

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи з дисципліни

«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»

(розділи проектування зубчатих і кулачкових механізмів)

Харків 2023

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки та проектування машин 23 січня 2023 р., протокол № 6.

Призначено для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня освітніх програм «Будівельні, колійні, гірничі та нафтогазопромислові машини» та «Організація паливо-мастильного господарства підприємств» будівельного факультету всіх форм навчання.

Укладачі:

проф. В. І. Мороз,
доц. В. С. Тіщенко

Рецензент

доц. О. А. Логвіненко

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Проектування прямозубої циліндричної зубчатої передачі.....	5
1.1 Геометричний розрахунок зубчатої передачі.....	13
1.2 Побудування схеми евольвентного зачеплення.....	22
2 Проектування кулачкового механізму.....	26
2.1 Розрахунок кінематичних характеристик кулачкового механізму.....	28
2.2 Побудування профілю кулачка при заданих законах руху штовхача.....	36
Список літератури.....	38
Додаток А Схема евольвентного зачеплення.....	39
Додаток Б Кулачковий механізм.....	40

ВСТУП

Однією з головних тенденцій вищої школи є підсилення базової загальноінженерної підготовки майбутніх спеціалістів. При цьому особлива роль відводиться послідовному переходу від інформативних методів навчання до активних, що передбачають залучення здобувачів до різних видів самостійної роботи і насамперед у курсовому проєктуванні.

Навчальними планами підготовки фахівців залізничного транспорту на будівельному факультеті УкрДУЗТ для здобувачів усіх форм навчання передбачається виконання комплексної курсової роботи з дисципліни «Теорія механізмів і машин». Тому ці методичні вказівки, що містять вихідні дані та методичні поради до виконання розділів курсової роботи, що передбачають проєктування механізмів з вищими кінематичними парами (зубчатих і кулачкових механізмів), є актуальними.

У розробці реалізуються сучасні комп'ютерно-активізовані технології навчання, які передбачають багатопланове застосування ЕОМ на всіх етапах виконання курсової роботи.

Наведено досить докладні рекомендації для самостійного виконання проєктувальних розрахунків і графічних частин відповідних розділів (що найбільш важливо для здобувачів безвідривної форми навчання), а також поради для самостійного вибору вихідних даних до кожного з проєктних етапів.

1 Проектування прямозубої циліндричної зубчатої передачі

Розділ курсового проекту, у якому вирішується завдання проектування прямозубої циліндричної зубчатої передачі, передбачає виконання таких робіт:

- проведення проектувального розрахунку для визначення основних параметрів зубчатих коліс, зубчатої передачі і показників якості зубчатої передачі;

- аналіз умов роботи зубчатої передачі за одержаними значеннями показників якості (ε – коефіцієнтом перекриття, λ_1, λ_2 – коефіцієнтами питомих ковзань);

- побудування схеми з відображенням трьох зубців кожного зубчатого колеса, що знаходяться в зачепленні, та основних елементів геометрії евольвентного зачеплення (теоретичної та робочої ліній зачеплення, робочого профілю зубця, початкових дуг зачеплення).

При виконанні цього розділу відповідно до завдання викладача здобувачем може виконуватися синтез таких прямозубих циліндричних зубчатих передач:

а) **нульова**, що складається з зубчатих коліс, у яких сумі коефіцієнтів зміщення $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$. При цьому, якщо $x_1 = x_2 = 0$, передача має назву зубчатої передачі без зміщення. Якщо виконується умова $x_1 = -x_2 = 0$, то передача є рівнозміщеною.

Міжосьова відстань нульової передачі дорівнює сумі радіусів ділительних кіл $a_W = r_1 + r_2 = a$.

У машинобудуванні набули найбільшого розповсюдження нульові зубчаті передачі. Вони задовольняють принцип змінності та найбільш прості в розрахунку;

б) **додатна**, що складається з коліс, для яких $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 > 0$. Міжосьова відстань такої передачі більше, ніж у нульової $a_W > a$. Різниця $a_W - a = y \cdot t$ має назву зміщення, що сприймається, а величина y – коефіцієнт зміщення, що сприймається. Для додатної передачі $y > 0$.

Для додатних передач характерні більш високі експлуатаційні якості, ніж у нульових;

в) **від'ємна**, що складається з зубчатих коліс, для яких $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 < 0$. Для від'ємної передачі $a_W < a$, $y < 0$.

Від'ємні зубчаті передачі застосовуються досить рідко. Наприклад, у випадках, коли треба забезпечити задану міжосьову відстань при великих кількостях зубців.

Відомо, що показники якості зубчатої передачі, її геометрія залежать від параметрів вихідного контуру інструмента і величини його зміщення відносно центрів заготовок при нарізанні коліс передачі.

У курсовому проектуванні приймається нарізання прямозубих коліс черв'ячними фрезами з рейковим вихідним контуром, що має такі параметри: модуль зубців (за завданням); кут нахилу профілю зубця вихідного контуру $\alpha_0 = 20^\circ$; коефіцієнт висоти зубця $h_a^* = 1,0$; коефіцієнт радіального зазора $c^* = 0,25$.

Одним з найважливіших питань є вибір розрахункових коефіцієнтів зміщення x_1 , x_2 . Основними вимогами при цьому є те, що їхні величини мають забезпечити відсутність заклинювання в зубчатій передачі, підрізу та загострення зубців, гарантувати величину коефіцієнта перекриття ε більшу, ніж найменша допустима ($\varepsilon_{\text{дон.}} = 1,1 \dots 1,2$). Окрім того, необхідно забезпечити потрібні показники якості зубчатої передачі: коефіцієнти питомого ковзання λ_1 та λ_2 , питомого тиску ν , форми зубця Y .

Урахувати всю різноманітність вимог до зубчастих передач при їхньому проектуванні досить важко, тому в рамках курсового проектування залежно від завдання викладача розрахункові коефіцієнти зміщення можуть вибиратися:

- за таблицею 1.1 – для забезпечення відсутності загострення та підрізу зубців, потрібної величини коефіцієнта ε (при передаточному відношенні $1 \leq U_{12} \leq 2$);

- таблицями 1.2, 1.3 – для забезпечення відсутності загострення та підрізу зубців, потрібної величини коефіцієнта ε (при передаточному відношенні $2 \leq U_{12} \leq 5$);

- таблицею 1.4 – для забезпечення мінімізації та зрівняння на ніжках зубців питомих ковзань $\lambda_{1max} = \lambda_{2max}$.

Вихідні дані для проектування зубчатої передачі здобувачі денної форми навчання вибирають за призначеним викладачем варіантом. Зазвичай об'єктом проектування є додатна зубчата передача (для здобувачів безвідривної форми навчання - нульова зубчата передача).

Здобувачі безвідривної форми навчання вибирають вихідні дані з таблиці 1.5 відповідно до власного навчального шифру.

Для вибору наведених вихідних даних здобувач безвідривної форми навчання повинен записати власний навчальний шифр (у разі двозначного шифру попереду записати цифру «0») і під кожною з цифр записати літери **а, б, в**. Тоді цифра над літерою **а** покаже, з якого варіанта вибрати дані за рядком **а**, цифра над літерою **б** – за рядком **б**, цифра над літерою **в** – за рядком **в**.

Таблиця 1.1 – Значення коефіцієнтів зміщення x_1 та x_2 для нерівнозміщеного зовнішнього зачеплення при $1 \leq U_{12} \leq 2$

z_2	Значення при z_1									
	11		12		13		14		15	
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
11	0,395	0,395	-	-	-	-	-	-	-	-
12	0,432	0,372	0,444	0,444	-	-	-	-	-	-
13	0,464	0,354	0,479	0,423	0,486	0,486	-	-	-	-
14	0,490	0,341	0,515	0,400	0,524	0,462	0,525	0,525	-	-
15	0,513	0,330	0,543	0,386	0,557	0,443	0,565	0,506	0,571	0,572
16	0,534	0,322	0,566	0,376	0,588	0,426	0,600	0,485	0,609	0,547
17	0,551	0,317	0,589	0,365	0,614	0,414	0,631	0,468	0,644	0,526
18	0,568	0,312	0,609	0,358	0,636	0,405	0,661	0,452	0,677	0,508
19	0,584	0,308	0,626	0,353	0,659	0,394	0,686	0,441	0,706	0,492
20	0,601	0,303	0,646	0,345	0,676	0,389	0,706	0,433	0,731	0,481
21	0,617	0,299	0,663	0,341	0,694	0,384	0,726	0,426	0,754	0,472
22	0,630	0,297	0,679	0,337	0,714	0,376	0,745	0,419	0,775	0,463
23	-	-	0,693	0,334	0,730	0,372	0,763	0,414	0,792	0,458
24	-	-	0,706	0,333	0,745	0,369	0,780	0,409	0,813	0,449
25	-	-	-	-	0,758	0,368	0,796	0,405	0,830	0,445
26	-	-	-	-	0,773	0,365	0,813	0,400	0,848	0,440
27	-	-	-	-	-	-	0,826	0,399	0,862	0,438
28	-	-	-	-	-	-	0,840	0,397	0,881	0,431
29	-	-	-	-	-	-	-	-	0,894	0,430
30	-	-	-	-	-	-	-	-	0,908	0,428

