

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН
МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ФАКУЛЬТЕТУ ТРАНСПОРТНОГО
МАШИНОБУДУВАННЯ**

ЗАТВЕРДЖЕНО
редакційно – видавничою
радою університету,
протокол № 2
від 04.05.2001 р.

Харків НТУ “ХПІ” 2003

Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до виконання курсового проекту для студентів факультету транспортного машинобудування/ Уклад. В. М. Загребельний, В. П. Ізюмський, А. О. Зарубіна, З. С. Сафонова. – Харків: НТУ «ХП», 2002. – 40 с.

Укладачі: В. М. Загребельний,
В. П. Ізюмський,
А. О. Зарубіна,
З. С. Сафонова.

Рецензент О. В. Крахмальов

Кафедра теорії механізмів, машин і роботів

ЗМІСТ

Завдання.....	4
1. Структурний аналіз головного механізму.....	5
2. Кінематичне дослідження головного механізму.....	6
3. Зубчастий механізм.....	10
4. Силовий розрахунок головного механізму.....	14
5. Визначення зведених моментів сил, діючих на ланки головного механізму, відносно осі обертання його кривошипу без урахування сил тертя в кінематичних парах.....	22
6. Вибір електродвигуна або генератора.....	23
7. Зведені моменти інерції мас машинного агрегата.....	24
8. Дослідження усталеного руху машинного агрегата під дією заданих сил.....	25
9. Синтез кулачкового механізму.....	27
10. Зрівноваження головного вектора сил інерції механізму двигуна.....	29
Список літератури.....	31
Додаток А. Таблиця значень $inv \alpha$	32
Додаток Б – 1. Кінематичне дослідження.....	33
Додаток Б – 2. Силовий розрахунок.....	34
Додаток Б – 3. Зубчасте зачеплення. Зрівноваження головного вектора сил.....	35
Додаток Б – 4. Дослідження усталеного руху машинного агрегата під дією заданих сил.....	36
Додаток Б – 5. Кулачковий механізм.....	37
Додаток В. Титульний лист до курсового проекту.....	38
Додаток Г. Рамка та штамп.....	39

**Завдання
№10, вар. 3**

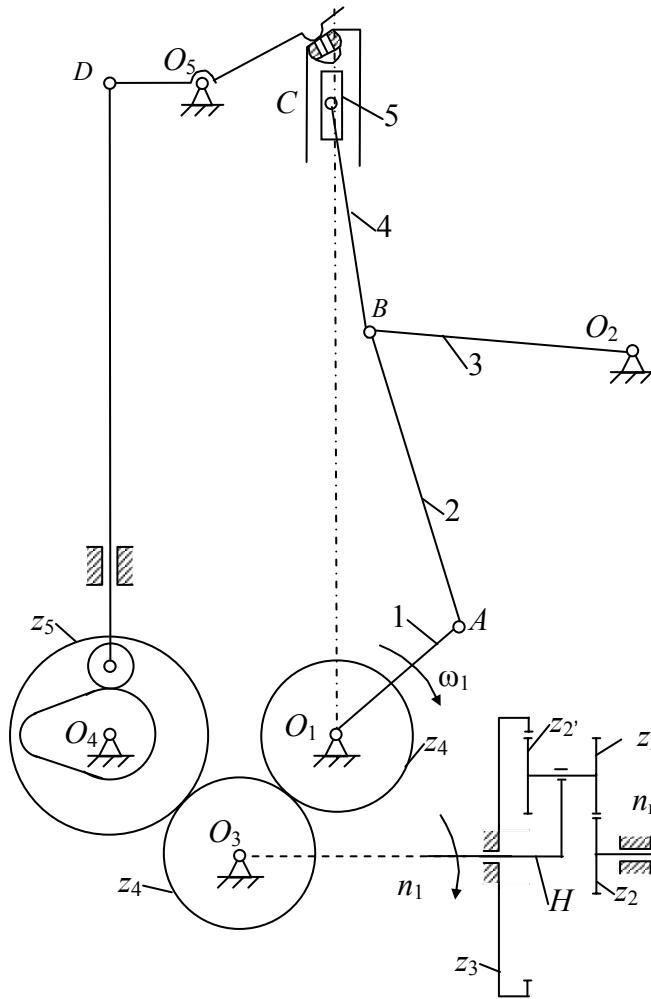


Рисунок 1

- $n_1 = 750 \text{ об/хв};$
- $n_r = 3000 \text{ об/хв};$
- $l_{OA} = 0,15 \text{ м};$
- $l_{AB} = 0,55 \text{ м};$
- $l_{BO_2} = 0,44 \text{ м};$
- $l_{BC} = 0,53 \text{ м};$
- $x_{O_2} = 0,41 \text{ м};$
- $y_{O_2} = 0,56 \text{ м};$
- $m_2 = 25 \text{ кг};$
- $m_3 = 21 \text{ кг};$
- $m_4 = 4 \text{ кг};$
- $m_5 = 28 \text{ кг};$
- $I_{S_2} = 0,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$
- $I_{S_3} = 0,07 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$
- $I_{S_4} = 0,004 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$
- $z_1 = 18;$
- $z_2 = 18;$
- $z_2' = 18;$
- $z_3 = 54;$
- $m = 5 \text{ м};$
- $z_4 = 9;$
- $z_5 = 18;$
- $S'' = a \sin k\varphi;$
- $k = \frac{2\pi}{\varphi_6};$
- $\varphi_6 = \varphi_3 = 60^\circ;$
- $\varphi_{\delta,6} = 20^\circ;$
- $[\theta] = 30^\circ;$
- $\delta = 0,1.$

1 Структурний аналіз головного механізму

Головний механізм складається з п'яти рухомих ланок. Рухоме з'єднання ланок здійснюється кінематичними парами п'ятого класу (нижчими).

Визначимо кількість ступеней рухомості механізму за формулою Чебишева

$$W = 3n - 2P_H - P_B,$$

де $n = 5$ – кількість рухомих ланок;

$P_H = 7 (0-1; 1-2; 2-3; 2-4; 4-5; 3-0; 5-0)$ – кількість нижчих кінематичних пар; $P_B = 0$ – кількість вищих кінематичних пар.

Маємо $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$.

Структурна схема механізму зображена на рис.2.

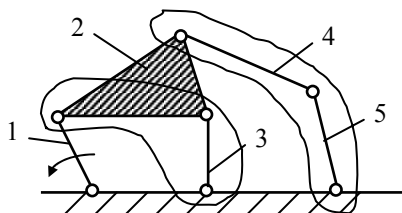
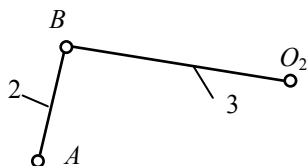
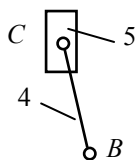


Рисунок 2

Для проведення кінематичного та силового розрахунків механізму виділяємо структурні групи Ассура. За порядком приєднання до умовно вхідної ланки 1 це будуть такі групи:



ланки 2-3 – перша за порядком приєднання структурна група Ассура (рис.3);



ланки 4-5 – друга за порядком приєднання структурна група Ассура (рис.3).

Рисунок 3

2. Кінематичне дослідження головного механізму

Мета кінематичного дослідження – визначити координати, швидкості та прискорення шарнірних точок та центрів мас ланок, кути обертання, обертові швидкості та прискорення ланок для ряду положень вхідної ланки.

2.1. Для побудови планів положення механізму вибираємо масштаб довжин $\mu_l = 0,003$ м/мм. Розрахуємо довжини відрізків, які зображають ланки на кресленні:

$$|OA| = \frac{l_{OA}}{\mu_l} = \frac{0,150}{0,003} = 50 \text{ мм};$$

$$|AB| = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,55}{0,003} = 183 \text{ мм};$$

$$|BO_2| = \frac{l_{BO_2}}{\mu_l} = \frac{0,44}{0,003} = 147 \text{ мм};$$

$$|BC| = \frac{l_{BC}}{\mu_l} = \frac{0,53}{0,003} = 177 \text{ мм};$$

$$|x_{O_2}| = \frac{x}{\mu_l} = \frac{0,41}{0,003} = 137 \text{ мм};$$

$$|y_{O_2}| = \frac{y}{\mu_l} = \frac{0,56}{0,003} = 187 \text{ мм}.$$

На аркуші А1 креслимо плани положень механізму для 12 положень вхідної ланки 1.

Перше положення механізму відповідає крайньому верхньому положенню поршня в циліндрі двигуна. При побудові кожного наступного положення вхідна ланка 1 обертається на кут 30° від його попереднього положення. Положення 3 та 9 накреслені основними лініями з умовним зображенням усіх кінематичних пар. Крім указаних 12 положень зображуємо також друге положення, яке збігається з положенням 7.

2.2. Кінематичне дослідження механізму проводимо графоаналітичним методом (методом побудови планів швидкостей і прискорень) для 12 положень механізму. Кінематичне дослідження починаємо з структурної групи 2–3.

2.2.1. Побудова плану швидкостей

Швидкість точки А:

$$V_A = \omega_1 l_{AO} = 78,5 \cdot 0,15 = 11,8 \text{ м/с},$$

де $\omega_1 = \pi n_1 / 30 = \pi 750 / 30 = 78,5 \text{ м/с}^{-1}$.

Вибираємо масштаб плану швидкостей

$$\mu_V = \mu_l \omega_1 = 0,003 \cdot 78,5 = 0,2355 \text{ м/с}\cdot\text{мм}.$$

Відкладаємо з полюсу p відрізок (pa) , напрямлений як і швидкість точки A ($\perp LAO$ в напрямі ω_1), довжина якого дорівнює $(pa) = \frac{V_A}{\mu_V} = 50 \text{ мм}$.

Розглянемо структурну групу 2–3 і запишемо векторні рівняння, які визначають швидкість точки B на ланках 2 і 3 ($V_{B_2} = V_{B_3} = V_B$).

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}; \\ \vec{V}_B = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{BO_2}, \end{cases} \quad (2.1)$$

де вектор відносної швидкості \vec{V}_{BA} , напрямлений перпендикулярно прямій AB , а вектор \vec{V}_{BO_2} – перпендикулярно прямій BO_2 ; $\vec{V}_{O_2} = 0$.

Графічне рішення системи рівнянь (2.1) дає точку “ ϵ ” на плані швидкостей

$$V_B = (p\epsilon)\mu_V.$$

Плани швидкостей побудовані в масштабі μ_V на аркуші для 12 положень механізму.

Розглянемо структурну групу 4–5 і запишемо векторні рівняння, які визначають швидкість точок C_4 і C_5 ($V_{C_4} = V_{C_5}$).

$$\begin{cases} \vec{V}_{C_4} = \vec{V}_B + \vec{V}_{C_4B}; \\ \vec{V}_{C_5} = \vec{V}_{C_0} + \vec{V}_{5-0}, \end{cases} \quad (2.2)$$

де $V_{C_0} = 0$; швидкість $\vec{V}_{C_4B} \perp CB$; вектор швидкості \vec{V}_{5-0} паралельний нерухомій напрямній (\parallel осі Y).

