

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсового проєкту
з дисципліни «Теорія механізмів і машин»
для студентів спеціальності
131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування»
всіх форм навчання

Методичні вказівки до виконання курсового проєкту з дисципліни «Теорія механізмів і машин» для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» для студентів всіх форм навчання / Укл.: А.А. Скребцов, О.С. Омельченко, Н.В. Шалева — Запоріжжя, НУ «Запорізька політехніка», 2024 – 39 с.

Укладачі: А.А. Скребцов, к.т.н., доцент;
О.С. Омельченко, ст. викладач;
Н.В. Шалева, асистент.

Рецензент: С.Ю. Кружнова , старший викладач.
Відповідальний
за випуск: Н.В. Шалева, асистент.

Затверджено
на засіданні кафедри «Теоретична та
прикладна механіка»
Протокол № 1 від 8.08.2024 р.

Рекомендовано до видання
НМК ТФ
Протокол № 2 від 22.08.2024 р.

ЗМІСТ

Пояснення	4
Вступ.....	5
1 Структурний аналіз механізму	6
2 Синтез та побудова плану механізму	12
3 Графоаналітичний метод кінематичного розрахунку	14
3.1 Побудова плану швидкостей	14
3.2 Побудова плану прискорень	16
4 Кінетостатичний розрахунок	18
4.1 Сили, що діють на механізм	18
4.2 Графоаналітичний метод кінетостатичного розрахунку	20
5 Синтез зубчатого зачеплення	26
6. Синтез кулачкового механізму	33
Література	38

ПОЯСНЕННЯ

Метою цих методичних вказівок є демонстрація прикладу виконання розділів курсової роботи з теорії механізмів і машин. Наведені нижче розділи є реальним варіантом студентської роботи, виконана на достатньому рівні. Окремі розділи потребують уточнення своїх початкових даних в залежності від варіанту механізму.

Виконання курсової роботи починається зі вступу, в якому міститься загальна інформація щодо отриманого варіанту механізму. Приклад написання вступу наведено нижче.

ВСТУП

Механізм преса використовується у багатьох галузях промисловості для здійснення різних операцій, таких як штампування, згинання, формування та інші види обробки матеріалів.

Проектування сучасного преса вимагає від конструктора детальний аналіз його параметрів та характеристик. Конструкція повинна відповідати численним вимогам, які часто можуть суперечити одна одній. Наприклад, висока потужність і ефективність преса повинні бути узгоджені з мінімальними розмірами та масою, забезпечуючи при цьому надійність і довговічність. Затрати на виготовлення та експлуатацію мають бути зведені до мінімуму, але водночас потрібно досягти заданих технічних параметрів.

З багатьох можливих конструктивних рішень інженер вибирає оптимальний варіант, який відповідає визначеному набору параметрів, і проводить порівняльну оцінку різних варіантів.

Виконання усіх стадій проектування в обмежений термін часу неможливо без впровадження методів автоматизованого проектування. Це дозволяє суттєво скоротити час розробки, підвищити точність та якість проєктованих механізмів, а також знизити витрати на їх створення та експлуатацію. Автоматизація проектування дозволяє інтегрувати всі етапи розробки, від початкових ескізів до кінцевих розрахунків і тестування, забезпечуючи високий рівень контролю та оптимізації усіх процесів.