Продовження таблиці 1.1

z_2	Значення при z_1									
	16		17		18		19		20	
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
16	0,608	0,608	-	-	-	-	-	-	-	-
17	0,644	0,586	0,646	0,646	-	-	-	-	-	-
18	0,678	0,566	0,683	0,624	0,684	0,684	-	-	-	-
19	0,716	0,542	0,720	0,601	0,723	0,658	0,720	0,720	-	-
20	0,744	0,528	0,756	0,580	0,756	0,639	0,756	0,699	0,755	0,755
21	0,766	0,519	0,781	0,568	0,792	0,617	0,793	0,676	0,793	0,731
22	0,793	0,507	0,809	0,554	0,814	0,609	0,830	0,652	0,831	0,707
23	0,815	0,497	0,833	0,543	0,849	0,588	0,860	0,636	0,866	0,686
24	0,834	0,491	0,856	0,534	0,871	0,579	0,888	0,622	0,893	0,673
25	0,854	0,483	0,878	0,526	0,898	0,566	0,916	0,609	0,926	0,654
26	0,869	0,480	0,898	0,517	0,916	0,561	0,937	0,601	0,948	0,645
27	0,892	0,470	0,916	0,511	0,937	0,552	0,959	0,592	0,976	0,632
28	0,907	0,467	0,936	0,504	0,958	0,543	0,980	0,583	0,997	0,624
29	0,921	0,465	0,952	0,500	0,976	0,537	0,997	0,578	1,018	0,615
30	0,936	0,462	0,968	0,496	0,994	0,532	1,017	0,571	1,038	0,608
31	0,951	0,459	0,981	0,495	1,011	0,528	1,038	0,562	1,056	0,602
32	0,967	0,455	0,999	0,490	1,026	0,525	1,054	0,559	1,076	0,594
33	-	-	1,014	0,487	1,041	0,522	1,071	0,554	1,093	0,589
34	-	-	1,030	0,483	1,059	0,516	1,088	0,550	1,110	0,584
35	-	-	-	-	1,072	0,515	1,102	0,547	1,127	0,580
36	-	-	-	-	1,088	0,511	1,117	0,545	1,141	0,578
37	-	-	-	-	-	-	1,131	0,542	1,159	0,573
38	-	-	-	-	-	-	1,145	0,540	1,173	0,570
39	-	-	-	-	-	-	-	-	1,187	0,568
40	-	-	-	-	-	-	-	-	1,201	0,567

Закінчення таблиці 1.1

z_2	Значення при z_1							
	21		22		23		24	
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
21	0,782	0,782	-	-	-	-	-	-
22	0,821	0,758	0,812	0,812	-	-	-	-
23	0,861	0,732	0,850	0,787	0,839	0,839	-	-
24	0,892	0,715	0,884	0,767	0,872	0,820	0,865	0,865
25	0,925	0,696	0,924	0,742	0,913	0,793	0,893	0,845
26	0,951	0,683	0,950	0,729	0,946	0,774	0,934	0,822
27	0,976	0,672	0,984	0,708	0,979	0,755	0,966	0,804
28	1,000	0,662	1,007	0,700	1,010	0,737	1,000	0,784
29	1,023	0,651	1,031	0,689	1,038	0,723	1,033	0,764
30	1,045	0,641	1,051	0,681	1,055	0,718	1,060	0,750
31	1,065	0,634	1,075	0,659	1,084	0,701	1,081	0,741
32	1,082	0,629	1,094	0,662	1,101	0,696	1,105	0,729
33	1,102	0,622	1,114	0,655	1,121	0,689	1,127	0,720
34	1,122	0,614	1,131	0,650	1,145	0,678	1,149	0,710
35	1,140	0,608	1,154	0,639	1,163	0,672	1,170	0,702
36	1,157	0,603	1,172	0,634	1,180	0,667	1,188	0,696
37	1,171	0,601	1,187	0,631	1,200	0,659	1,206	0,690
38	1,186	0,599	1,204	0,626	1,218	0,653	1,223	0,685
39	1,201	0,595	1,222	0,622	1,232	0,651	1,241	0,680
40	1,218	0,591	1,233	0,621	1,249	0,647	1,260	0,673
41	1,231	0,589	1,250	0,616	1,265	0,643	1,276	0,669
42	1,247	0,586	1,266	0,612	1,279	0,640	1,291	0,665
43	-	-	1,279	0,611	1,295	0,636	1,306	0,662
44	-	-	1,293	0,609	1,310	0,634	1,321	0,659
45	-	-	-	-	1,325	0,631	1,336	0,657
46	-	-	-	-	1,338	0,629	1,350	0,654
47	-	-	-	-	-	-	1,365	0,651
48	-	-	-	-	-	-	1,379	0,649

Таблиця 1.2 – Значення коефіцієнта зміщення x_1 для нерівнозміщеного зовнішнього зачеплення при $2 \leq U_{12} \leq 5$

z_1	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
x_1	0,66	0,73	0,80	0,86	0,92	0,98	1,04	1,10	1,16	1,22

Таблиця 1.3 – Значення коефіцієнта зміщення x_2 для нерівнозміщеного зовнішнього зачеплення при $2 \leq U_{12} \leq 5$

z_2	Значення при z_1									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
25	0,442	0,425	-	-	-	-	-	-	-	-
30	0,501	0,486	0,471	0,463	-	-	-	-	-	-
35	0,556	0,542	0,522	0,518	0,512	0,505	-	-	-	-
40	0,610	0,596	0,582	0,577	0,575	0,569	0,564	0,560	0,553	-
45	0,661	0,648	0,635	0,632	0,628	0,624	0,620	0,616	0,611	0,606
50	0,709	0,696	0,685	0,684	0,682	0,677	0,674	0,671	0,667	0,662
55	0,754	0,745	0,734	0,732	0,731	0,728	0,727	0,722	0,720	0,716
60	-	0,789	0,782	0,780	0,779	0,778	0,777	0,773	0,772	0,769
65	-	-	0,822	0,825	0,826	0,827	0,825	0,823	0,821	0,820
70	-	-	-	0,866	0,870	0,872	0,874	0,871	0,869	0,868
75	-	-	-	-	0,909	0,914	0,917	0,920	0,919	0,916
80	-	-	-	-	-	0,954	0,957	0,961	0,962	0,965
85	-	-	-	-	-	-	0,998	1,001	1,003	1,008
90	-	-	-	-	-	-	-	1,042	1,046	1,048
95	-	-	-	-	-	-	-	-	1,086	1,088
100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,129

Таблиця 1.4 – Значення коефіцієнта $x = x_1 = x_2 > 0$ для рівнозміщеного зовнішнього зачеплення з вирівняними коефіцієнтами питомих ковзань

z_2	Значення при z_1									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
18	-	-	-	-	-	0,060	0,032	0,000	-	-
19	-	-	-	-	0,124	0,094	0,060	0,030	0,000	-
20	-	-	-	0,182	0,159	0,120	0,086	0,056	0,027	0,000
21	-	-	0,241	0,220	0,181	0,144	0,110	0,080	0,052	0,025
22	-	0,300	0,283	0,239	0,201	0,165	0,131	0,101	0,073	0,047
23	0,358	0,343	0,299	0,256	0,219	0,183	0,149	0,119	0,092	0,067
24	0,400	0,350	0,313	0,271	0,235	0,199	0,165	0,136	0,109	0,085
25	0,400	0,350	0,326	0,285	0,248	0,213	0,180	0,151	0,125	0,101
26	0,400	0,350	0,337	0,297	0,260	0,226	0,191	0,168	0,138	0,115
27	0,400	0,350	0,347	0,308	0,271	0,238	0,205	0,178	0,152	0,128
28	0,400	0,350	0,346	0,318	0,281	0,249	0,216	0,189	0,163	0,140
29	0,400	0,350	0,364	0,327	0,291	0,258	0,226	0,199	0,173	0,150
30	0,400	0,350	0,372	0,335	0,300	0,266	0,235	0,208	0,183	0,160
31	0,400	0,350	0,379	0,343	0,308	0,274	0,243	0,216	0,192	0,170
32	0,400	0,350	0,385	0,350	0,315	0,282	0,251	0,224	0,200	0,178
34	0,400	0,350	0,390	0,363	0,329	0,296	0,265	0,238	0,215	0,194
36	0,400	0,350	0,390	0,375	0,341	0,309	0,279	0,253	0,230	0,210
38	0,400	0,350	0,390	0,385	0,353	0,322	0,293	0,266	0,246	0,226
40	0,400	0,350	0,390	0,395	0,363	0,333	0,306	0,282	0,260	0,240
44	0,400	0,350	0,390	0,409	0,378	0,350	0,325	0,301	0,280	0,260
48	0,400	0,350	0,390	0,422	0,392	0,366	0,341	0,319	0,297	0,277
52	0,400	0,350	0,390	0,430	0,404	0,378	0,354	0,332	0,312	0,292
56	0,400	0,350	0,390	0,430	0,414	0,399	0,364	0,343	0,324	0,305
60	0,400	0,350	0,390	0,430	0,423	0,397	0,374	0,353	0,334	0,316
66	0,400	0,350	0,390	0,430	0,435	0,409	0,388	0,366	0,349	0,331

Таблиця 1.5 – Вихідні дані для проєктування зубчатого механізму

Вихідні дані	Варіант										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Кількість зубців шестерні z_1	17	18	19	20	21	17	18	19	20	21	а
Передаточне відношення u_{12}	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	б
Модуль зубців m , мм	5	4	3	5	4	3	5	4	3	5	в

1.1 Геометричний розрахунок зубчатої передачі

Як навчальний приклад розглянемо геометричний розрахунок циліндричної зубчатої передачі з прямозубими колесами, що виготовляються рейковим інструментом.