Графічне рішення системи (2.2) дає на плані швидкостей точку C_4 (C_5):

$$\begin{aligned} V_{C_4B} &= (c_4\epsilon)\mu_V; \\ V_{C_5} = V_{C_4} = V_{5-0} &= (pc)\mu_V. \end{aligned}$$

Кутові швидкості ланок:

$$\begin{aligned} \omega_2 &= \frac{V_{BA}}{l_{BA}} = \frac{(a\epsilon)\mu_V}{l_{BA}}; \\ \omega_3 &= \frac{V_{BO_2}}{l_{BO_2}} = \frac{(p\epsilon)\mu_V}{l_{BO_2}}; \\ \omega_4 &= \frac{V_{CB}}{l_{CB}} = \frac{(c\epsilon)\mu_V}{l_{CB}}. \end{aligned}$$

Напрямок кутової швидкості визначаємо так: вектор відносної швидкості переносимо в точку на кінематичній схемі, яка відповідає першому індексу в позначенні відносної швидкості, і дивимось, куди напрямлений момент від цього вектора відносно другої точки.

Це і буде напрямок кутової швидкості. Якщо напрямок збігається з напрямком кутової швидкості ланки 1, то це означає, що ця кутова швидкість додатного напрямку.

Значення всіх швидкостей, знайдених методом побудови планів швидкостей, наведені в табл.1.

Таблиця 1

№ полож. Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$V_C, \text{ м/с}$	0	8	12	11,8	9,5	4,5	0	4,5	9,5	11,8	12	7
$V_{S_2}, \text{ м/с}$	7,9	9	11,5	11,8	12,5	8	7,9	9	12	11,8	11,5	10
$V_{S_3}, \text{ м/с}$	0	4,2	6	5,9	5,0	2,5	0	2,5	5,2	5,9	5,9	3,5
$V_{S_4}, \text{ м/с}$	0	8,5	12	11,8	9,5	5	0	5	10	11,8	12	7
$\omega_2, \text{ с}^{-1}$	-21,5	-22,7	-13,6	0	19,1	22,7	21,5	16,4	6,4	0	-8,2	-16,4
$\omega_3, \text{ с}^{-1}$	0	-19,3	-27,3	-26,8	-22,7	-11,4	0	11,4	23,6	26,8	26,8	15,9
$\omega_4, \text{ с}^{-1}$	0	5,7	1,9	0	-5,7	-8,5	0	8,5	5,7	0	-2,8	-2,8

2.2.2. Побудова плану прискорень

Прискорення точки A

$$a_A = \omega_1^2 l_{OA} = 78,5^2 \cdot 0,15 = 924,3 \text{ м/с}^2.$$

Вибираємо масштаб плану прискорень:

$$\mu_a = \mu_l \omega_1^2 = 0,003 \cdot 78,5^2 = 18,5 \frac{\text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}}.$$

Відкладаємо з полюсу π відрізок (πa) , напрямлений, як і прискорення точки A ($\parallel OA$ від точки A до точки O), довжина якого дорівнює

$$(\pi a) = \frac{a_A}{\mu_a} = 50 \text{ мм}.$$

Розглянемо структурну групу 2-3 і запишемо векторні рівняння, які визначають прискорення точки B .

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau; \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{BO_2}^n + \vec{a}_{BO_2}^\tau, \end{cases} \quad (2.1)$$

де прискорення $a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BA}$; $\vec{a}_{BA}^n \parallel AB$, він напрямлений від B до A ; довжина \vec{a}_{BA}^n на плані прискорень $(an_1) = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{(va)^2}{(AB)}$, де (va) – відрізок швидкості на плані швидкостей.

Вектор прискорення $\vec{a}_{BA}^\tau \perp BA$; $\vec{a}_{O_2} = 0$.

Прискорення $a_{BO_2}^n = \omega_3^2 l_{BO_2}$; $\vec{a}_{BO_2}^n \parallel BO_2$, він напрямлений від B до O_2 ; довжина $\vec{a}_{BO_2}^n$ на плані прискорень $(an_2) = \frac{a_{BO_2}^n}{\mu_a} = \frac{(pv)^2}{(BO_2)}$, де (pv) – відрізок на плані швидкостей.

Вектор тангенціального прискорення $\vec{a}_{BA}^\tau \perp BO_2$.

Графічне рішення системи (2.3) дає на плані прискорень точку v :

$$a_B = (\pi v) \mu_a; \quad a_{BA}^\tau = (n_1 v) \mu_a; \quad a_{BO_2}^\tau = (n_2 v) \mu_a.$$

Плани прискорень в масштабі побудовані на аркуші 1.

Розглянемо структурну групу 4–5 і запишемо векторні рівняння, які визначають прискорення точок C_4 і C_5 ($\vec{a}_{C_4} = \vec{a}_{C_5}$)

$$\begin{cases} \vec{a}_{C_4} = \vec{a}_B + \vec{a}_{C_4B}^n + \vec{a}_{C_4B}^\tau; \\ \vec{a}_{C_5} = \vec{a}_{C_0} + \vec{a}_{5-0}^{kop} + \vec{a}_{5-0}, \end{cases} \quad (2.4)$$

де $\vec{a}_{C_0} = 0$; $\vec{a}_{5-0}^{kop} = 0$; $a_{C_4B}^n = \omega_4^2 \cdot l_{CB}$; $\vec{a}_{C_4B}^n \parallel CB$, він напрямлений від точки C до точки B ; на плані прискорень $(vn_3) = \frac{a_{C_4B}^n}{\mu_a} = \frac{(cv)^2}{(CB)}$, де (cv) – відрізок на плані швидкостей, $\vec{a}_{C_4B}^\tau \perp CB$; вектор відносного прискорення \vec{a}_{5-0} паралельний нерухомій напрямній ланки 5 (тобто \parallel осі Y).

Графічне рішення системи (2.4) дає на плані прискорень точку $C_{4,5}$:

$$a_{C_{4,5}} = (\pi C_{4,5}) \mu_a; \quad a_{C_4B}^\tau = (n_3 C_{4,5}) \mu_a.$$

Кутові прискорення ланок:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{BA}};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BO_2}^\tau}{l_{BO_2}};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{C_{4,5}B}^\tau}{l_{CB}}.$$

Напрямок прискорень визначаємо таким же чином, як і напрямки швидкостей (п.2.2.1), тільки до точок B і C прикладаємо відповідні тангенціальні прискорення. Всі прискорення, що знайдені за результатами побудованих планів прискорень, наведені в табл.2.

Таблиця 2

№ полож. Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$a_{BA}^n, \text{м/с}^2$	254	283	101,7	0	200,6	283	254	148	22,5	0	37	148
$a_{BO_2}^n, \text{м/с}^2$	0	164	328	316	226,7	57,2	0	57,2	245	316	316	111,3
$a_{C_{4,5}B}^n, \text{м/с}^2$	0	17,2	1,9	0	17,2	38,3	0	38,3	17,2	0	4,1	4,1
$a_{C_{4,5}}, \text{м/с}^2$	1178	1040	120	440	520	640	720	760	600	120	360	920
$a_{S_2}, \text{м/с}^2$	960	960	600	560	560	880	880	840	800	740	604	880
$a_{S_3}, \text{м/с}^2$	600	520	160	200	260	360	400	400	300	160	240	480
$a_{S_4}, \text{м/с}^2$	1200	880	200	440	520	800	720	800	600	200	400	920
$\varepsilon_2, \text{с}^{-2}$	-654,5	509	2109	2254	1018	509	-509	-1164	-1309	-1200	-1454	-909
$\varepsilon_3, \text{с}^{-2}$	-2727	2363	272,7	1000	1181	1545	1818	1818	1272	182	-818	-2000
$\varepsilon_4, \text{с}^{-2}$	654,5	377	-603,8	-528	-189	377	604	188,6	-151	-604	-528	113

2.3. На аркуші 1 (додаток Б-1) побудовані графіки переміщення, швидкості та прискорення вихідної ланки, а також графіки кутової швидкості та кутового прискорення ланки 3. Графіки побудовані за результатами табл.1 и 2.

Знаки кутових швидкостей та прискорень відповідають умові, що додатною вважається кутова швидкість або кутове прискорення, яке за напрямком збігається з ω_1 .

Графіки побудовані в функції кута обертання вхідної ланки 1 на інтервалі її повного оберту.

3. Зубчастий механізм

3.1. Кінематична схема зубчастої планетарної передачі зображена на рис.4.

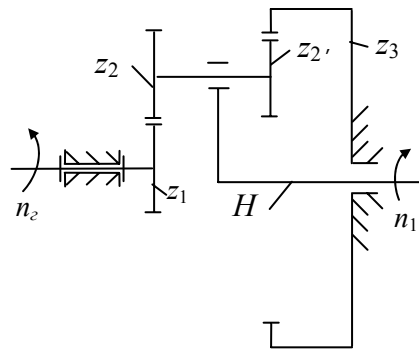


Рисунок 4

Вихідні дані:

- $z_1 = 18$;
- $z_2 = 18$;
- $z_{2'} = 18$;
- $z_3 = 54$;
- $n_1 = 750$ об/хв;
- $n_2 = 3000$ об/хв;
- $m = 5$ мм;
- $b = 10m = 50$ мм.

3.2 Визначимо передаточне відношення планетарної зубчастої передачі

$$i_{1H} = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \frac{z_3}{z_{2'}} = 1 + \frac{18}{18} \cdot \frac{54}{18} = 4.$$

Перевіряємо для планетарної передачі умови: співвідношення

$$m(z_1 + z_2) = m(z_3 - z_{2'});$$

$$18 + 18 = 54 - 18; \quad 36 = 36;$$

сусідства

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_{2'} + 2h_a^*,$$

де $k = 3$ – кількість блоків сателітів; $h_a^* = 1$ – коефіцієнт висоти головки зуба

$$(18 + 18) \sin \frac{\pi}{3} > 18 + 2 \cdot 1;$$

збірки

$$\frac{z_2 z_3 + z_1 z_{2'}}{kL} = Q,$$

де Q – будь-яке ціле число; L – найбільший загальний множник чисел z_2 і $z_{2'}$; $L = 18$

$$\frac{18 \cdot 54 + 18 \cdot 18}{3 \cdot 18} = 18; \quad Q = 18.$$

3.3. Кінематичний розрахунок зубчастого зчеплення, яке складається із зубчастих коліс з числами зубів $z_4 = 9$, $z_5 = 18$; $m = 5$ мм.

Вважаємо, що зубчасті колеса – прямозубі евольвентні циліндричні, нарізані стандартною інструментальною рейкою.