1 СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

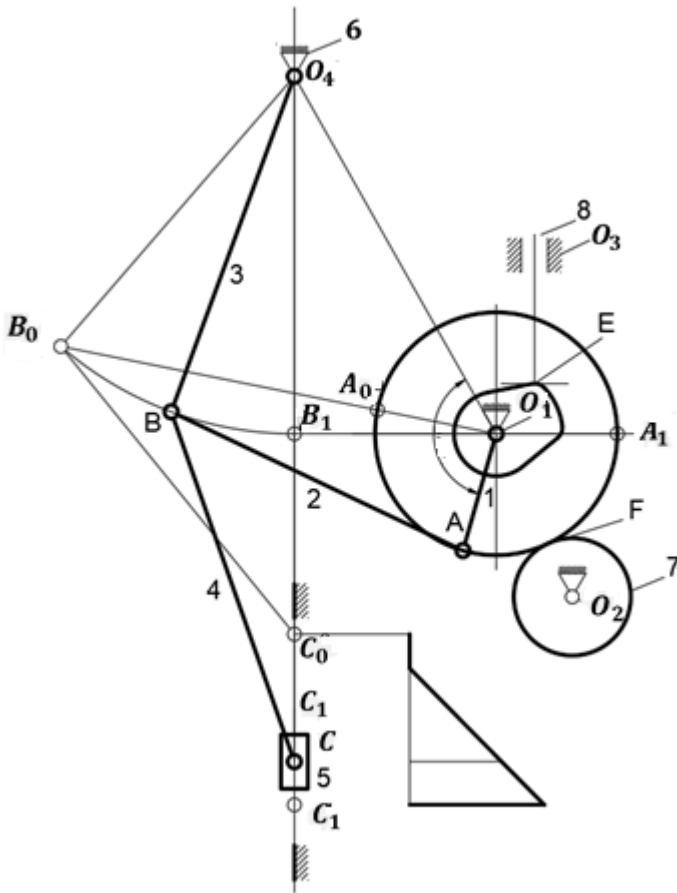


Рисунок 1.1 – Схема механізму преса

Опис механізму:

Механізм преса складається з кривошипа 1, зубчастого колеса 7, шатунів 2, 4 коромисла 3, опор та повзуна 5. Автоматизація процесів руху здійснюється за допомогою кулачкового механізму з коливальним штовхачем 8. Оскільки жодна з кінематичних пар, а також точок механізму, не виходить за межі базової площини, то механізм є

плоским.

Складаємо таблицю з характеристиками ланок механізму див. табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Характеристика ланок механізму.

Позначення	Назва	Вид руху	Елементи кінематичних пар
1	2	3	4
1	Кривошип	Обертання	O_1, A
2	Шатун	Плоско-паралельний	A, B
3	Коромисло	Обертання	O_4, B
4	шатун	Плоско-паралельний	B, C
5	повзун	Поступальний	C, C'
6	Опора, станина, стійка	Нерухоме	-
7	Зубчасте колесо	Обертання	O_2, F
8	Штовхач	Поступальний	E, O_1

Складаємо таблицю з характеристиками кінематичних пар механізму див. табл. 1.2.

Таблиця 1.2 - Характеристика кінематичних пар.

Позначення	Складається з ланок	Вид руху	Клас
O_1	1 – 6	Обертання	5
A	1 – 2	Обертання	5
B	2 – 3, 3 – 4	Плоско-паралельний	5, 5
O_4	6-3	Обертання на неповний оберт	5
C	4-5	Плоско-паралельний	5
C'	5-вісь	Поступальний	5
O_2	6-7	Обертання	5
O_3	6-8	Поступальний	5
F	1-7	Складний	4
E	1-8	Складний	4

Ступінь волі плоского механізму визначаємо за формулою Чебишева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 9 - 2 = \\ = 21 - 20 = 1.$$

Замінюємо всі кінематичні пари четвертого класу на кінематичні ланцюги, в котрих є тільки пари п'ятого класу