Вихідні дані:

модуль зубців $m = 3 \text{ мм}$;

передаточне відношення $u_{12} = 1,5$;

кількість зубців зубчатих коліс $z_1 = 20$, $z_2 = u_{12} \cdot z_1 = 1,5 \cdot 20 = 30$;

кут вихідного контуру $\alpha_0 = 20^0$;

коефіцієнт висоти головки зубців $h_a^* = 1,0$;

коефіцієнт радіального зазора $c^* = 0,25$.

Залежно від значень кількості зубців шестерні z_1 та колеса z_2 з урахуванням значення передаточного відношення u_{12} обираються за

наведеними в таблиці 1.1 коефіцієнти зміщення. Для проєктованої передачі вони дорівнюють

$$x_1 = 1,038; \quad x_2 = 0,608.$$

Інволюта кута зачеплення

$$\operatorname{inv}\alpha_W = \operatorname{inv}\alpha + \frac{2 \cdot x_\Sigma \cdot \operatorname{tg}\alpha_0}{z_\Sigma}, \quad (1.1)$$

де x_Σ – сумарне значення коефіцієнтів зміщення ($x_\Sigma = x_1 + x_2$);

z_Σ – сумарне значення кількості зубців шестерні та колеса ($z_\Sigma = z_1 + z_2$).

$$x_\Sigma = 1,038 + 0,608 = 1,646; \quad z_\Sigma = 20 + 30 = 50;$$

$$\begin{aligned} \operatorname{inv}\alpha_W &= \operatorname{inv}20^\circ + \frac{2 \cdot 1,646 \cdot \operatorname{tg}20^\circ}{50} = \\ &= 0,014904 + \frac{2 \cdot 1,646 \cdot 0,364}{50} = 0,03887. \end{aligned}$$

Евольвентній функції $\operatorname{inv}\alpha_W = 0,03887$ за таблицею 1.6 відповідає кут $\alpha_W = 27^\circ 8'$.

Міжосьова відстань

$$a_W = a \cdot \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_W}, \quad \text{мм}, \quad (1.2)$$

де a – ділильна міжосьова відстань ($a = \frac{m \cdot z_\Sigma}{2}$, мм).

$$a = \frac{3 \cdot 50}{2} = 75 \text{ мм};$$

$$a_W = 75 \cdot \frac{0,9397}{0,8899} = 79,2 \text{ мм}.$$

Таблиця 1.6 – Значення евольвентних функцій $inv\alpha$

α°	Порядок	0'	10'	20'	30'	40'	50'
20	0.0	14904	15293	15689	16092	16502	16920
21	0.0	17345	17777	18217	18665	19120	19583
22	0.0	20054	20533	21019	21514	22018	22529
23	0.0	23044	23577	24114	24660	25214	25778
24	0.0	26350	26931	27521	28012	28729	29348
25	0.0	29975	30613	31260	31917	32583	33260
26	0.0	33947	34644	35352	36069	36798	37573
27	0.0	38297	39047	39810	40602	41395	42201
28	0.0	43017	43845	44685	45537	46400	47276
29	0.0	48164	49064	49976	50901	51838	52788
30	0.0	53761	54728	55717	56720	57736	58765
31	0.0	58809	60856	61937	63022	64122	65236
32	0.0	66364	67507	68665	69838	71026	72230
33	0.0	73449	74684	75934	77220	78483	79781
34	0.0	81097	82428	83777	85142	86525	87925
35	0.0	89342	90777	92230	93701	95190	96698
36	0.	09822	09977	10133	10292	10452	10614
37	0.	10773	10944	11113	11283	11455	11603
38	0.	11806	11985	12165	12348	12534	12721
39	0.	12911	13102	13297	13493	13692	13893
40	0.	14097	14303	14511	14722	14936	15152
41	0.	15370	15591	15815	16041	16270	16502
42	0.	16737	16974	17214	17457	17702	17931
43	0.	18202	18457	18714	18975	19238	19905
44	0.	19774	20047	20323	20603	20885	21171
45	0.	21460	21753	22049	22348	22651	22908

Коефіцієнт зміщення, що сприймається,

$$y = \frac{a_W - a}{m}. \quad (1.3)$$

$$y = \frac{79,2 - 75}{3} = 1,4.$$

Коефіцієнт зрівняльного зміщення

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y. \quad (1.4)$$

$$\Delta y = 1,646 - 1,4 = 0,246.$$

Радіуси ділительних кіл

$$r_{1,2} = \frac{m \cdot z_{1,2}}{2}, \text{ мм}. \quad (1.5)$$

$$r_1 = \frac{3 \cdot 20}{2} = 30 \text{ мм}; \quad r_2 = \frac{3 \cdot 30}{2} = 45 \text{ мм}.$$

Радіуси основних кіл

$$r_{b1,2} = \frac{m \cdot z_{1,2}}{2} \cdot \cos \alpha_0, \text{ мм}. \quad (1.6)$$

$$r_{b1} = \frac{3 \cdot 20}{2} \cdot 0,9397 = 28,2 \text{ мм};$$

$$r_{b2} = \frac{3 \cdot 30}{2} \cdot 0,9397 = 42,3 \text{ мм}.$$

Радіуси початкових кіл

$$r_{W1,2} = \frac{m \cdot z_{1,2}}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W}, \text{ мм.} \quad (1.7)$$

$$r_{W1} = \frac{3 \cdot 20}{2} \cdot \frac{0,9397}{0,8899} = 31,7 \text{ мм};$$

$$r_{W2} = \frac{3 \cdot 30}{2} \cdot \frac{0,9397}{0,8899} = 47,5 \text{ мм.}$$

Радіуси кіл вершин

$$r_{a1,2} = \left(\frac{z_{1,2}}{2} + h_a^* + x_{1,2} - \Delta y \right) \cdot m, \text{ мм.} \quad (1.8)$$

$$r_{a1} = \left(\frac{20}{2} + 1 + 1,038 - 0,246 \right) \cdot 3 = 35,4 \text{ мм};$$

$$r_{a2} = \left(\frac{30}{2} + 1 + 0,608 - 0,246 \right) \cdot 3 = 49,1 \text{ мм.}$$

Радіуси кіл западин

$$r_{f1,2} = \left(\frac{z_{1,2}}{2} - h_a^* + x_{1,2} - c^* \right) m, \text{ мм.} \quad (1.9)$$

$$r_{f1} = \left(\frac{20}{2} - 1 + 1,038 - 0,25 \right) \cdot 3 = 29,4 \text{ мм};$$

$$r_{f2} = \left(\frac{30}{2} - 1 + 0,608 - 0,25 \right) \cdot 3 = 43,1 \text{ мм.}$$

Висота зубця

$$h = (2 \cdot h_a^* + c^* - \Delta y) m, \text{ мм.} \quad (1.10)$$

$$h = (2 \cdot 1 + 0,25 - 0,246) \cdot 3 = 6 \text{ мм.}$$

Перевірка розрахунку h виконується за формулою

$$h_{1,2} = r_{a1,2} - r_{f1,2}, \text{ мм.} \quad (1.11)$$

$$h_1 = 35,4 - 29,4 = 6 \text{ мм};$$

$$h_2 = 49,1 - 43,1 = 6 \text{ мм.}$$

Коловий ділительний крок

$$p = \pi \cdot m, \text{ мм.} \quad (1.12)$$

$$p = 3,14 \cdot 3 = 9,42 \text{ мм.}$$

Товщина зубців за дугою ділительного кола

$$S_{1,2} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \right) \cdot m, \text{ мм.} \quad (1.13)$$

$$S_1 = \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 1,038 \cdot 0,364 \right) \cdot 3 = 6,98 \text{ мм};$$

$$S_2 = \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,608 \cdot 0,364 \right) \cdot 3 = 6,04 \text{ мм.}$$

Товщина зубців за дугою кола вершин

$$S_{a1,2} = m \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_{a1,2}} \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 - \right. \\ \left. - z_{1,2} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{a1,2} - \operatorname{inv} \alpha_0) \right], \text{ мм.} \quad (1.14)$$

де $\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}} = \frac{28,2}{35,4} = 0,797, \quad \alpha_{a1} = 37^\circ 9',$

$$\cos \alpha_{a2} = \frac{r_{b2}}{r_{a2}} = \frac{42,3}{49,1} = 0,862, \quad \alpha_{a2} = 30^\circ 27'.$$

За таблицю 1.6 знаходимо $\operatorname{inv} \alpha_{a1} = \operatorname{inv} 37^\circ 9' = 0,10942,$
 $\operatorname{inv} \alpha_{a2} = \operatorname{inv} 30^\circ 27' = 0,05642.$

$$S_{a1} = 3 \cdot \frac{0,9397}{0,797} \cdot \left[\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 1,038 \cdot 0,364 - 20 \cdot (0,10942 - 0,014904) \right] = \\ = 1,54 \text{ мм};$$

$$S_{a2} = 3 \cdot \frac{0,9397}{0,862} \cdot \left[\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,608 \cdot 0,364 - 30 \cdot (0,05642 - 0,014904) \right] = \\ = 2,51 \text{ мм}.$$

Перевірка на відсутність загострення зубців $S_{a1,2} \geq 0,2m$
 виконується ($0,2m = 0,2 \cdot 3 = 0,6 \text{ мм}$).