Визначаємо:

коефіцієнти зміщення рейки за умови відсутності підрізу:
для колеса $z_4 = 9$

$$x_4 = h_a^* \left(1 - \frac{z_4}{z_{\min}} \right) = 1 \left(1 - \frac{9}{17} \right) = 0,47;$$

для колеса $z_5 = 18$

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

кут експлуатаційного зчеплення α_W

$$\text{inv} \alpha_W = \text{inv} \alpha_0 + 2 \frac{x_4 + x_5}{z_4 + z_5} \text{tg} \alpha_0 = \text{inv} 20^\circ + 2 \frac{0,47 + 0}{9 + 18} \text{tg} 20^\circ = 0,02757;$$

по значенню $\text{inv} \alpha_W = 0,02757$ знайдемо кут $\alpha_W = 24^\circ 20'$ (додаток А);

коефіцієнт зміщення, що сприймається

$$y = \frac{z_4 + z_5}{2} \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} - 1 \right) = \frac{9 + 18}{2} \left(\frac{\cos 20^\circ}{\cos 24^\circ 20'} - 1 \right) = 0,412;$$

коефіцієнт порівнювального зміщення

$$\Delta y = x_4 + x_5 - y = 0,47 + 0 - 0,412 = 0,058;$$

радіальний зазор

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

($c^* = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору);

міжосьова відстань

$$a_W = m \cdot \frac{z_4 + z_5}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} = 5 \cdot \frac{9 + 18}{2} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 24^\circ 20'} = 69,56 \text{ мм};$$

радіуси ділительних кіл

$$r_4 = \frac{m z_4}{2} = \frac{5 \cdot 9}{2} = 22,5 \text{ мм};$$

$$r_5 = \frac{m z_5}{2} = \frac{5 \cdot 18}{2} = 45 \text{ мм};$$

радіуси основних кіл

$$r_{b_4} = \frac{m z_4}{2} \cos \alpha_0 = \frac{5 \cdot 9}{2} \cos 20^\circ = 21,13 \text{ мм};$$

$$r_{b_5} = \frac{m z_5}{2} \cos \alpha_0 = \frac{5 \cdot 18}{2} \cos 20^\circ = 42,25 \text{ мм};$$

радіуси початкових кіл

$$r_{W_4} = \frac{m z_4}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} = \frac{5 \cdot 9}{2} \frac{\cos 20^\circ}{\cos 24^\circ 20'} = 23,19 \text{ мм};$$

$$r_{W_5} = \frac{mz_5 \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha_W} = \frac{5 \cdot 18 \cos 20^\circ}{2 \cos 24^\circ 20'} = 46,37 \text{ мм};$$

(перевірка: $a_W = r_{W_4} + r_{W_5}$; $69,56 = 23,19 + 46,37 = 69,56$);

радіуси кіл вершин

$$r_{a_4} = m \left(\frac{z_4}{2} + h_a^* + x_4 - \Delta y \right) = 5 \left(\frac{9}{2} + 1 + 0,47 - 0,058 \right) = 29,56 \text{ мм};$$

$$r_{a_5} = m \left(\frac{z_5}{2} + h_a^* + x_5 - \Delta y \right) = 5 \left(\frac{18}{2} + 1 + 0 - 0,058 \right) = 49,715 \text{ мм};$$

радіуси кіл западин

$$r_{f_4} = m \left(\frac{z_4}{2} + x_4 - h_a^* - c^* \right) = 5 \left(\frac{9}{2} + 0,47 - 1 - 0,25 \right) = 18,6 \text{ мм};$$

$$r_{f_5} = m \left(\frac{z_5}{2} + x_5 - h_a^* - c^* \right) = 5 \left(\frac{18}{2} + 0 - 1 - 0,25 \right) = 38,75 \text{ мм};$$

(перевірка: $r_{a_4} + r_{f_5} + c = r_{a_5} + r_{f_4} + c = a_W$;

$29,56 + 38,75 + 1,25 = 49,71 + 18,6 + 1,25 = 69,56$; $69,56 = 69,56 = 69,56$);

товщина зубів по ділильних колах

$$s_4 = \frac{\pi m}{2} + 2x_4 m \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\pi \cdot 5}{2} + 2 \cdot 0,47 \cdot 5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 8,19 \text{ мм};$$

$$s_5 = \frac{\pi m}{2} = \frac{\pi \cdot 5}{2} = 7,85 \text{ мм};$$

шаг зчеплення по ділильному колу

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

3.4. Розрахунок коефіцієнта перекриття

Коефіцієнт перекриття враховує неперервність і плавність зчеплення передачі. Мінімально припустимим значенням є 1,05, яке забезпечує неперервність процесу зчеплення з п'ятивідсотковим запасом.

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{r_{a_4}^2 - r_{b_4}^2} + \sqrt{r_{a_5}^2 - r_{b_5}^2} - a_W \sin \alpha_W}{\pi m \cos \alpha_0} = \\ &= \frac{\sqrt{29,56^2 - 21,13^2} + \sqrt{49,71^2 - 42,25^2} - 69,56 \sin 24^\circ 20'}{\pi \cdot 5 \cdot \cos 20^\circ} = 1,23 > [1,05]. \end{aligned}$$

3.5 На аркуші 3 (додаток Б-3) зображена картина зчеплення в масштабі М 10:1, на лінії зчеплення показана активна частина лінії зчеплення (av).

3.6. Розрахунок значень коефіцієнтів відносного питомого ковзання зубців проводимо за допомогою формул:

$$v_4 = 1 - |i_{54}| \frac{\rho_5}{\rho_4} = 1 - 0,5 \frac{\rho_5}{\rho_4};$$

$$v_5 = 1 - |i_{45}| \frac{\rho_4}{\rho_5} = 1 - 0,5 \frac{\rho_4}{\rho_5};$$

де $|i_{54}| = \frac{\omega_5}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_5} = \frac{9}{18} = 0,5;$

$$|i_{45}| = \frac{\omega_4}{\omega_5} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{18}{9} = 2.$$

де ρ_5 і ρ_4 – відрізки, взяті по лінії зчеплення від точок N_5 і N_4 відповідно;

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

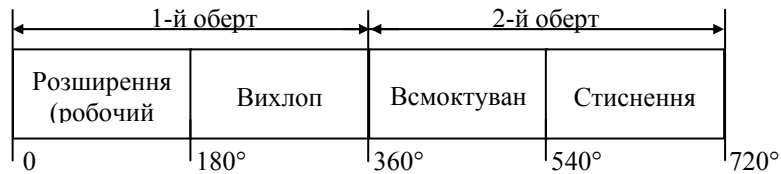
Результати розрахунків зведені в табл. 3.

Таблиця 3

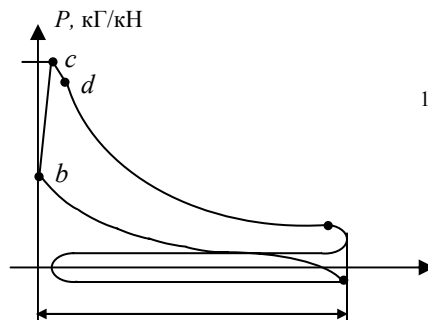
ρ_4 , мм	0	10	$l_{N_4 P} = 20$	30	40	50	$l_{N_4 N_5} = 62$
v_4	$-\infty$	-1,6	0	0,47	0,72	0,88	1,0
v_5	1,0	0,615	0	-0,87	-2,6	-7,3	$-\infty$

4. Силовий розрахунок головного механізму

4.1. Побудуємо циклограму роботи механізму двигуна, враховуючи, що робочий процес у циліндрі двигуна відбувається на протязі двох обертів ланки 1.



4.2. Визначимо силу тиску газу на поршень (ланка 5), скориставшись для цього індикаторною діаграмою (рис.5).



ab – стискання;
 bcd – горіння;
 de – розширення;
 eo – вихлоп;
 oa – всмоктування.

Рисунок 5

Сили тиску газу на поршень для двох обертів ланки 1 занесені в табл. 4.

Таблиця 4

1-й оберт												
№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
P_2 , Н	144000	108000	48000	24000	12000	7200	4800	0	0	0	0	0
2-й оберт												
№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
P_2 , Н	0	0	0	0	0	0	2400	2400	4800	7200	14400	45600

4.3. Силевий розрахунок проводимо для двох положень механізму 3 та 9. Для них визначимо силу тиску газу: $P_2 = 4800$ Н для 3-го положення, $P_2 = 0$ Н для 9-го положення.

4.4. Визначимо інші сили, що діють на ланки механізму.

4.4.1. Сили ваги ланок:

$$G_2 = m_2 g = 25 \cdot 9,8 = 245 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 g = 21 \cdot 9,8 = 205,8 \text{ Н};$$

$$G_4 = m_4 g = 4 \cdot 9,8 = 39,2 \text{ Н};$$

$$G_5 = m_5 g = 28 \cdot 9,8 = 274,4 \text{ Н}.$$

4.4.2. Сили інерції і моменти сил інерції ланок визначимо за формулами:

$$P_{i_2} = |m_2 a_{S_2}|, \text{ вектор } \vec{P}_{i_2} \text{ напрямлений проти } \vec{a}_{S_2};$$

$$P_{i_3} = |m_3 a_{S_3}|, \text{ вектор } \vec{P}_{i_3} \text{ напрямлений проти } \vec{a}_{S_3};$$

$$P_{i_4} = |m_4 a_{S_4}|, \text{ вектор } \vec{P}_{i_4} \text{ напрямлений проти } \vec{a}_{S_4};$$

$$P_{i_5} = |m_5 a_C|, \text{ вектор } \vec{P}_{i_5} \text{ напрямлений проти } \vec{a}_C;$$

$$M_{i_2} = |I_{S_2} \varepsilon_2|, \text{ вектор } M_{i_2} \text{ напрямлений проти } \varepsilon_2;$$

$$M_{i_3} = |I_{S_3} \varepsilon_3|, \text{ вектор } M_{i_3} \text{ напрямлений проти } \varepsilon_3;$$

$$M_{i_4} = |I_{S_4} \varepsilon_4|, \text{ вектор } M_{i_4} \text{ напрямлений проти } \varepsilon_4.$$

Величини сил інерції і моментів зведено в таблицю для 3-го та 9-го положень.

Таблиця 5

Величина	P_{i_2} , Н	P_{i_3} , Н	P_{i_4} , Н	P_{i_5} , Н	M_{i_2} , Н	M_{i_3} , Н	M_{i_4} , Н
Положення 3	14250	4095	1080	5880	2145,5	259	12,83
Положення 9	19000	6090	2240	15960	1272,7	722,7	4,5

Силами, які складають 2 % від найбільшої сили, нехтуємо.

Для 3-го положення це G_2, G_3, G_4, G_5 (2 % від 48000 = 960 Н).

Для 9-го положення: G_2, G_3, G_4, G_5 (2 % від 19000 = 380 Н).

4.5. Силовий розрахунок механізму для положення 3 без урахування сил тертя.

4.5.1. Починаємо і структурної групи 4–5. Зображуємо її на аркуші 2 (додаток Б–2) окремо і показуємо сили, які діють на ланки; окрім цього дію відкинутих ланок замінюємо реакціями: R_{50} в поступальній парі та R_{43} в шарнірі B (зовнішні реакції), а в шарнірі C – внутрішня реакція $\vec{R}_{45} = -\vec{R}_{54}$.

Розглянемо рівновагу сил, діючих на ланку 4 у вигляді $\sum M_C(\vec{F}_i) = 0$:

$$R_{43}^{\tau} l_{BC} - M_{i_4} - P_{i_4} h_{P_{i_4}} \mu_l = 0;$$

$$R_{43}^{\tau} = \frac{12,83 + 1080 \cdot 67 \cdot 0,003}{0,53} = 415 \text{ Н.}$$

R_{43}^{τ} нехтуємо, тому що вона < 960 Н.