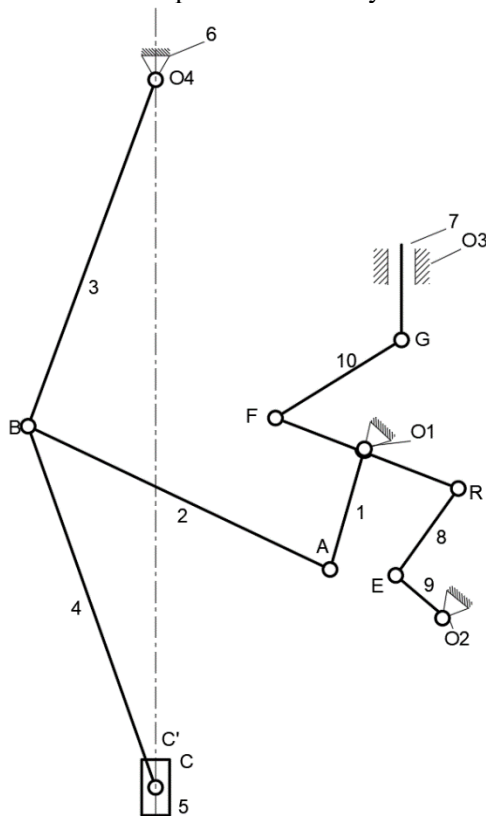


Рисунок 1.2 – Механізм преса після заміни КП 4 – го класу

Складаємо таблицю з характеристиками ланок механізму див. табл. 1.3.

**Таблиця 1.3 - Характеристика ланок механізму після заміни
кінематичних пар**

Позначення	Назва	Вид руху	Елементи кінематичних пар
1	2	3	4
1	Кривошип	Обертання	O_1, A
2	Шатун	Плоско- паралельний	A, B
3	Коромисло	Обертання	O_4, B
4	Шатун	Плоско- паралельний	B, C
5	Повзун	Поступальний	C, C'
6	Опора, станина, стійка	Нерухоме	-
7	Штовхач	Поступальний	O_3, G
8	Шатун	Плоско- паралельний	R, E
9	Шатун	Плоско- паралельний	E, O_2
10	Шатун	Плоско- паралельний	G, F

Складаємо таблицю 1.4 з характеристиками кінематичних пар механізму див. табл. 1.3.

Таблиця 1.4 - Характеристика кінематичних пар замінюючого механізму.

Позначення	Складається з ланок	Вид руху	Клас
O_1	1 – 6	Обертання	5
A	1 – 2	Обертання	5
B	2 – 3, 3 – 4	Плоско-паралельний	5, 5
O_4	6-3	Обертання	5
C	4-5	Плоско-паралельний	5
C'	5-Вісь повзуна	Поступальний	5
O_2	6-11	Обертання	5
O_3	6-7	Поступальний	5
G	7-10	Поступальний	5
F	6-10	Обертання	5
R	6-8	Обертання	5
E	8-9	Плоско-паралельний	5

Ступінь волі механізму визначаємо за формулою:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 9 - 2 \cdot 13 - 0 = 1.$$

Розкладаємо механізм після заміни кінематичних пар 4-го класу на пари 5-го класу по групах Асура:

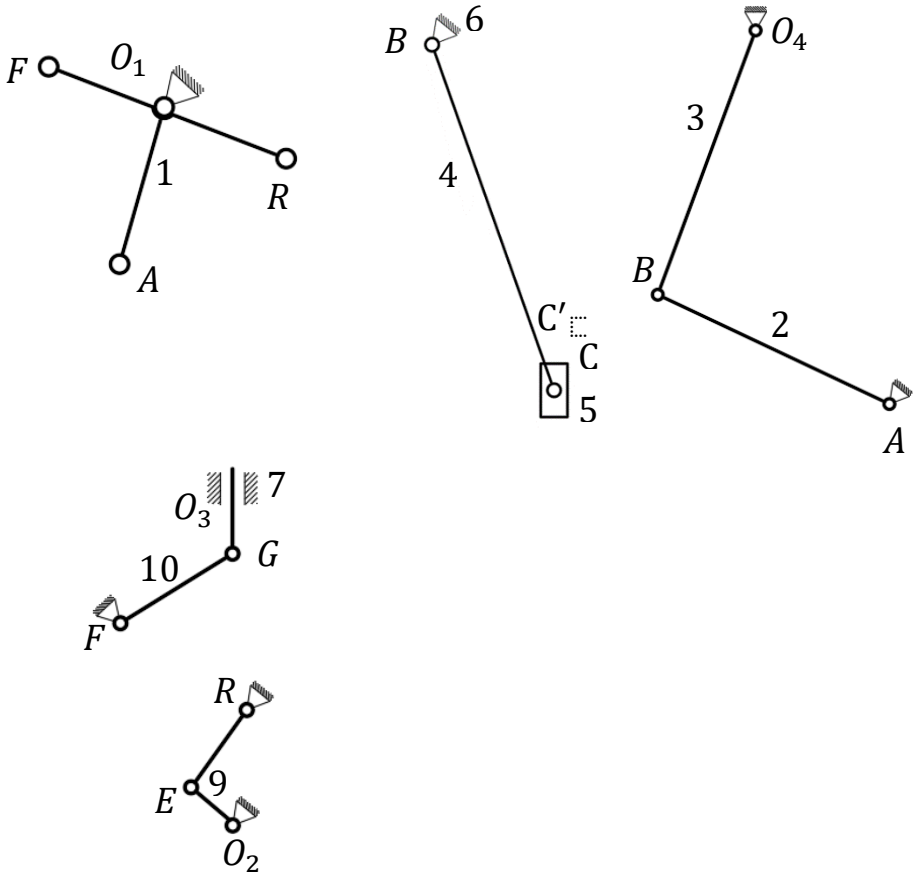


Рисунок 1.3 – Группы Асура второго класса

Визначити клас і порядок кожної із груп Асура окремо та зробити перевірку.

Оскільки найвищий клас груп Асура 2й, то весь механізм буде 2-го класу.

2 СИНТЕЗ ТА ПОБУДОВА ПЛАНУ МЕХАНІЗМУ

Для початку побудуємо два крайніх положення механізму.

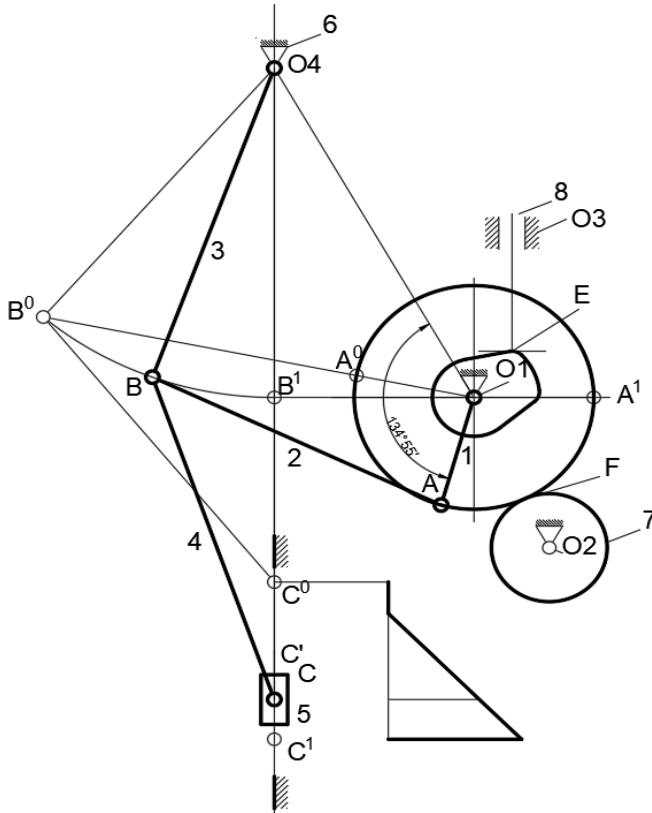


Рисунок 2.1 – Схема механізму преса

Будуємо коло діаметром 360 мм. В центрі кола будуємо опору O_1 та з неї проводимо відрізок $O_1 - A$ вправо, це буде крайнє положення точки A , назвемо її A_1 . Далі з опори проводимо відрізок L_1' , який дорівнює $AB - O_1A = 480 - 180 = 300$ мм. Це буде крайнє положення точки B , тому назвемо її B_1 . Перпендикулярно відрізку L_1 в точці B_1 ставимо вісь механізму.