Товщина зубців за дугою початкового кола

$$S_{W1,2} = m \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 - \right. \\ \left. - z_{1,2} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_W - \operatorname{inv} \alpha_0) \right], \text{ мм.} \quad (1.15)$$

$$S_{W1} = 3 \cdot \frac{0,9397}{0,8899} \cdot \left[\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 1,038 \cdot 0,364 - 20 \cdot (0,03887 - \right. \\ \left. - 0,014904) \right] = 5,85 \text{ мм};$$

$$S_{W2} = 3 \cdot \frac{0,9397}{0,8899} \cdot \left[\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,608 \cdot 0,364 - 30 \cdot (0,03887 - 0,014904) \right] = 4,1 \text{ мм.}$$

Товщина зубців за дугою основного кола

$$S_{b1,2} = m \cdot \cos \alpha_0 \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \text{tg} \alpha + z_{1,2} \cdot \text{inv} \alpha_0 \right), \text{ мм.} \quad (1.16)$$

$$S_{b1} = 3 \cdot 0,9397 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 1,038 \cdot 0,364 + 20 \cdot 0,014904 \right) = 7,4 \text{ мм;}$$

$$S_{b2} = 3 \cdot 0,9397 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,608 \cdot 0,364 + 30 \cdot 0,014904 \right) = 6,93 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт перекриття

$$\varepsilon = \frac{z_1}{2 \cdot \pi} (\text{tg} \alpha_{a1} - \text{tg} \alpha_W) + \frac{z_2}{2 \cdot \pi} (\text{tg} \alpha_{a2} - \text{tg} \alpha_W). \quad (1.17)$$

$$\varepsilon = \frac{20}{2\pi} (0,7588 - 0,5126) + \frac{30}{2\pi} (0,5894 - 0,5126) = 1,15.$$

Визначений коефіцієнт перекриття ε задовольняє умову

$$\varepsilon \geq \varepsilon_{\text{ДОП}},$$

де $\varepsilon_{\text{ДОП}} = 1,1 \dots 1,2$.

В іншому випадку треба було б зменшити коефіцієнти зміщення x_1 та x_2 і повторити розрахунки.

Поточні значення питомих ковзань на зубцях першого λ_1 і другого λ_2 коліс для різних точок лінії зачеплення N_1N_2 визначаються за формулами

$$\lambda_1 = 1 + U_{21} - \frac{W}{x} U_{21}, \quad (1.18)$$

$$\lambda_2 = 1 + U_{12} - \frac{W}{W-x} U_{12}, \quad (1.19)$$

де $U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{30}{20} = 1,5$ – передаточне відношення зубчатої передачі,

$$U_{21} = \frac{1}{U_{12}} = \frac{1}{1,5} = 0,67;$$

W – довжина лінії зачеплення N_1N_2 ,

$$W = (r_{b1} + r_{b2}) \cdot \operatorname{tg} \alpha_W, \text{ мм.} \quad (1.20)$$

$$W = (28,2 + 42,3) \cdot 0,5126 = 36,138 \text{ мм};$$

x – поточна відстань від точки N_1 до точки, що розглядається, обов'язково відлічується в напрямку до точки N_2 . При розрахунках λ_1 і λ_2 за наведеними вище формулами відстань x змінюють від 0 до W , розділивши лінію N_1N_2 на 10 рівних ділянок.

Результати розрахунку поточних значень питомих ковзань λ_1 і λ_2 зведено в таблицю 1.7.

Таблиця 1.7 – Результати розрахунку діаграми питомих ковзань

x	λ_1	λ_2
0	- ∞	1
3,6138	- 5,03	0,83
7,2276	- 1,68	0,63
10,8414	- 0,56	0,36
14,4552	0	0
18,069	0,33	- 0,50
21,6828	0,55	- 1,25
25,2966	0,71	- 2,50
28,9104	0,83	- 5,00
32,5242	0,93	-12,50
36,138	1	- ∞

1.2 Побудування схеми евольвентного зачеплення

Графічна частина розділу (рисунок 1.1) передбачає побудування на форматі А2 (додаток А) у відповідному масштабі схеми евольвентного зачеплення з відображенням трьох зубців кожного зубчатого колеса, що знаходяться в зачепленні, та основних елементів геометрії евольвентного зачеплення - теоретичної та активної ліній зачеплення, робочого профілю зубця, початкових дуг зачеплення, кутів перекриття.

Побудування виконується за визначеними розрахунком параметрами у такій послідовності.

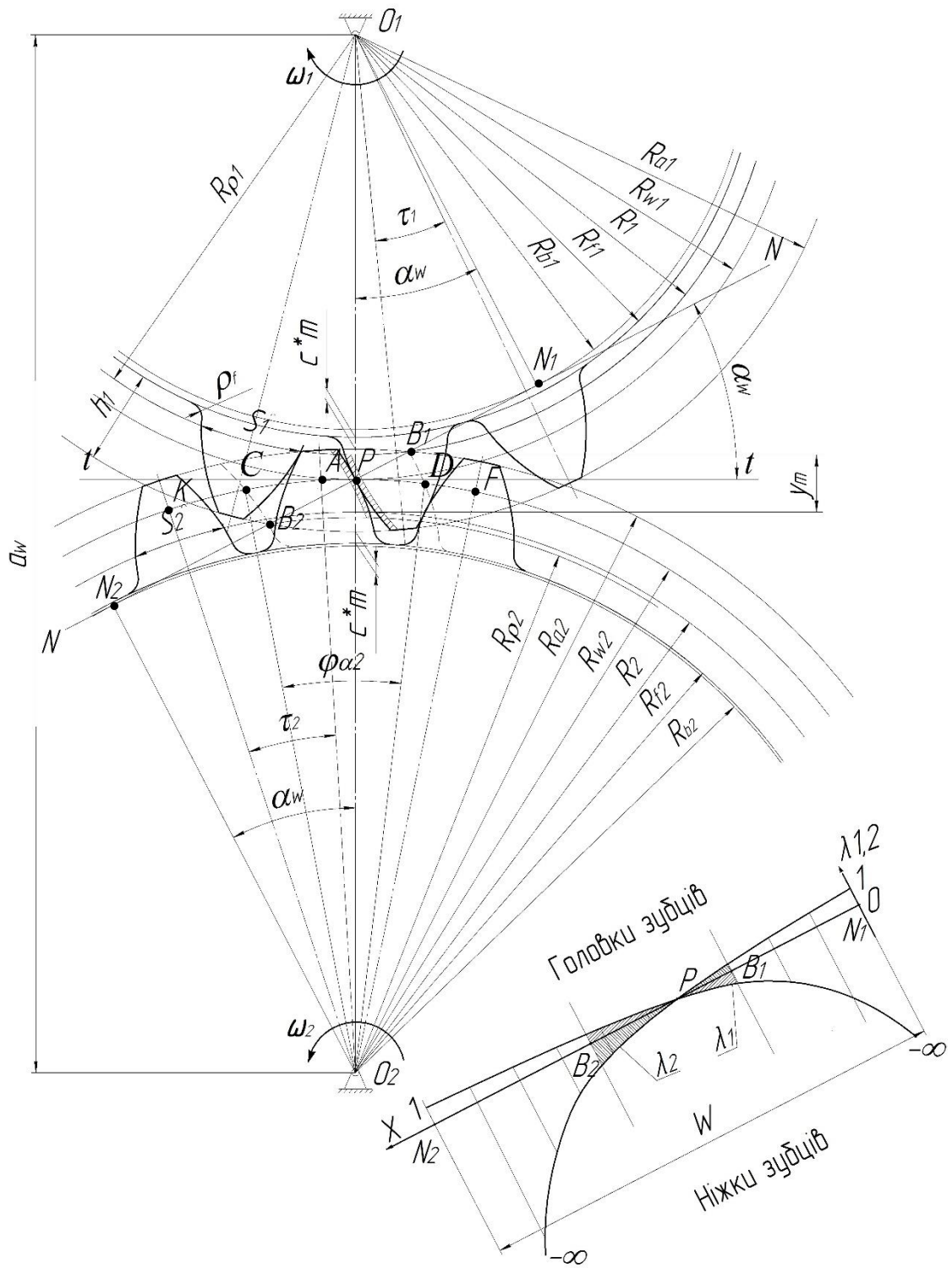


Рисунок 1.1 – Схема евольвентного зачеплення та діаграма ПИТОМИХ КОВЗАНЬ

Відкладається міжосьова відстань a_W і з центрів O_1 і O_2 проводяться дуги кіл: початкових радіусами r_{W1} , r_{W2} ; ділительних радіусами r_1 , r_2 ; основних радіусами r_{b1} , r_{b2} ; вершин радіусами r_{a1} ; r_{a2} ; западин радіусами r_{f1} ; r_{f2} .

Через полюс зачеплення дотично до основних кіл проводиться загальна нормаль NN . Точки її дотику до основних кіл N_1 і N_2 обмежують **теоретичну лінію зачеплення**. Кут, що утворюється між лінією зачеплення та перпендикуляром до O_1O_2 , проведеним через полюс зачеплення, має назву кута зачеплення α_W .

Точки B_1 і B_2 є точками перетинання кіл вершин другого та першого коліс з лінією зачеплення і мають назву відповідно точки початку зачеплення і точки кінця зачеплення. Ділянка лінії зачеплення B_1B_2 має назву **активної лінії зачеплення**.