Розглянемо рівновагу сил, діючих на ланки 4 і 5, у вигляді $\sum \vec{F}_i = 0$

$$\vec{R}_{43}^n + \vec{P}_{i_4} + \vec{P}_{i_5} + \vec{P}_2 + \vec{R}_{50} = 0.$$

Графічне рішення цього рівняння (план сил у масштабі $\mu_p = 500$ Н/мм) дає

$$R_{43}^n = 84 \cdot 500 = 42000 \text{ Н}; R_{50} = 3,5 \cdot 500 = 1750 \text{ Н}; R_{43} = R_{43}^n = 42000 \text{ Н.}$$

З рівноваги сил ланки 5 у вигляді $\sum M_C(\vec{F}_i) = 0$ знайдемо x_{50} – відстань між шарніром C і реакцією R_{50} : $R_{50} x_{50} = 0$, $x_{50} = 0$, R_{50} проходить через точку C .

Розглянемо рівновагу сил, діючих на ланку 4, у вигляді $\sum \vec{F}_i = 0$. З графічного рішення маємо $R_{45} = 85 \cdot 500 = 42500$ Н.

4.5.2. Розглянемо групу 2–3. Зображуємо її на аркуші 2 (додаток Б–2), прикладаємо сили і моменти сил до ланок, в точці B показуємо напрямки реакції $\vec{R}_{34} = -R_{43}$; R_{43} була визначена при розгляді групи 4–5.

В шарнірах A та O_2 показуємо складові зовнішніх реакцій R_{21} (шарнір A) та R_{30} (шарнір O_2): нормальна складова спрямована по ланці, тангенціальна – перпендикулярна ланці. Між ланками 2 і 3 існує внутрішня реакція $\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$.

Визначимо R_{21}^τ з рівноваги сил ланки 2 у вигляді $\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$:

$$-R_{21}^\tau l_{AB} + M_{i_2} + P_{i_2} h_{P_2} \mu_l = 0;$$

$$R_{21}^\tau = \frac{M_{i_2} + P_{i_2} h_{P_2} \mu_l}{l_{AB}} = \frac{2145,5 + 14250 \cdot 93 \cdot 0,003}{0,55} = 12451 \text{ Н.}$$

Розглянемо рівновагу сил ланки 3 у вигляді $\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$ і

визначимо R_{30}^τ :

$$R_{30}^\tau l_{BO_2} - M_{i_3} + P_{i_3} h_{P_3} \mu_l = 0;$$

$$R_{30}^\tau = \frac{M_{i_3} - P_{i_3} h_{P_3} \mu_l}{l_{BO_2}} = \frac{259 - 4095 \cdot 23 \cdot 0,003}{0,44} = -191 \text{ Н.}$$

З рівноваги сил ланок 2 і 3 у вигляді $\sum \vec{F}_i = 0$ визначимо R_{21}^n і R_{30}^n методом побудови плану сил у масштабі $\mu_P = 500$ Н/мм:

$$\vec{R}_{21}^n + \vec{R}_{21}^\tau + \vec{P}_{i_2} + \vec{R}_{34} + \vec{P}_{i_3} + \vec{R}_{30}^n + \vec{R}_{30}^\tau = 0.$$

З плану сил маємо:

$$R_{21}^n = 34,5 \cdot 1000 = 34500 \text{ Н;}$$

$$R_{30}^n = 27 \cdot 500 = 13500 \text{ Н;}$$

$$R_{21} = \sqrt{(R_{21}^n)^2 + (R_{21}^\tau)^2} = 36678 \text{ Н;}$$

$$R_{30} = 13600 \text{ Н.}$$

Розглянемо рівновагу сил ланки 2 у вигляді $\sum \vec{F}_i = 0$

$$\vec{R}_{21}^n + \vec{R}_{21}^\tau + \vec{P}_{i_2} + \vec{R}_{23} = 0,$$

звідки маємо

$$R_{23} = 83 \cdot 500 = 41500 \text{ Н.}$$

4.5.3. Силовий розрахунок вхідної ланки 1

Розглянемо рівновагу сил ланки 1 у вигляді $\sum M_O(\vec{F}_i) = 0$. В шарнірі A діє реакція $R_{12} = -R_{21}$, а до ланки 1 прикладаємо зрівноважувальний момент $M_{зр}$

$$-M_{зр} + R_{12}h_{R_{12}}\mu_l = 0,$$

звідки

$$M_{зр} = R_{12}h_{R_{12}}\mu_l = 36678 \cdot 53 \cdot 0,003 = 5721,8 \text{ Нм.}$$

Для визначення реакції в шарнірі O запишемо рівняння $\sum \vec{F}_i = 0$

$$\vec{R}_{12} + \vec{R}_{10} = 0; \vec{R}_{10} = -\vec{R}_{12}; R_{10} = 36678 \text{ Н.}$$

4.5.4. Перевірка силового розрахунку за допомогою загальної теореми динаміки

Для цього запишемо

$$\begin{aligned} M_{зр}^{*пер} &= -\frac{1}{\omega_1} [(P_c - P_{i5})V_C \cos 0 + P_{i4}V_{S4} \cos(P_{i4}\hat{V}_{S4}) + P_{i2}V_{S2} \cos(P_{i2}\hat{V}_{S2}) + \\ &\quad + P_{i3}V_{S3} \cos(P_{i3}\hat{V}_{S3}) + M_{i2}\omega_2 - M_{i3}\omega_3 + M_{i4}\omega_4] = \\ &= -\frac{1}{78,5} [(48000 - 5880)12,6 + 1080 \cdot 12 \cdot 6 \cdot \cos 130^\circ + 14250 \cdot 11,6 \cos 112^\circ + \\ &\quad + 4095 \cdot 6,4 \cos 108^\circ + 2145,5 \cdot 12,4 - 259 \cdot 29,1 + 12,83 \cdot 3] = -6000,6 \text{ Нм.} \end{aligned}$$

Визначимо розбіжність результатів:

$$\Delta = \left| \frac{M_{зр}^{*пер} - M_{зр}}{M_{зр}^{*пер}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{6000,6 - 5721,8}{6000,6} \right| \cdot 100\% = 4,6\% < [10\%].$$

4.6. Силовий розрахунок механізму для положення 9 без урахування сил тертя.

4.6.1. Починаємо і структурної групи 4–5. Розглянемо рівновагу сил, діючих на ланку 4 у вигляді $\sum M_C(\vec{F}_i) = 0$.

$$R_{43}^r l_{CB} - P_{i4} h_{P_{i4}} \mu_l - M_{i4} = 0;$$

$$R_{43}^r = \frac{2240 \cdot 2 \cdot 7 \cdot 0,003 + 4,5}{0,53} = 93 \text{ Н.}$$

R_{43}^r нехтуємо тому, що вона $-93 \text{ Н} < 380 \text{ Н}$.

З рівноваги сил, діючих на ланки 4 та 5 у вигляді $\sum \vec{F}_i = 0$, визначаємо R_{43}^n та R_{50} :

$$\vec{R}_{43}^n + \vec{P}_{i4} + \vec{P}_{i5} + \vec{P}_c + \vec{R}_{50} = 0.$$

Графічне розв'язання цього рівняння (план сил) дає:

$$R_{43}^n = 18000 \text{ Н}; R_{50} = 200 \text{ Н}; R_{43} = R_{43}^n = 18000 \text{ Н}.$$

Із рівноваги сил ланки 5 у вигляді $\sum M_C(\vec{F}_i) = 0$, знайдемо x_{50} – відстань між шарніром C і реакцією R_{50} : $R_{50}x_{50} = 0$, $x_{50} = 0$. R_{50} проходить через шарнір C .

Для визначення внутрішньої реакції R_{45} розглянемо рівновагу сил, діючих на ланку 4 у вигляді $\sum \vec{F}_i = 0$,

$$\vec{R}_{43}^n + \vec{P}_{i_4} + \vec{R}_{45} = 0.$$

З графічного рішення маємо $R_{45} = 78 \cdot 200 = 15600 \text{ Н}$ (на плані \vec{R}_{45} зображено пунктиром).

4.6.2. Розглянемо групу 2–3. Зображуємо її на аркуші А1, прикладаємо сили і моменти сил до ланок. В точці B показуємо напрямок реакції $\vec{R}_{34} = -R_{43}$, яка була визначена при розгляді групи 4–5.

Визначимо R_{21}^τ із рівноваги сил ланки 2 у вигляді $\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$:

$$R_{21}^\tau l_{AB} - P_{i_2} h_{P_2} \mu_l - M_{i_2} = 0;$$

$$R_{21}^\tau = \frac{P_{i_2} h_{P_2} \mu_l + M_{i_2}}{l_{AB}} = \frac{19000 \cdot 70 \cdot 0,003 + 1272,7}{0,55} = 9568,5 \text{ Н}.$$

Розглянемо рівновагу сил ланки 3 у вигляді $\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$ і

визначимо R_{30}^τ :

$$R_{30}^\tau l_{BO_2} - P_{i_3} h_{P_3} \mu_l + M_{i_3} = 0;$$

$$R_{30}^\tau = \frac{6090 \cdot 73 \cdot 0,003 - 722,7}{0,44} = 1402,5 \text{ Н}.$$

З рівноваги сил ланок 2 і 3 у вигляді $\sum \vec{F}_i = 0$ визначимо R_{21}^n і R_{30}^n методом побудови плану сил:

$$\vec{R}_{21}^n + \vec{R}_{21}^\tau + \vec{P}_{i_2} + \vec{R}_{34} + \vec{P}_{i_3} + \vec{R}_{30}^n + \vec{R}_{30}^\tau = 0.$$

З плану сил маємо:

$$R_{21}^n = 79 \cdot 500 = 39500 \text{ Н};$$

$$R_{30}^n = 2 \cdot 500 = 1000 \text{ Н};$$

$$R_{21} = \sqrt{(R_{21}^n)^2 + (R_{21}^\tau)^2} = \sqrt{39500^2 + 9568,5^2} = 40642,4 \text{ Н};$$

$$R_{30} = \sqrt{(R_{30}^n)^2 + (R_{30}^t)^2} = \sqrt{1000^2 + 1402,5^2} = 1722,5 \text{ Н.}$$

Розглянемо рівновагу сил ланки 2 у вигляді $\sum \vec{F}_i = 0$

$$\vec{R}_{21}^n + \vec{R}_{21}^t + \vec{P}_2 + \vec{R}_{23} = 0,$$

звідки маємо

$$R_{23} = 47 \cdot 500 = 23500 \text{ Н.}$$

4.6.3. Силовий розрахунок вхідної ланки 1

Розглянемо рівновагу сил ланки 1 у вигляді $\sum M_O(\vec{F}_i) = 0$; в шарнірі A діє реакція $R_{12} = -R_{21}$, а до ланки 1 прикладаємо $M_{зр}$

$$-M_{зр} + R_{12}h_{R_{12}}\mu_l = 0,$$

звідки

$$M_{зр} = R_{12}h_{R_{12}}\mu_l = 40642,4 \cdot 27 \cdot 0,003 = 3251,4 \text{ Нм.}$$

Для визначення реакції в шарнірі O запишемо рівняння $\sum \vec{F}_i = 0$:

$$\vec{R}_{12} + \vec{R}_{10} = 0; \vec{R}_{10} = -\vec{R}_{12}; R_{10} = 40642,4 \text{ Н.}$$

4.6.4. Перевірка силового розрахунку за допомогою загальної теореми динаміки.

