^2 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2\text{)}$$