На кожному з коліс будуються по три зубці. При цьому одна з пар зубців контактує в полюсі зачеплення. Для виконання цієї процедури рекомендується виконати такі побудовання.

Ліворуч від полюса зачеплення P за початковим колом (радіуса r_W) відкладається половина розрахункової товщини зубця за початковим колом $S_{W2}/2$ (дуга PA). Через відзначену точку A і центр колеса проводиться вісь симетрії першого при побудуванні зубця. Подальші дії передбачають відкладання ліворуч і праворуч від осі зубця половини розрахункових товщин зубців для відповідних кіл з позначенням на них відповідних точок, що лежать на евольвенті зубця:

- для кола вершин товщину $S_{a2}/2$;
- початкового кола товщину $S_{W2}/2$;
- ділительного кола товщину $S_2/2$;
- основного кола товщину $S_{b2}/2$.

Для одержання симетричних евольвентних профілів зубця зазначені точки з'єднують лекальними кривими. Перехідні частини профілів зубця будуються наближено. При цьому якщо $r_f > r_b$, то евольвентні частини профілів спрягаються з колом западин дугою радіуса $0,35m$. Якщо $r_f < r_b$, то від основи евольвенти вниз проводяться радіальні прямі, які спрягаються з колом западин дугою радіуса $0,35m$.

Щоб побудувати сусідні (праворуч і ліворуч) зубці, у першу чергу знаходять положення їхніх осей. Для цього праворуч і ліворуч від точки A відкладають початковий крок p_w і знаходять розташування точок K і F , через які пройдуть осі зубців. Подальші побудовання виконуються з використанням товщин зубців за наведеною вище послідовністю.

На зубцях, що дотикаються в полюсі зачеплення, відмічаються активні профілі (ділянки профілів, що контактують в процесі зачеплення). Нижні точки активних профілів лежать на перетинанні дуг радіусів $r_{\rho 1}$ і $r_{\rho 2}$ з відповідними профілями.

На схемі евольвентного зачеплення вказуються умовні позначення радіусів усіх кіл, дуги яких проведені, товщина зубців за ділильним колом, кутовий крок τ , висота зубців, міжосьова відстань, зміщення, що сприймається, кут зачеплення, радіальний зазор, положення профілів у моменти початку та кінця зачеплення, кут перекриття φ_α .

2 Проектування кулачкового механізму

Метою цього розділу в рамках курсового проекту є одержання профілю кулачка, який би забезпечив потрібні характеристики поступального руху роликів штовхача.

До складу кулачкового механізму (рисунок 2.1) входять чотири рухомі ланки: 1 – кулачок, 2 – ролик, 3 – штовхач, 4 – стояк, що утворюють чотири кінематичні пари: A , D , C – нижчі кінематичні пари класу 5, B – вищу кінематичну пару класу 4.

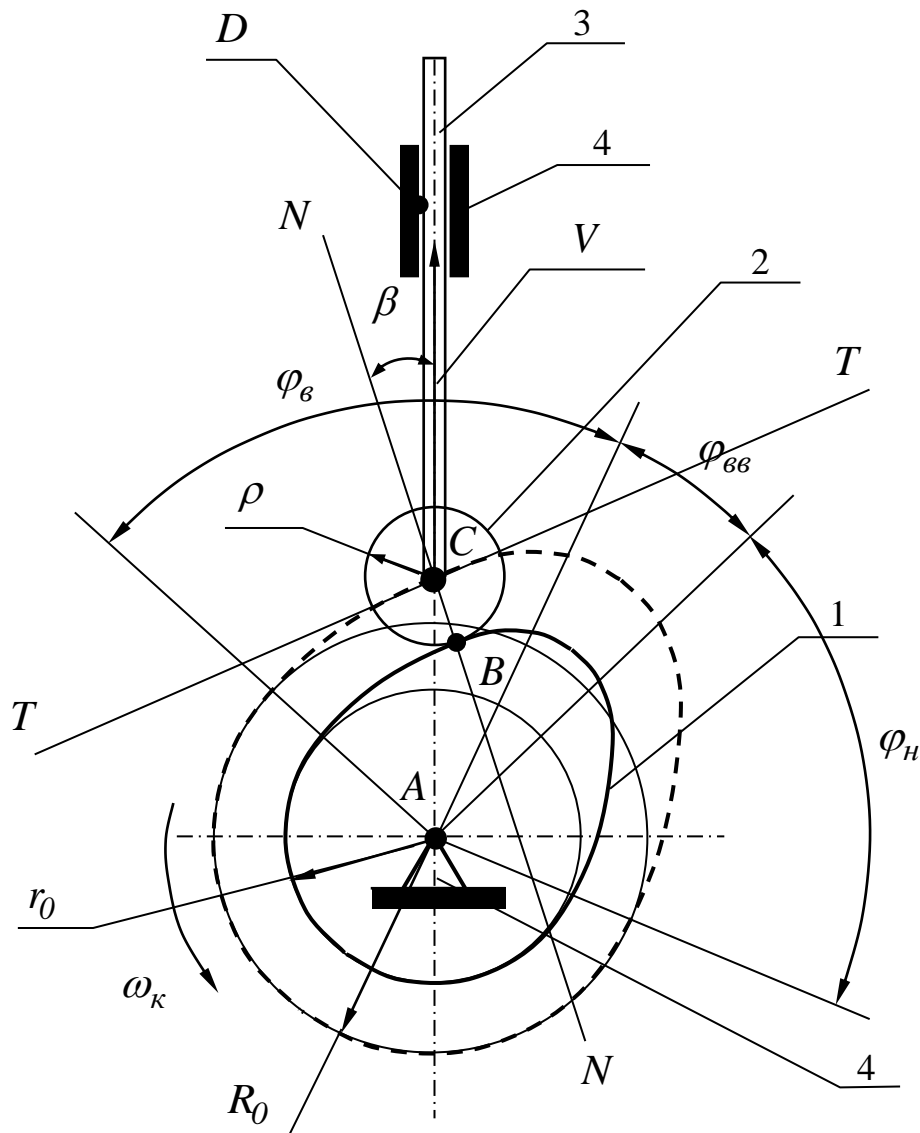


Рисунок 2.1

Отже, кількість рухомих ланок $n = 3$, кількість кінематичних пар класу 5 $p_5 = 3$, кількість кінематичних пар класу 4 $p_4 = 1$. Ступінь рухомості визначається за формулою Чебишева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2.$$

Один ступінь рухомості основний (рух штовхача за стояком), а другий – місцевий (обертання ролика відносно осі), що не впливає на основний рух.

При виконанні цього розділу передбачається виконання таких робіт:

- за заданою кривою прискорень штовхача $a = f(\varphi)$ розрахунок поточних значень переміщень s , швидкостей V і прискорень a штовхача за кутом обертання кулачка φ ;

- визначення розмірів кулачкового механізму з урахуванням обмеження за найбільшим кутом тиску β_{max} (радіусів початкових кіл теоретичного R_0 і робочого r_0 профілів, радіуса ролика) ρ ;

- побудування графіків $s = f(\varphi)$, $V = f(\varphi)$, $a = f(\varphi)$;

- побудування теоретичного і робочого профілів кулачка за методом обертання руху.

Вихідні дані для проектування кулачкового механізму здобувачі денної форми навчання вибирають за призначеним викладачем варіантом. Здобувачі безвідривної форми навчання вибирають вихідні дані з таблиці 2.1 відповідно до власного навчального шифру.

Для вибору наведених вихідних даних здобувач безвідривної форми навчання повинен записати власний навчальний шифр (у разі двозначного шифру попереду записати цифру «02») і під кожною з цифр записати літери **а**, **б**, **в**. Тоді цифра над літерою **а** покаже, з якого варіанта вибрати дані за рядком **а**, цифра над літерою **б** – за рядком **б**, цифра над літерою **в** – за рядком **в**.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для проектування кулачкового механізму

Вихідні дані	Варіант										
	<i>0</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	
Закон прискорень штовхача (рисунок 2.2)	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>A</i>	a
Частота обертання кулачка n , об./хв	100	120	150	200	300	400	500	600	700	900	б
Максимальний хід штовхача s_{max} , мм	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	в
Максимальний кут тиску β_{max} , град	24	25	26	27	28	29	30	24	27	30	a
Фазовий кут віддалення φ_v , град	60	70	80	90	100	60	70	80	90	100	б
Фазовий кут верхнього виступу φ_{vv} , град	10	20	30	40	10	20	30	40	20	30	в

2.1 Розрахунок кінематичних характеристик кулачкового механізму

Одним із завдань, що вирішуються при проектуванні кулачкового механізму, є розрахунок поточних значень переміщень s , швидкостей V і прискорень a штовхача відповідно до кута обертання кулачка φ за заданим законом прискорень штовхача $a = f(\varphi)$. Нижче наведені формули (відповідно до графіків на рисунку 2.2), за якими здобувачі можуть самостійно виконати такий розрахунок.