Для цього запишемо

$$M_{зр}^{*пер} = -\frac{1}{\omega_1} \left[P_2 V_{S_2} \cos(P_2 \hat{V}_{S_2}) + P_3 V_{S_3} \cos(P_3 \hat{V}_{S_3}) + P_5 V_C \cos(P_5 \hat{V}_C) \right] + \\ + M_{i_2} \omega_2 - M_{i_3} \omega_3 + M_{i_4} \omega_4 = -\frac{1}{78,5} [19000 \cdot 12 \cos 108^\circ + 6090 \cdot 5,2 \cos 155^\circ - \\ - 15960 \cdot 9,5 + 1272,7 \cdot 6,4 - 722,7 \cdot 23,6 + 4,5 \cdot 5,7] = 3307,8 \text{ Нм.}$$

Визначимо розбіжність результатів:

$$\Delta = \left| \frac{M_{зр}^{*пер} - M_{зр}}{M_{зр}^{*пер}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{3307,8 - 3251,4}{3307,8} \right| \cdot 100\% = 1,7\% < [10\%].$$

4.7. Силовий розрахунок механізму для положення 9 з урахуванням сил тертя.

4.7.1. Підрахуємо сили тертя и моменти сил тертя. Сила тертя

$$F_{T_{5-0}} = R_{50} f_n = 1750 \cdot 0,1 = 175 \text{ Н,}$$

де $f_n = 0,1$ – коефіцієнт тертя в поступальній парі.

Моменти сил тертя

$$M_{T_{4-5}} = -M_{T_{5-4}}; M_{T_{4-5}} = R_{45} \rho = 42500 \cdot 0,005 = 212,5 \text{ Нм,}$$

де $\rho = 0,005$ м – радіус тертя в обертовій парі.

$M_{T_{4-5}}$ напрямлений проти годинникової стрілки, оскільки $\omega_4 - \omega_5 = \Omega_{4-5}$ напрямлена за стрілкою годинника

$$M_{T_{4-3}} = -M_{T_{3-4}}; M_{T_{4-3}} = R_{43}\rho = 42000 \cdot 0,005 = 210 \text{ Нм},$$

Момент $M_{T_{4-3}}$ напрямлений проти годинникової стрілки, оскільки $\omega_4 - \omega_3 = \Omega_{4-3}$ напрямлена за стрілкою годинника.

$M_{T_{3-0}} = R_{30}\rho = 13500 \cdot 0,005 = 67,5$ Нм. $M_{T_{3-0}}$ напрямлений за стрілкою годинника протилежно ω_3

$$M_{T_{2-3}} = -M_{T_{3-2}}; M_{T_{2-3}} = R_{23}\rho = 41500 \cdot 0,005 = 207,5 \text{ Нм},$$

$M_{T_{2-3}}$ напрямлений за стрілкою годинника проти $\Omega_{2-3} = \omega_2 - \omega_3 = 13,6 - 27,3$, напрямом якої проти стрілки годинника

$$M_{T_{1-2}} = -M_{T_{2-1}}; M_{T_{1-2}} = R_{12}\rho = 36678 \cdot 0,005 = 183,4 \text{ Нм}.$$

Момент $M_{T_{1-2}}$ напрямлений протилежно стрілки годинника, оскільки $\Omega_{1-2} = \omega_1 - \omega_2$ напрямлена за стрілкою годинника

$$M_{T_{1-0}} = R_{10}\rho = 36678 \cdot 0,005 = 183,4 \text{ Нм}.$$

Момент $M_{T_{1-0}}$ напрямлений проти $\Omega_{1-0} = \omega_1 - \omega_0$, яка напрямлена проти стрілки годинника.

Силу тертя $F_{T_{5-0}}$ і моменти сил тертя прикладаємо до всіх ланок механізму (на аркуші моменти тертя зображені пунктиром), і з урахуванням цих додаткових сил і моментів проводимо силовий розрахунок, починаючи з групи 4-5.

4.7.2. Група 4-5:

$$R_{43}^{\tau*} = R_{43}^{\tau} - \frac{M_{T_{45}} + M_{T_{43}}}{l_{BC}} = 415 - \frac{212,5 + 212,5}{0,53} = -386,8 \text{ Н}.$$

План сил групи 4-5 з урахуванням сил тертя не змінився, тому:

$$R_{43}^* = 42000 \text{ Н}; \quad R_{50}^* = 1750 \text{ Н}; \quad R_{45}^* = 42000 \text{ Н}.$$

4.7.3. Група 2-3:

$$R_{30}^{\tau*} = R_{30}^{\tau} + \frac{M_{T_{30}} + M_{T_{34}} - M_{T_{32}}}{l_{BO_2}} = 191 + \frac{67,5 + 212,5 - 207,5}{0,44} = 355,8 \text{ Н};$$

$$R_{21}^{\tau*} = R_{21}^{\tau} - \frac{M_{T_{23}} + M_{T_{21}}}{l_{AB}} = 12451 - \frac{207,5 + 183,4}{0,55} = 11740 \text{ Н}.$$

Для групи 2-3 будемо план сил, з плану сил маємо:

$$R_{30}^{n*} = 16,5 \cdot 1000 = 16500 \text{ Н}; \quad R_{23}^{n*} = -R_{32}^{n*} = 41000 \text{ Н};$$

$$R_{21}^{n*} = 35 \cdot 1000 = 35000 \text{ Н}; \quad R_{30}^* = R_{30}^{n*} = 16500 \text{ Н};$$

$$R_{21}^* = \sqrt{11740^2 + 35000^2} = 36442,8 \text{ Н}.$$

4.7.4. Ланка 1

$$M_{зр}^* + R_{12}^* h_{R_{12}} \mu_l + M_{T_{10}} + M_{T_{12}} = 0;$$

$$M_{зр}^* = R_{12}^* h_{R_{12}} \mu_l - M_{T_{10}} - M_{T_{12}} = 36442,8 \cdot 16 \cdot 0,01 - 183,4 - 183,4 = 5464 \text{ Нм}.$$

4.7.5. Визначимо миттєвий ККД головного механізму

$$\eta_{зм} = \frac{M_{зр}^*}{M_{зр}} = \frac{5464}{5721,8} = 0,954.$$

5. Визначення зведених моментів сил, діючих на ланки головного механізму, відносно осі обертання його кривошипів без урахування сил тертя в кінематичних парах

5.1. Обчислити зведений момент M_3 сил тиску газу та сил ваги на інтервалі двох обертів ланки 1 за формулою:

$$M_3 = \frac{1}{\omega_1} \left[P_2 V_C \cos \left(\hat{P}_2 V_C \right) + G_2 V_{S_2} \cos \left(\hat{G}_2 V_{S_2} \right) + G_3 V_{S_3} \cos \left(\hat{G}_3 V_{S_3} \right) + G_4 V_{S_4} \cos \left(\hat{G}_4 V_{S_4} \right) + G_5 V_{S_5} \cos \left(\hat{G}_5 V_{S_5} \right) \right].$$

Результати розрахунків зведені в табл. 6 для двох обертів ланки 1.

Таблиця 6

1-й оберт												
№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$M_3, \text{Нм}$	296	12300	7670	3570	1290	277	0,116	-42,7	-80,8	-100	-91,7	-55,7
2-й оберт												
№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$M_3, \text{Нм}$	0,979	62,9	99,7	96,9	71,9	38,7	-0,017	-22,6	-795	-1460	-2220	-6350

На аркуші 4 (додаток Б-4) побудуємо графік функції $M_3 = M_3(\varphi_1)$ на інтервалі двох обертів ланки 1, масштабні коефіцієнти на кресленні.

5.2. Знаходимо на інтервалі двох обертів ланки 1 функцію

$$A_\partial = \int_0^{\varphi_1} M_3(\varphi_1) d\varphi - \text{роботу сил тиску газів та сил ваги методом графічного}$$

інтегрування функції $M_3(\varphi_1)$. Масштабний коефіцієнт осі ординат функції $A_\partial(\varphi_1)$ визначаємо за формулою

$$\mu_A = H \cdot \mu_M \cdot \mu_{\varphi_1},$$

де $H = 60$ мм – полюсна відстань (задається довільно); $\mu_M = 400$ Нм/мм – масштабний коефіцієнт осі ординат графіка $M_3(\varphi_1)$; $\mu_{\varphi_1} = 0,0349$ рад/мм – масштабний коефіцієнт осі абсцис.

Тоді

$$\mu_A = 60 \cdot 400 \cdot 0,0349 = 840 \text{ Нм/мм.}$$

5.3. Знаходимо роботу сил корисного опору агрегату $A_K(\varphi_1) = M_K \varphi$. Для цього початок координат залежності $A_o(\varphi_1)$ з'єднаємо прямою з кінцевою точкою графіку. Похила пряма – це графік роботи сил корисного опору з протилежним знаком – $A_K(\varphi_1)$.

5.4. Підрахуємо надлишкову роботу $A(\varphi) = A_o(\varphi) + A_K(\varphi)$, як різницю між функціями $A_o(\varphi) - A_K(\varphi)$. Результати обчислювань зведені в табл. 7 на інтервалі $0 \leq \varphi \leq 4\pi$.

Таблиця 7

1-й оберт												
№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
A, Нм	0	2520	8400	11340	12600	13020	13020	13440	13020	12600	11760	11760
2-й оберт												
№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
A, Нм	11760	10920	10920	10920	10920	10500	10080	9660	9240	7980	5880	2520

На аркуші 4 (додаток Б-4) побудуємо графік функції $A = A(\varphi)$.

6. Вибір електрогенератора

Знайдемо потрібну потужність електрогенератора за формулою

$$N = \frac{0,9 A_o \eta_{з.п} \eta_{г.м}}{2T \cdot 1000};$$

де

$$A_o = y_A \mu_A = 8 \cdot 840 = 6720 \text{ Нм};$$

де $y_A = 8$ мм – кінцева ордината графіка $A_o(\varphi)$; $\eta_{з.п} = 0,9$ – ККД зубчастої передачі (задаємо); $\eta_{г.м} = 0,954$ – миттєвий ККД головного механізму (див. п.4.7.6); $T = \frac{60}{n_1} = \frac{60}{750} = 0,08$ с – час одного оберту ланки 1.

Тоді

$$N = \frac{0,9 \cdot 6720 \cdot 0,9 \cdot 0,954}{2 \cdot 0,08 \cdot 1000} = 32,45 \text{ кВт.}$$

Згідно з каталогом асинхронних електродвигунів маємо (для марки 4А200М2У3): номінальна потужність $N = 37$ кВт; синхронна частота обертання $n_C = 3000$ об/хв; момент інерції ротора $I_P = 0,095$ кг·м².