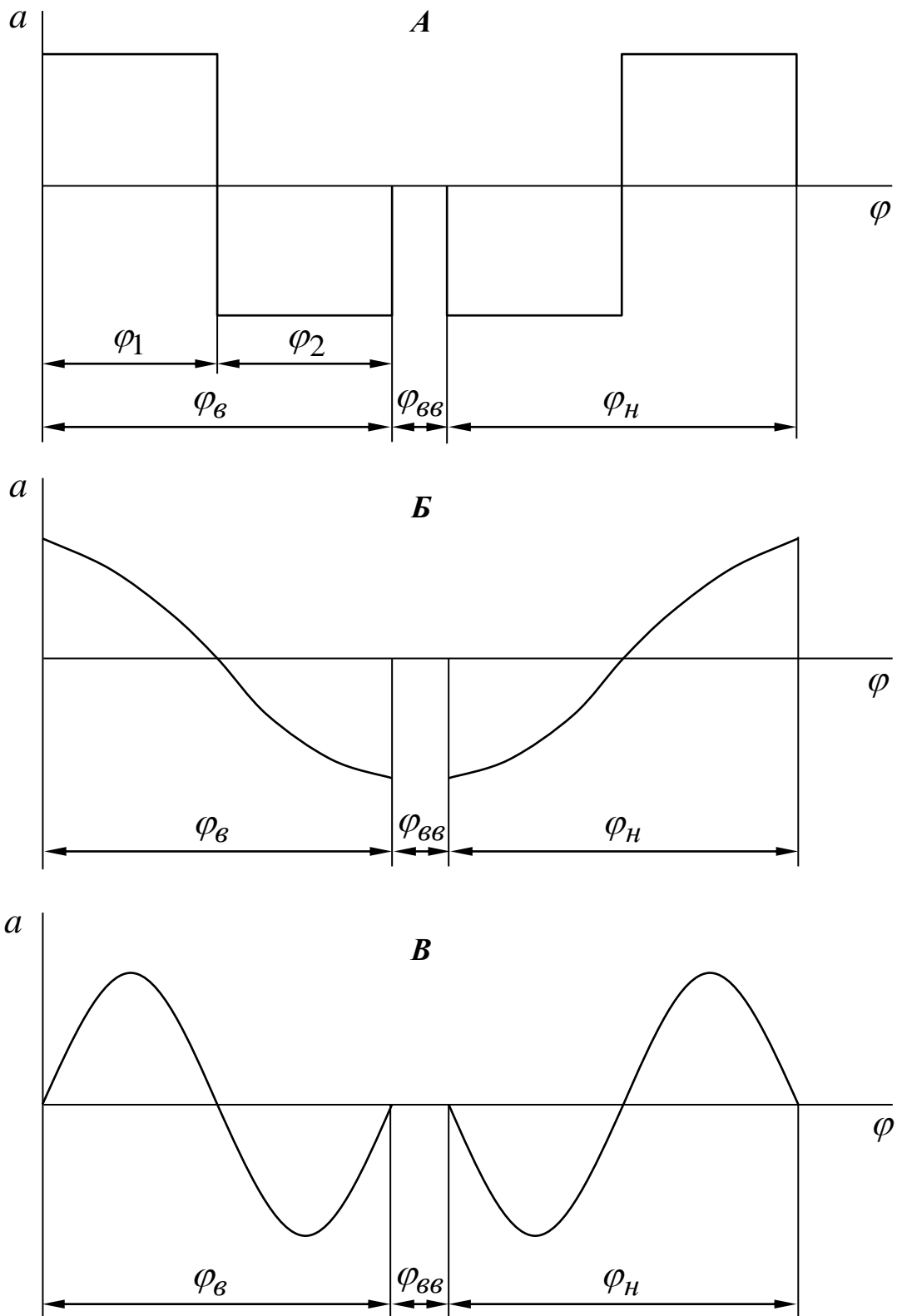


Рисунок 2.2 – Базові закони зміни прискорень штовхача

Графік *A* відповідає «прямокутному» закону зміни прискорень штовхача, при якому кулачковий механізм працює з «м'якими» ударами. Для цього закону кінематичні характеристики розраховуються окремо для ділянок додатних (φ_1) і від'ємних прискорень (φ_2). При цьому потрібно ураховувати, що $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_e / 2$.

Ділянка додатних прискорень $0 \leq \varphi \leq \varphi_1$:

$$a = \frac{a_{q1} \cdot \omega_k^2}{1000}, \text{ м / с}^2; \quad (2.1)$$

$$V = 1,745 \cdot 10^{-5} \cdot a_{q1} \cdot \varphi \cdot \omega_k, \text{ м / с}; \quad (2.2)$$

$$s = 1,523 \cdot 10^{-4} \cdot a_{q1} \cdot \varphi^2, \text{ м}; \quad (2.3)$$

де a_{q1} – аналог найбільших додатних прискорень штовхача,

$$a_{q1} = 57,3 \cdot \frac{V_{qmax}}{\varphi_1}, \text{ мм / рад}^2; \quad (2.4)$$

V_{qmax} – аналог найбільшої швидкості штовхача,

$$V_{qmax} = 114,59 \cdot \frac{s_{max}}{\varphi_e}, \text{ мм / рад}; \quad (2.5)$$

s_{max} – найбільший заданий хід штовхача, мм;

ω_k – кутова швидкість обертання кулачка, рад / с;

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (2.6)$$

n – задана частота обертання кулачка.

Ділянка від'ємних прискорень $0 \leq \varphi \leq \varphi_2$:

$$a = -\frac{a_{q2} \cdot \omega_{\kappa}^2}{1000}, \text{ м/с}^2; \quad (2.7)$$

$$V = \frac{(-1,745 \cdot 10^{-2} \cdot a_{q2} \cdot \varphi + V_{qmax}) \cdot \omega_{\kappa}}{1000}, \text{ м/с}; \quad (2.8)$$

$$s = -1,523 \cdot 10^{-4} (a_{q2} \cdot \varphi^2 - a_{q1} \cdot \varphi_1^2) + 1,745 \cdot 10^{-2} \cdot V_{qmax} \cdot \varphi, \text{ мм}; \quad (2.9)$$

де a_{q2} – аналог найбільших від'ємних прискорень штовхача,

$$a_{q2} = \frac{57,3 \cdot V_{qmax}}{\varphi_2}, \text{ мм/рад}^2. \quad (2.10)$$

Підставляючи в наведені формули поточні значення кута обертання кулачка з певним кроком зміни $\Delta\varphi$ (рекомендується $\Delta\varphi = 5^\circ$), виконується розрахунок відповідних значень кінематичних характеристик для всього кута віддалення φ_{ϵ} . При цьому всі кутові величини у всіх формулах ($\varphi, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_{\epsilon}$) урахувувати у градусах.

Визначення геометричних параметрів кулачкового механізму (радіуса початкового кола теоретичного профілю кулачка R_0 , радіуса ролика штовхача ρ) виконується з урахуванням обмеження за найбільшим кутом тиску β_{max} (обирається за відповідним варіантом вихідних даних). При цьому для закону A

$$R_0 = S_{max} \cdot \left(\frac{114,6}{\varphi_{\epsilon} \cdot \text{tg}\beta_{max}} - 0,5 \right), \text{ мм}; \quad (2.11)$$

$$\rho = 0,4 \cdot R_0. \quad (2.12)$$

Графік **B** відповідає косинусоїдному закону зміни прискорень штовхача, при якому кулачковий механізм також працює з «м'якими» ударами. Розрахунок кінематичних параметрів штовхача виконують за такими формулами:

$$a = b \cdot \cos(k \cdot \varphi) \cdot \omega_k^2, \text{ м/с}^2; \quad (2.13)$$

$$V = \frac{b}{k} \sin(k \cdot \varphi) \cdot \omega_k, \text{ м/с}; \quad (2.14)$$

$$s = \frac{b}{k^2} [1 - \cos(k \cdot \varphi)] \cdot 1000, \text{ мм}, \quad (2.15)$$

де ω_k – кутова швидкість обертання кулачка, рад/с ;

$$k = \frac{180}{\varphi_0}, \quad b = \frac{s_{\max} \cdot k^2}{2000}. \quad \text{– коефіцієнти.}$$

Підставляючи в наведені формули поточні значення кута обертання кулачка з певним кроком зміни $\Delta\varphi$ (рекомендується $\Delta\varphi = 5^\circ$), виконується розрахунок відповідних значень кінематичних характеристик для всього кута віддалення φ_0 . При цьому всі кутові величини у всіх формулах урахувувати у градусах.

Визначення геометричних параметрів кулачкового механізму (радіуса початкового кола теоретичного профілю кулачка R_0 , радіуса ролика штовхача ρ) виконується з урахуванням обмеження за найбільшим кутом тиску β_{\max} (обирається за відповідним варіантом вихідних даних). При цьому для закону **B**

$$R_0 = S_{max} \cdot \left(\frac{90}{\varphi_0 \cdot \operatorname{tg} \beta_{max}} - 0,5 \right), \text{ мм}; \quad (2.16)$$

$$\rho = 0,4 \cdot R_0. \quad (2.17)$$

Графік **В** відповідає синусоїдному закону зміни прискорень штовхача, що обумовлює безударний характер роботи кулачкового механізму. Розрахунок кінематичних параметрів штовхача виконують за такими формулами:

$$a = b \cdot \sin(k \cdot \varphi) \cdot \omega_k^2, \text{ м/с}^2; \quad (2.18)$$

$$V = \frac{b}{k} [1 - \cos(k \cdot \varphi)] \cdot \omega_k, \text{ м/с}; \quad (2.19)$$

$$s = \frac{b}{k} \left[1,745 \cdot 10^{-2} \cdot \varphi - \frac{1}{k} \sin(k \cdot \varphi) \right] \cdot 1000, \text{ мм}, \quad (2.20)$$

де ω_k – кутова швидкість обертання кулачка, рад/с ;

$$k = \frac{360}{\varphi_0}, \quad b = \frac{5,73 \cdot 10^{-2} \cdot s_{max} \cdot k}{\varphi_0}. \quad \text{– коефіцієнти.}$$

Підставляючи в наведені формули поточні значення кута обертання кулачка з певним кроком зміни $\Delta\varphi$ (рекомендується $\Delta\varphi = 5^\circ$), виконується розрахунок відповідних значень кінематичних характеристик для всього кута віддалення φ_0 . При цьому всі кутові величини у всіх формулах ураховувати у градусах.

Визначення геометричних параметрів кулачкового механізму (радіуса початкового кола теоретичного профілю кулачка R_0 , радіуса

ролика штовхача ρ) виконується з урахуванням обмеження за найбільшим кутом тиску β_{max} (обирається за відповідним варіантом вихідних даних). При цьому для закону **B**

$$R_0 = S_{max} \cdot \left(\frac{114,6}{\varphi_{\beta} \cdot \operatorname{tg} \beta_{max}} - 0,5 \right), \text{ мм}; \quad (2.21)$$

$$\rho = 0,4R_0. \quad (2.22)$$

Як навчальний приклад розглянемо розрахунок кінематичних характеристик кулачкового механізму для таких вихідних даних:

- закон прискорення штовхача – прямокутний;
- частота обертання кулачка – $n = 800 \text{ об / хв}$;
- максимальний хід штовхача – $s_{max} = 23 \text{ мм}$;
- максимальний кут тиску – $\beta_{max} = 30 \text{ град}$;
- фазовий кут віддалення $\varphi_{\beta} = 110 \text{ град}$;
- фазовий кут верхнього вистою $\varphi_{\beta\beta} = 30 \text{ град}$;
- фазовий кут наближення $\varphi_{\beta} = \varphi_{\beta\beta} = 110 \text{ град}$.

За наведеними вище формулами для «прямокутного» закону зміни прискорень штовхача були виконані розрахунки кінематичних характеристик. Результати розрахунків зведені в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати проектувальних розрахунків кулачкового механізму

<i>φ, град.</i>	<i>S_i, мм</i>	<i>V_i, м/с</i>	<i>a_i, м/с²</i>
0	0,00	0,00	175,18
5	0,10	0,18	175,18
10	0,38	0,36	175,18
15	0,86	0,55	175,18
20	1,52	0,73	175,18
25	2,38	0,91	175,18
30	3,42	1,09	175,18
35	4,66	1,28	175,18
40	6,08	1,46	175,18
45	7,70	1,64	175,18
50	9,50	1,82	175,18
55	11,50	2,01	175,18
55	11,50	2,01	-175,18
60	13,50	1,82	-175,18
65	15,30	1,64	-175,18
70	16,92	1,46	-175,18
75	18,34	1,28	-175,18
80	19,58	1,09	-175,18
85	20,62	0,91	-175,18
90	21,48	0,73	-175,18
95	22,14	0,55	-175,18
100	22,62	0,36	-175,18
105	22,90	0,18	-175,18
110	23,00	0,00	-175,18
115	23,00	0,00	0,00
120	23,00	0,00	0,00
125	23,00	0,00	0,00

2.2 Побудування профілю кулачка при заданих законах руху штовхача

Профілювання (одержання робочого профілю) кулачка виконується на аркуші формату А2 з графіками кінематичних параметрів (додаток Б).

По-перше, вибирається масштабний коефіцієнт μ_l , з урахуванням якого будуть відкладатися всі лінійні розміри. Далі побудування виконуються в такій послідовності (рисунок 2.3).

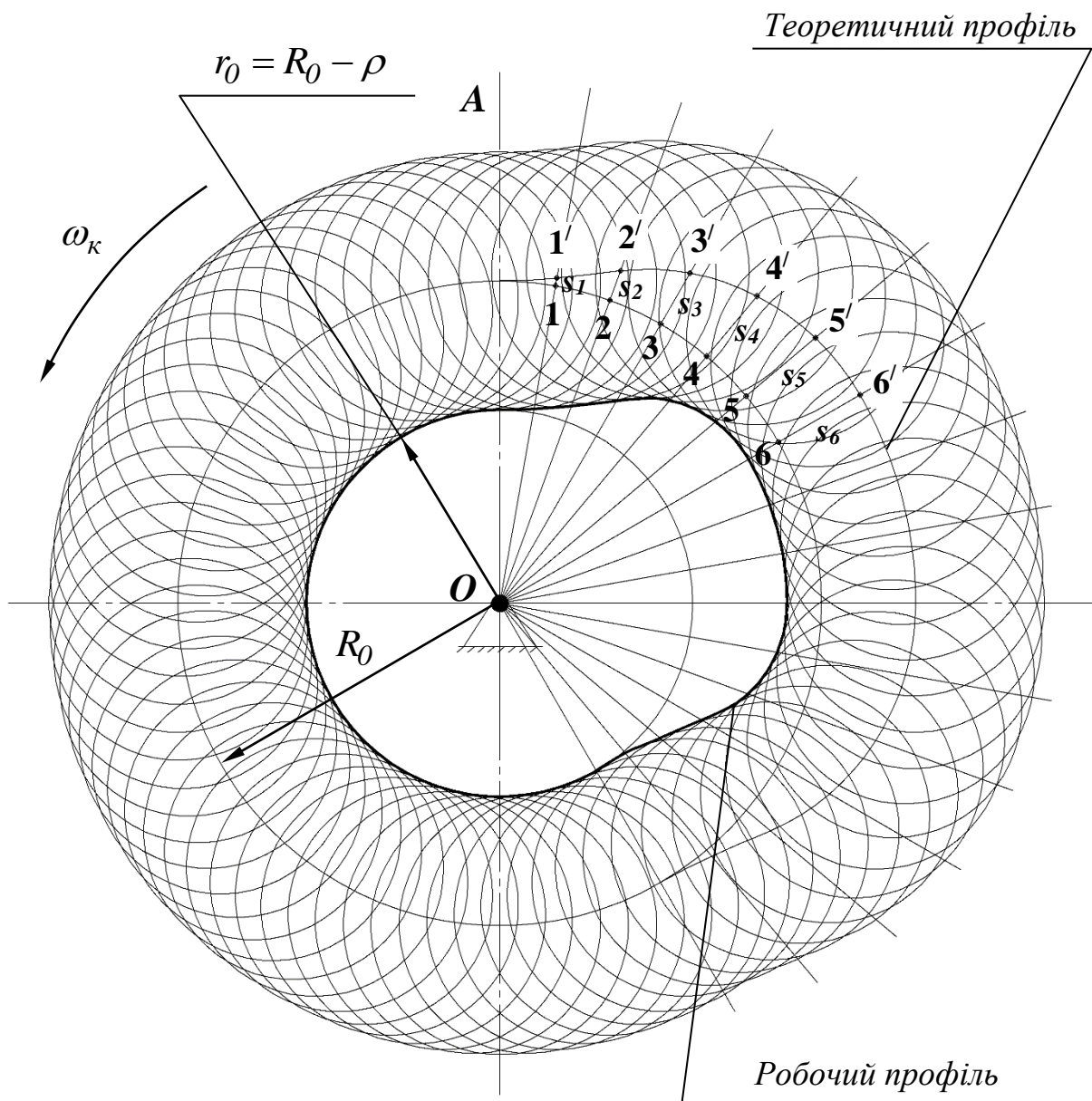


Рисунок 2.3

Проводиться початкове коло теоретичного профілю кулачка радіусом R_0 з центром в т. O (центр обертання кулачка). Через т. O проводиться вертикальна лінія OA (вісь штовхача). Точка перетинання вертикальної лінії і кола радіуса R_0 відповідає моменту початку підйому центра роликового штовхача. За годинниковою стрілкою (протилежно кутовій швидкості кулачка ω_k) від вертикальної осі відкладаються фазові кути механізму – віддалення φ_e , верхнього вистою φ_{ee} , наближення $\varphi_n = \varphi_e$. Потім дуги кола радіуса R_0 , що відповідають кутам φ_e , φ_{ee} , φ_n , радіальними відрізками розділяються на ділянки. Причому кількість і кутова довжина ділянок мають повністю відповідати поділу осі абсцис графіка $s = f(\varphi)$.

Від точок перетинання радіальних відрізків з колом радіуса R_0 1,2,3.... далі за відрізками відкладаються відповідні поточні значення переміщень s_1, s_2, s_3 (рисунок 2.3), закінчення яких позначаються точками $1', 2', 3' \dots$. З'єднавши відзначені точки $1', 2', 3' \dots$ плавною лекальною кривою, одержують теоретичний профіль кулачка. Для одержання робочого профілю кулачка проводять серію кіл радіуса ρ (встановлюються відповідні поточні положення ролика штовхача) з центрами в точках $1', 2', 3' \dots$. Тоді плавна лекальна крива, що огинає всі положення ролика, і дасть уявлення про робочий профіль кулачка.

Список літератури

1 Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. Київ: Видавництво «Наукова думка», 2002. 660 с.

2 Мороз В. І., Братченко О. В., Павшенко А. В. Теорія механізмів і машин: дослідження та проектування механізмів типових технічних засобів залізничного транспорту: навч. посіб. Харків: УкрДАЗТ, 2013. 157 с.