Приймаємо умовно для генератора ці дані.

7. Зведені моменти інерції мас машинного агрегата

7.1. Зведений момент інерції головного механізму знаходимо за формулою

$$I_{3.г} = \frac{1}{\omega_1^2} [m_2 V_{S_2}^2 + m_3 V_{S_3}^2 + m_4 V_{S_4}^2 + m_5 V_C^2 + I_{S_2} \omega_2^2 + I_{S_3} \omega_3^2 + I_{S_4} \omega_4^2]$$

для 12 положень механізму. Результати розрахунків зведені в табл. 8.

Таблиця 8

№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$I_{3.г}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,325	0,834	1,56	1,4	0,865	0,468	0,325	0,538	1,08	1,49	1,35	0,73
№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$I_3, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	2,002	2,511	3,237	3,077	2,542	2,145	2,002	2,215	2,757	3,167	3,027	2,407

За даними $I_{3.г}$ побудувати на аркуші 4 (додаток Б-4) графік залежності $I_{3.г} = I_{3.г}(\varphi_1)$.

7.2. Знаходимо зведений момент інерції ротора електрогенератора та зубчастої передачі

$$I_{3.р} = I_p \left(\frac{n_n}{n_1} \right)^2 = 0,095 \left(\frac{2945}{750} \right)^2 = 1,46 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Для зубчастої передачі визначимо моменти інерції зубчастих коліс відносно осі їх обертання за формулою

$$I_{Z_i} = \frac{m_{Z_i} r_{Z_i}^2}{2},$$

де $m_{Z_i} = \pi r_{Z_i}^2 b \gamma$ – маса зубчастого колеса; $r_{Z_i} = \frac{m_{Z_i}}{2}$ – радіус дільного кола; $b = 10m = 50$ мм – ширина зубчастого колеса; $\gamma = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³ – питома вага сталі:

$$m_{Z_1} = \pi \cdot 0,05 \cdot 7,8 \cdot 10^3 \cdot r_{Z_1}^2 = 1224,6 \cdot r_{Z_1}^2; \quad r_1 = \frac{5 \cdot 18}{2} = 45 \text{ мм}; \quad m_{Z_1} = 2,48$$

кг;

$$I_{Z_1} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \quad r_2 = r_1 = r_{Z_2}; \quad m_{Z_2} = m_{Z_2} = 2,48 \text{ кг}; \quad I_{Z_2} = I_{Z_2} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$r_4 = \frac{5 \cdot 9}{2} = 22,5 \text{ мм}; \quad m_{Z_4} = 1,24 \text{ кг}; \quad I_{Z_4} = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Момент інерції зубчастої передачі:

$$I_{3.п} = \frac{1}{\omega_1^2} \left\{ I_{Z_1} \omega_2^2 + K \left[(m_{Z_2} + m_{Z_2'}) V_C^2 + (I_{Z_2} + I_{Z_2'}) \omega_C^2 \right] \right\} + I_{Z_4} \cdot 2;$$

де $V_C = m \frac{z_1 + z_2}{2} \omega_n = 5 \cdot 10^{-3} \frac{18+18}{2} \cdot 78,5 = 7,065$ м/с – швидкість осі

сателіта; ω_C – кутова швидкість сателіта визначаємо методом інверсії

$$\frac{\omega_C - \omega_n}{\omega_2 - \omega_n} = -\frac{z_1}{z_2} = -\frac{18}{18} = -1; \frac{\omega_C - 78,5}{308,2 - 78,5} = -1; \omega_C = -151,2 \text{ с}^{-1},$$

де $\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{\pi \cdot 2945}{30} = 308,2 \text{ с}^{-1}; \omega_n = \omega_1 = 78,5 \text{ с}^{-1}.$

$$I_{3,п} = \frac{1}{78,5^2} \left\{ 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 308,2^2 + 3 \left[(2,48 + 2,48) \cdot 7,065^2 + \right. \right. \\ \left. \left. + (2,5 \cdot 10^{-3} + 2,5 \cdot 10^{-3}) \cdot (-151,2)^2 \right] \right\} + 1,25 \cdot 10^{-3} \cdot 2 = 0,217 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

7.3. Зведений момент інерції машинного агрегату

$$I_3 = I_{3,г} + I_{3,р} + I_{3,п}.$$

Знаходимо величини I_3 і заносимо їх в табл. 8.

8. Дослідження сталого руху машинного агрегату під дією заданих сил

8.1. Вихідними даними є залежність $A = A(\varphi_1)$ та $I_3 = I_3(\varphi_1)$ у вигляді таблиць значень $A = A(\varphi_1)$ (табл. 7) та $I_3 = I_3(\varphi_1)$ (табл. 8).

Визначимо значення

$$B(\varphi_{1i}) = A(\varphi_{1i}) - \frac{[\Delta I_i - \Delta I_1] \omega_{ср}^2}{2},$$

де $\Delta I_i = I_3(\varphi_{1i}) - I_c$; $\Delta I_1 = 2,002 - 2,59 = -0,588 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

$I_c = \frac{1}{n_1} \sum_{i=1}^m I_3(\varphi_{1i}) = \frac{1}{12} \cdot 31,089 = 2,59 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – середнє значення моменту

інерції машинного агрегату.

Результати розрахунків $B(\varphi_{1i})$ занесемо в табл. 9

Таблиця 9

1-й оберт												
φ_1 , град	90	60	30	0	-30	-60	-90	-120	-150	-180	-210	-240
№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
B , Нм	0	951,7	4594,8	8027,8	10936,2	12579,4	13020	12784	1069,4	9010,5	8602	10512
2-й оберт												
№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
B , Нм	11760	9352	7839	7608	9256	10059	10080	9004	6914	4390,5	2722	1272

Побудуємо на аркуші 4 (додаток Б-4) графік залежності $B = B(\varphi_1)$ за два оберти ланки 1. Визначимо $B_{\max} = 13020$ Нм – максимальне значення та $B_{\min} = 0$ Нм – мінімальне значення.

Зведений момент агрегата з маховиком знайдемо за формулою:

$$I_{ca} = \frac{B_{\max} - B_{\min}}{\delta \cdot \omega_{cp}^2} = \frac{13020 - 0}{0,1 \cdot 78,5^2} = 21,13 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Зведений момент інерції маховика, який забезпечує роботу агрегату з коефіцієнтом нерівномірності руху $\delta = 0,1$:

$$I_{з.мах} = I_{ca} - I_c = 21,13 - 2,59 = 18,54 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

8.2. Після встановлення на головному механізмі маховика, зведений момент інерції якого $I_{з.мах} = 18,54 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, знайдемо кутові швидкості ланки і за формулою

$$\omega_{1i} = \sqrt{\frac{1}{I_{з.а}(\varphi_{1i})} [I_{з.а}(\varphi_{11})\omega_{11}^2 + 2A(\varphi_{1i})]},$$

де $I_{з.а}(\varphi_{1i}) = I_{з}(\varphi_{1i}) + I_{з.мах} = I_{з}(\varphi_{1i}) + 18,54$; $\varphi_{1K} = 90^\circ$ – значення кута φ_1 , за яким $B_{\max} = 13020 \text{ Нм}$, а також

$$\omega_1 = \omega_{\max} = \omega_{cp} \left(1 + \frac{\delta}{2}\right) = 78,5 \left(1 + \frac{0,1}{2}\right) = 82,425 \text{ с}^{-1};$$

$$I_{з.а}(\varphi_{11}) = 2,002 + 18,54 = 20,542 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$A = A(\varphi_{1K}) = 13020 \text{ Нм};$$

$$I_{з.а}(\varphi_{1K}) = 2,002 + 18,54 = 20,542 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$\omega_{11} = \sqrt{\frac{1}{20,542} [20,542 \cdot 82,425^2 + 2 \cdot 13020]} = 74,34 \text{ с}^{-1}$$

для 12 положень механізму зведені в табл. 10.

Таблиця 10

№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$I_{з.а}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	20,542	21,051	21,777	21,617	21,082	20,685	20,542	20,755	21,297	21,707	21,567	20,947

Значення ω_{1i} підраховані за формулою, приведені в табл. 11.

Таблиця 11

1-й оберт												
№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	74,34	75,05	77,36	79,38	81,12	82,14	82,42	82,25	80,70	79,94	79,71	80,88
2-й оберт												
№ полож.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	81,68	80,2	78,84	79,13	80,13	80,64	80,67	80,0	78,73	77,23	76,22	75,23

За даними табл. 11 на аркуші 4 (додаток Б-4) побудовано графік функції $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$.

Підрахуємо коефіцієнт нерівномірності руху:

$$\delta^* = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}} = \frac{82,42 - 74,34}{78,38} = 0,103 ;$$

$$\omega_{\text{cp}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \frac{82,42 + 74,34}{2} = 78,38 \text{ c}^{-1}.$$

Похибка коефіцієнта нерівномірності руху дорівнює:

$$\Delta\delta = \left| \frac{\delta - \delta^*}{\delta^*} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{0,1 - 0,103}{0,103} \right| \cdot 100\% = 3\% < [10\%].$$

9. Синтез кулачкового механізму

9.1. За заданим аналогом прискорень визначимо закон руху штовхача. Для цього два рази аналітично проінтегруємо задану функцію

$$S'' = a \sin k\varphi,$$

$$\text{де } k = \frac{2\pi}{\varphi_{\text{с}}} = \frac{2 \cdot 180}{60} = 6.$$

В результаті маємо функції $S'(\varphi)$ та $\Delta S(\varphi)$

$$S' = \int a \sin k\varphi d\varphi = -\frac{a}{k} \cos k\varphi + C_1.$$

Початкові умови: $S' = 0$, якщо $\varphi = 0$, звідки $C_1 = \frac{a}{k}$.

$$S' = \frac{a}{k}(1 - \cos k\varphi) = \frac{a}{6}(1 - \cos 6\varphi).$$

$$\Delta S = \int \frac{a}{k}(1 - \cos k\varphi) d\varphi = \frac{a}{k}\varphi - \frac{a}{k^2} \sin k\varphi + C_2.$$

Початкові умови: $\Delta S = 0$, якщо $\varphi = 0$, звідки $C_2 = 0$

$$\Delta S = \frac{a}{6}\varphi - \frac{a}{36} \sin 6\varphi.$$

Знайдемо параметр “ a ” з умови, коли $\varphi = \varphi_{\text{с}}$, $\Delta S_{\max} = h$. Тоді

$$a = \frac{6h}{\varphi_{\text{с}}} = \frac{6 \cdot 25}{\pi/3} = 143 \text{ мм}.$$

Таким чином, маємо

$$S'' = 143 \cdot 10^{-3} \sin 6\varphi ;$$

$$S' = 24 \cdot 10^{-3} (1 - \cos 6\varphi) ;$$

$$\Delta S = 24 \cdot 10^{-3} \varphi - 4 \cdot 10^{-3} \sin 6\varphi .$$

Підраховані значення S'' ; S' та ΔS для значень φ_i з кроком $\Delta\varphi = 10^\circ$ на інтервалі віддалення наведені в табл. 12.

Таблиця 12

φ_K , град	0	10	20	30	40	50	60
S'' , м	0	$123,5 \cdot 10^{-3}$	$123,5 \cdot 10^{-3}$	0	$-123,5 \cdot 10^{-3}$	$-123,5 \cdot 10^{-3}$	0
S' , м	0	$12 \cdot 10^{-3}$	$36 \cdot 10^{-3}$	$48 \cdot 10^{-3}$	$36 \cdot 10^{-3}$	$12 \cdot 10^{-3}$	0
ΔS , м	0	$0,7 \cdot 10^{-3}$	$4,9 \cdot 10^{-3}$	$12,5 \cdot 10^{-3}$	$20 \cdot 10^{-3}$	$24 \cdot 10^{-3}$	$25 \cdot 10^{-3}$

9.2. На аркуші №5 (додаток Б-5) приведені графіки залежностей $S'' = S''(\varphi_K)$, $S' = S'(\varphi_K)$; $\Delta S = \Delta S(\varphi_K)$.

Масштабні коефіцієнти креслень:

$$\mu_{S''} = 0,004 \text{ м/мм}; \mu_{S'} = \mu_{\Delta S} = 0,002 \text{ м/мм}.$$

9.3. Визначимо основні параметри кулачкового механізму

Для кулачкового механізму з штовхачем, який має ролик, основні параметри (S_0 та e) визначаємо за умови $\theta < [\theta]$, де θ – кут тиску (допустимий кут тиску $[\theta] = 30^\circ$). Вибираємо в допустимій області значення, які відповідають мінімальним габаритам кулачка: $S_0 = 74$ мм; $e = 0$.

Вживаючи метод інверсії, креслимо центровий профіль кулачка в масштабі $\mu_l = 0,002$ м/мм.

9.4. Вибираємо радіус ролика, який відповідає одночасно двом умовам: $r_p \leq 0,8\rho_{\min} = 0,8 \cdot 25 = 20$ мм; $r_p \leq 0,4\rho_{\min} = 0,4 \cdot 74 = 30$ мм, де r_p – радіус ролика; $\rho_{\min} = 25$ мм – мінімальний радіус кривизни центрального профілю; $\rho_{\min} = 74$ мм – мінімальний радіус-вектор центрального профілю.

Приймаємо $r_p = 20$ мм.

Креслимо робочий профіль кулачка, як криву, еквідистантну центральному профілю і яка знаходиться від нього на відстані $r_p = 20$ мм.

9.5. Розрахунок параметрів замикаючої пружини

Визначаємо жорсткість замикаючої пружини і зусилля початкового стиснення із умови

$$Q_0 + C\Delta S \geq -1,3m_{\text{ш}}a,$$

де Q_0 – зусилля початкового стиснення пружини, Н; $m_{\text{ш}}$ – маса штовхача;

C – жорсткість пружини; ΔS – переміщення штовхача; $a = S'' \cdot \omega_K^2$ –

прискорення штовхача; $\omega_K = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} = 78,5 \cdot \frac{9}{18} = 39,25 \text{ c}^{-1}$ – кутова

швидкість кулачка; S'' – аналог прискорення штовхача, м.

Для цього креслимо графік $m_{ш} a(\Delta S)$, проводимо з початку координат дотичну до графіка, а потім пряму паралельну їй на відстані $0,3m_{ш} a_m$; $a_m = S'' \cdot \omega_K^2$ – прискорення штовхача, яке відповідає точці дотику M . Маємо графік для визначення характеристик пружини.

Зусилля початкового стиснення пружини:

$$Q_0 = 0,3m_{ш} \cdot S'' \cdot \omega_K^2 = 0,3 \cdot 2 \cdot 143 \cdot 10^{-3} \cdot 39,25^2 = 132,18 \text{ Н.}$$

Жорсткість пружини:

$$C = \frac{m_{ш} a_m}{\Delta S} = \frac{2 \cdot 143 \cdot 10^{-3} \cdot 39,25^2}{22,84 \cdot 10^{-3}} = 19290 \text{ Н/м.}$$

10. Зрівноваження головного вектора сил інерції механізму двигуна

10.1. Обчислити головний вектор сил інерції всіх ланок для 12 положень механізму. Для цього скористаємося даними табл. 5 та формулами:

$$P_{i2} = |m_2 a_{S_2}|; P_{i3} = |m_3 a_{S_3}|; P_{i4} = |m_4 a_{S_4}|; P_{i5} = |m_5 a_c|.$$

Напрямки векторів P_i протилежні прискоренням центрів мас ланок. Результати розрахунків зведені в табл.13, в якій також наводиться значення головного вектора сил інерції, визначеного як геометрична сума всіх сил інерції ланок для даного положення. На аркуші 3 (додаток Б–3) побудовані для 12 положень плани векторів сил інерції, а також годограф головного вектора, тобто пучок векторів

$$\bar{P}_{i\Sigma n} = \sum_K \bar{P}_{iK} \quad (n = 1, 2 \dots 12),$$

відкладених від однієї довільної точки O .

10.2. Побудуємо годограф $\bar{P}_{i\Sigma}$ в системі, зв'язаної з кривошипом (ланка 1). Для цього покажемо вектор $\bar{P}_{in\Sigma n_i}$, який відповідає повороту ланки 1 на кут φ_n . Якщо вектор $\bar{P}_{i\Sigma n}$ складає з віссю X кут α_n , то з віссю X_1 , зв'язаною з ланкою 1, він складає кут $(\alpha_n - \varphi_n)$. При переході з однієї системи в іншу довжина вектора не змінюється.

Таблиця 13

№ полож.	P_{i2}, H	P_{i3}, H	P_{i4}, H	P_{i5}, H	$P_{i\Sigma}, \text{H}$	$\alpha,$ град	$\varphi,$ град	$(\alpha - \varphi)$	X_i Y_i
1	24000	12600	4800	32984	77000	80	90	-10	38 -8
2	24000	10920	3520	29120	68000	77	60	17	32 11
3	15000	3360	800	3360	20000	55	30	25	9 4
4	14000	4200	1760	12320	24000	-45	0	-45	7 -8
5	14000	5460	2080	14560	33000	-70	-30	-40	13 -10
6	22000	7560	3200	17920	50000	-75	-60	-15	25 -7
7	22000	8400	2880	20160	53000	-85	-90	5	26 2
8	21000	8400	3200	21280	51000	-95	-120	25	22 11
9	20000	6300	2400	16800	42000	-115	-150	35	17 13
10	18500	3360	800	3360	21000	-160	-180	20	9 4
11	15100	5040	1600	10080	28000	120	150	-30	12 -7
12	22000	10080	3680	25760	63000	98	120	-22	29 -11

В табл. 13 наведені значення кутів α_i , φ_i та $(\alpha_i - \varphi_i)$ для 12 положень.

Знайдемо координати одиничних мас, зосереджених по довжині годографа. Якщо годограф побудовано для 12 точок, то координати його центру мас приблизно можна розрахувати так:

$$X_0 = \frac{\sum X_i}{n};$$

$$Y_0 = \frac{\sum Y_i}{n}.$$

В нашому випадку:

$$X_0 = \frac{239}{12} = 19,917 \text{ мм};$$

$$Y_0 = \frac{-6}{12} = -0,5 \text{ мм},$$

де X_i, Y_i – координати вектору $\bar{P}_{i\Sigma}$ в системі координат, зв'язаної з ланкою 1.

В системі кривошипа відцентрова сила протидіє повинна дорівнювати силі $(O_1O^*) \mu_p = 40 \cdot 1000 = 40000 \text{ Н}$ і напрямлена в протилежну сторону. Для її реалізації беремо протидіє з статичним моментом:

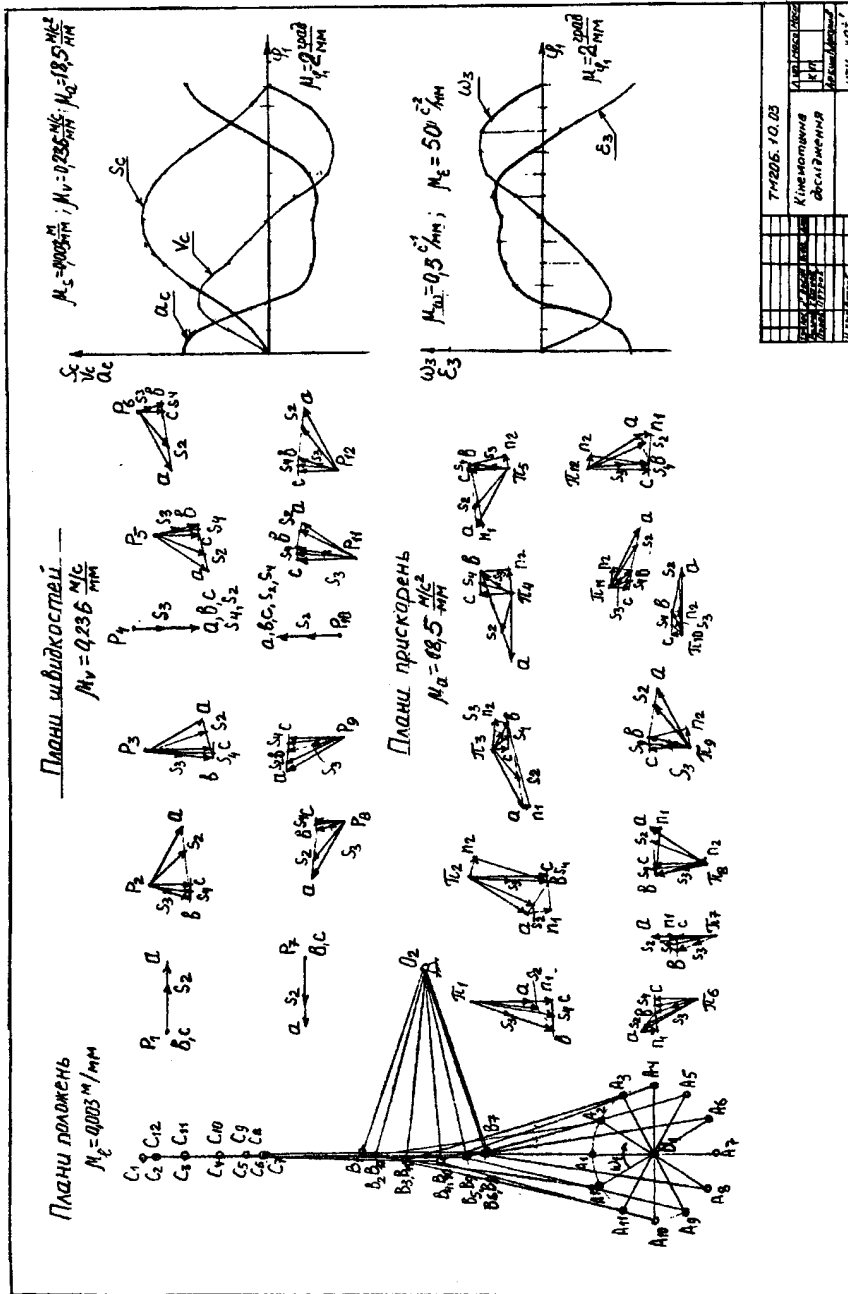
$$S_{\text{пр}} = m_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{\omega_1^2} = \frac{40000}{78,5^2} = 6,49 \text{ кгм}.$$