3 Основи проектування механізмів з вищими кінематичними парами: опорний конспект лекцій з дисципліни «Прикладна механіка» / В. І. Мороз, О. В. Братченко, В. С. Тіщенко, О. В. Фомін. Харків: УкрДАЗТ, 2012. 82 с.

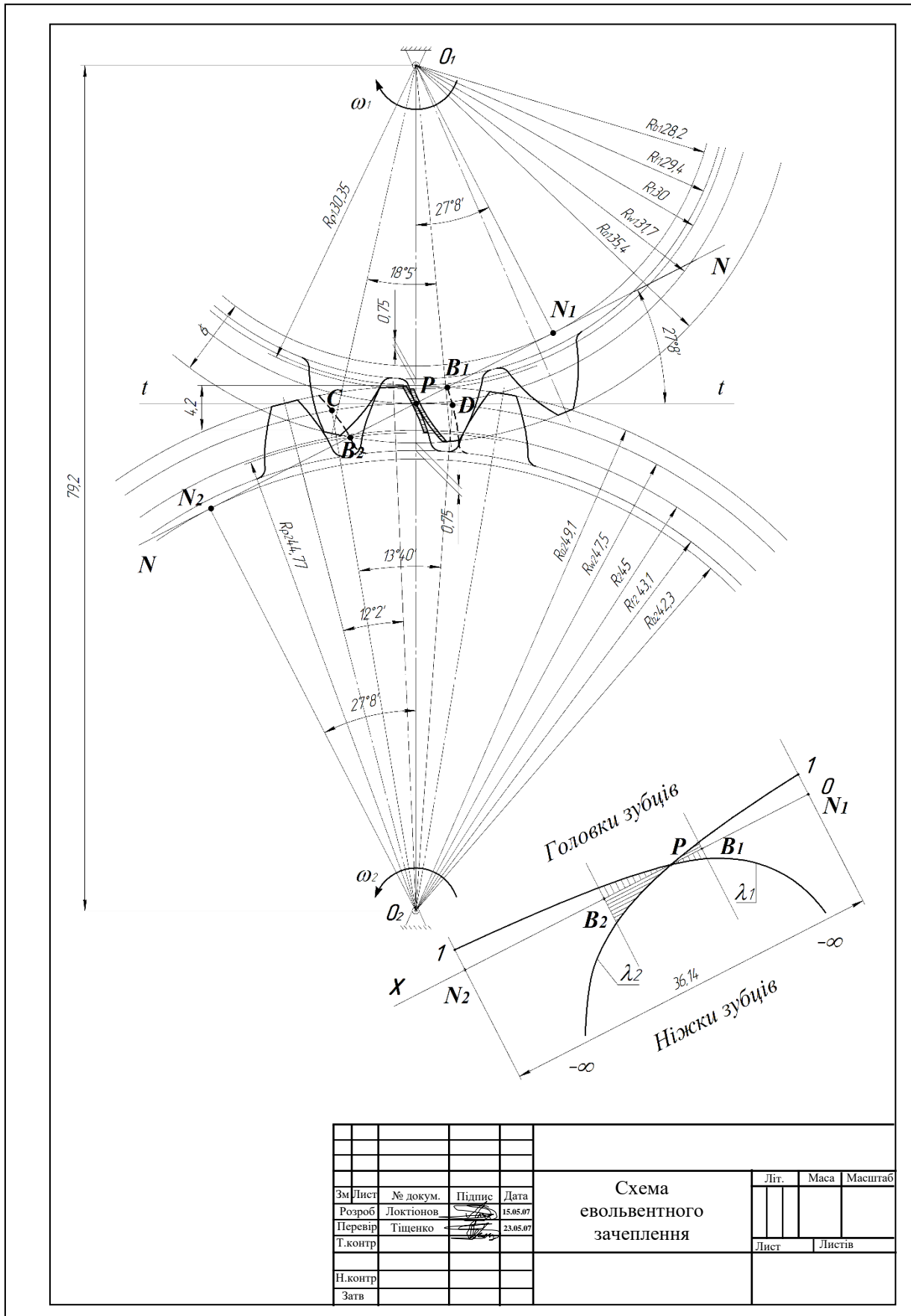
4 Мороз В. І., Євтушенко В. К., Братченко О. В. Методичне забезпечення синтезу зубчатих та кулачкових механізмів у курсовому проектуванні з дисциплін «Теорія механізмів і машин» і «Прикладна механіка». Харків: ХарДАЗТ, 2000. 38 с.

5 Методичний посібник з додержання вимог нормоконтролю (нормативних документів) у студентській навчальній звітності / Текстова частина (пояснювальна записка). Харків: УкрДАЗТ, 2004. 38 с.

6 Методичний посібник з додержання вимог нормоконтролю у студентській навчальній звітності / Графічні конструкторські документи. Харків: УкрДАЗТ, 2006. 34 с.

ДОДАТОК А

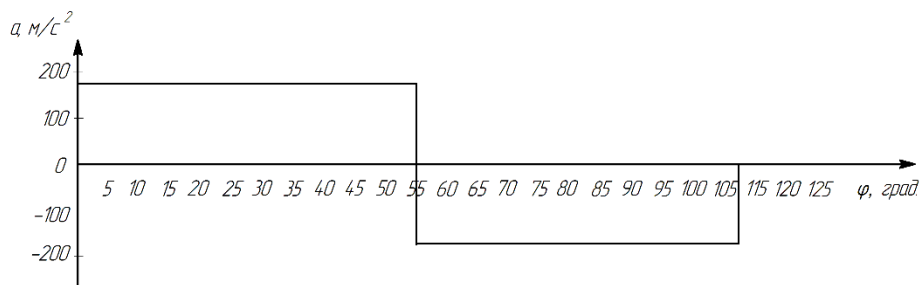
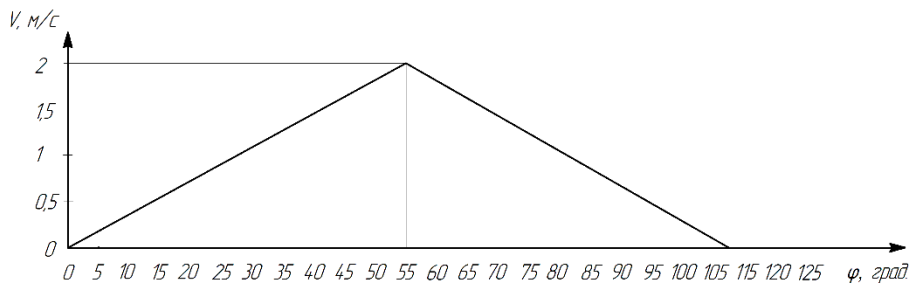
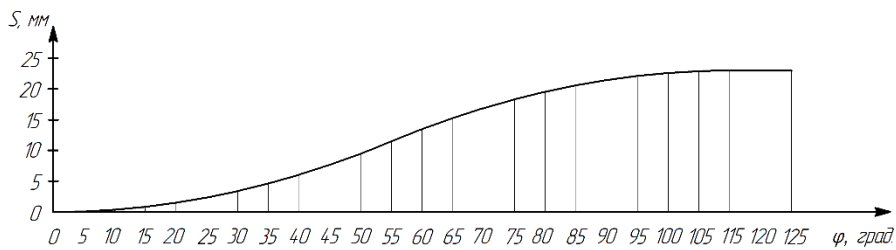
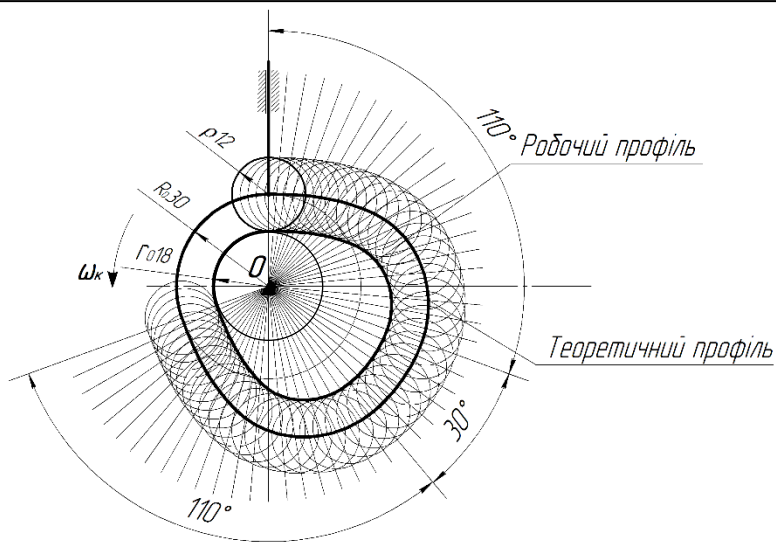
Схема евольвентного зачеплення



Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Схема евольвентного зачеплення	Літ.	Маса	Масштаб
						Лист	Листів	

ДОДАТОК Б

Кулачковий механізм



Зм	Лист	№ докум	Підпис	Дата	Кулачковий механізм	Літ	Маса	Масштаб
		Розроб	Локтіонов	15.05.07				
		Перевір	Тщенко	23.05.07				
		Т.контр				Лист	Листів	
		Н.контр						
		Затв						

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсової роботи з дисципліни
«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»
(розділи проєктування зубчатих і кулачкових механізмів)

Відповідальний за випуск Тіщенко В. С.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 31.03.2023 р.

Умовн. друк. арк. 2,0. Тираж . Замовлення № .

Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.