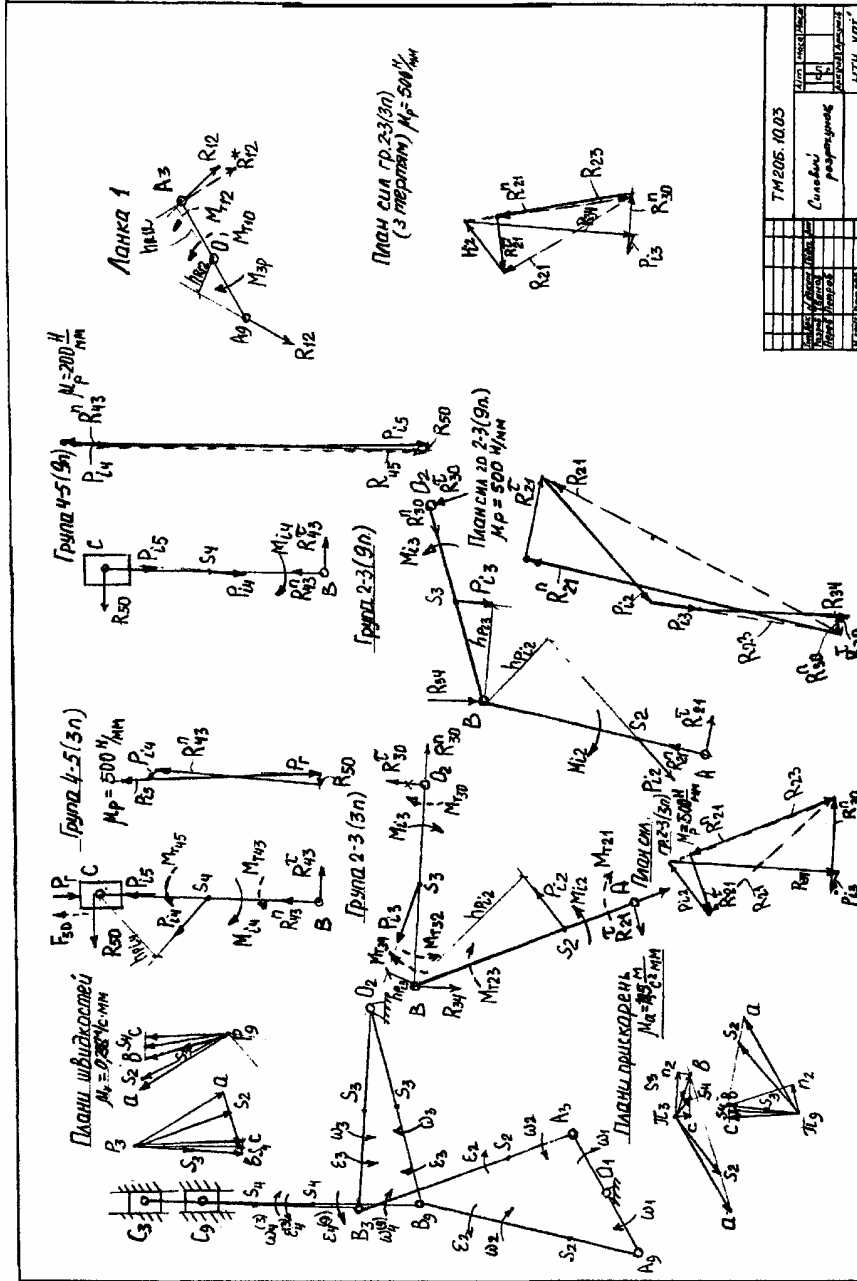
Список літератури

1. Теорія механізмів і машин (системний підхід): Навч. посібник / О. А. Грунауер, І. Д. Долгих. – К.: УМК ВО, 1992. – 376 с.
2. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
3. 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.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин Кореняко А. С. и др. – К.: Вища шк., 1970. – 332 с.
5. Методические указания к самостоятельной работе по проектированию и исследованию шарнирно–рычажных механизмов для студентов машиностроительных специальностей дневного и вечернего обучения/ А. А. Грунауэр, И. Д. Долгих. – Харьков: ХПИ, 1992. – 145 с.
6. Кореняко А. С., Кременштейн Л. И. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – М: Машиностроение, 1964. – 324 с.

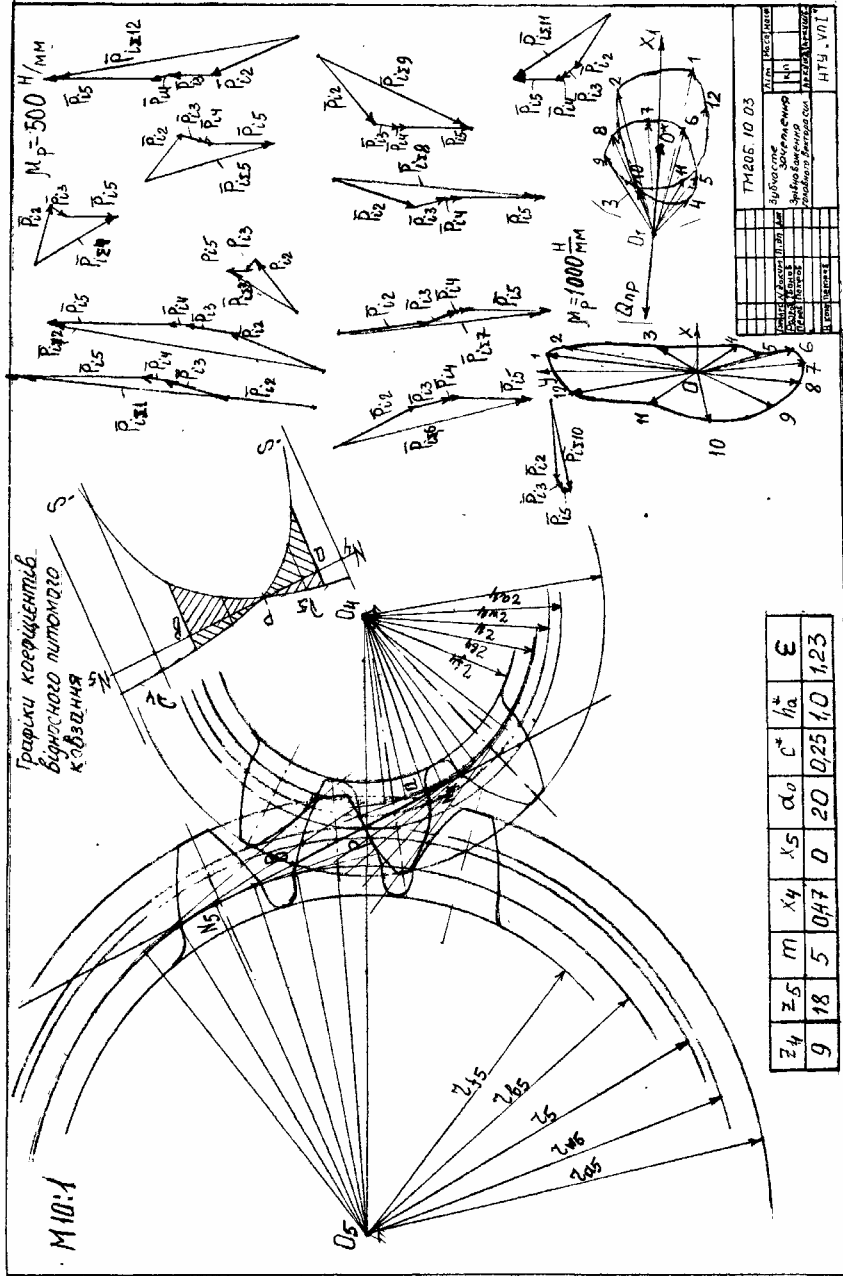
Таблиця значень $\operatorname{inv} \alpha$

α град \ xв	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





ТМ205-10.03	
Склад	розроблений
Перевірений	
НТУ - ХІТ	



Додаток В

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Кафедра теорії механізмів, машин і роботів

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ
з теорії механізмів і машин
Пояснювальна записка

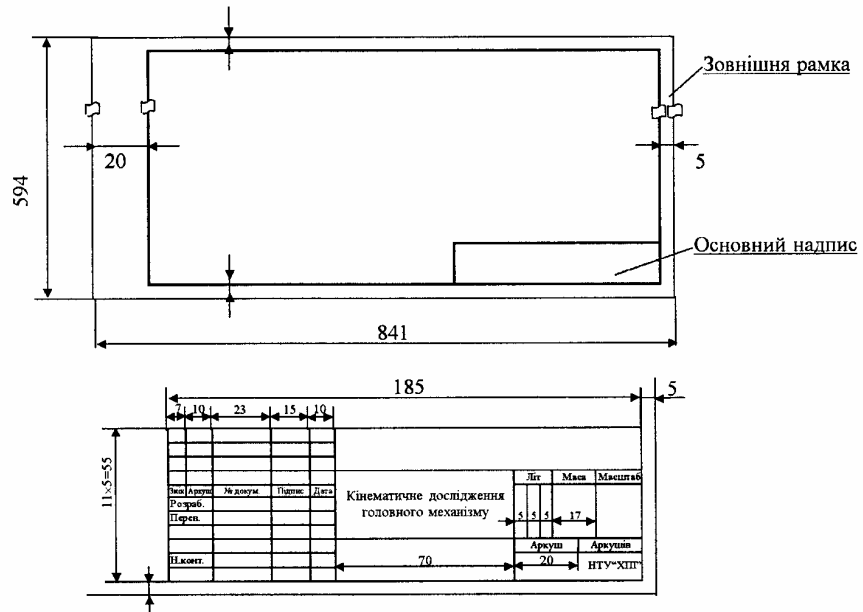
ЗАВДАННЯ № 10
ВАРІАНТ 3

Виконав: студент групи ТМ 20Б
Іванов І. І.

Перевірив: доц. Петров П. П.

Харків 2002

Додаток Г



Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до виконання курсового проекту для студентів факультету транспортного машинобудування.

Укладачі: ЗАГРЕБЕЛЬНИЙ Валентин Миколайович,
ІЗЮМСЬКИЙ Віктор Павлович,
ЗАРУБІНА Алла Олександрівна,
САФОНОВА Зінаїда Семенівна.

Відповідальний за випуск А. О. Зарубіна
Роботу рекомендував до видання О. М. Шелковой

Редактор В. М. Баранов

План 2002 р., поз. 83

Підп. до друку	Формат 60x84/16.	Папір друк. №2.
Друк – ризографія.	Гарнітура Times.	Ум. друк. арк. 1,9.
Обл. – вид. арк. 2,1.	Тираж 150 прим. Зам. №	Ціна договірна

Видавничий центр НТУ «ХП», 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21.
Свідоцтво про реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000 р.

Друкарня НТУ «ХП»