З точки B_1 проводимо відрізок вгору за розміром ланки

$BO_4 = 530$ мм та ставимо опору O_4 в цій точці. Також з точки B_1 проводимо відрізок в низ 550 мм та ставимо крайнє положення точки $C - C_1$.

Будуємо інше крайнє положення.

З точки O_4 проводимо вниз відрізок розміром 530 мм приблизно на 45° від вісі механізму. Одразу поставимо тут точку B_0 . Далі з точки O_1 проводимо відрізок 660 мм у напрямку точки B^0 , він дорівнює розміру двох ланок $O_1 - A$ та AB . Тепер з'єднуємо їх так, щоб не змінились розміри. Ми з'єднали крайні положення ланок BO_4 та AB .

З точки B_0 проводимо відрізок 550 мм в низ до вісі механізму и ставимо там точку C_0 . Крайні положення механізму побудовані.

З точки O_1 проводимо відрізок до точки O_4 . Від цього відрізка відкладаємо кут положення механізму, що заданий викладачем.

Копіюємо одне с крайніх положень та з'єднуємо кожну ланку між собою за допомогою параметризації. Виставляємо ланку $O_1 - A$ на потрібний кут.

Біля кривошипу будуємо зубчасте колесо 7 діаметром 180 мм та в центрі ставимо опору O_2 .

В центрі кривошипу будуємо кулачок та з нього будуємо штовхач, який буде триматися на опорі O_3 .

В точках дотику штовхача з кулачком, зубчастого колеса з кривошипом буде створюватися кінематична пара, їх назвемо F та E . Додаємо потрібні позначення, опори, та розміри.

* у наданому прикладі кут положення механізму $\alpha_1 = 134^\circ 55'$.

3 ГРАФОАНАЛІТИЧНИЙ МЕТОД КІНЕМАТИЧНОГО РОЗРАХУНКУ

Графоаналітичний метод кінематичного розрахунку проводиться для механізму під кутом, що був заданий вище: $\alpha_1 = 134^\circ 55'$.

3.1 Побудова плану швидкостей

Знаходимо швидкість точки A . Точка A рухається по колу радіусом R_{O_1A} , тому вектор її швидкості буде перпендикулярним до цього радіусу і матиме напрямок в сторону кутової швидкості ω_1 . Модуль вектору швидкості точки A знайдемо за формулою:

$$V_A = \ell_{O_1A} \cdot \omega_1 = 0,18 \cdot \frac{\pi \cdot 70}{60} = 0,6597 \text{ м/с},$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{60}.$$

Побудова плану швидкостей починається з його полюса P . Беремо перпендикуляр ланки $O_1 - A$ та ставимо відрізок на кресленні. Задаємо розмір 65,97 мм.

Задаємось значення масштабного коефіцієнту побудови плану швидкостей:

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{0,6597}{65,97} = 0,01 \frac{\text{м}}{\text{с} / \text{мм}}.$$

Для визначення швидкості точки B необхідно вирішити векторне рівняння:

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} = \bar{V}_{BO_2}.$$

Напрямки відповідних векторів та їх опис зведемо у табл.3.1

Таблиця 3.1 – Лінійні швидкості точок механізму

Позначення	$\bar{V}_A$	$\bar{V}_{BA}$	$\bar{V}_{BO_2}$
Напрямок	+	$\perp \ell_{AB}$	$\perp \ell_{O_2B}$
Опис	+	З т. А	З полюса

Вирішуємо векторне рівняння швидкості $\bar{V}_B$ графічно. Для цього проводимо перпендикулярний відрізок ланки АВ з точки a , та паралельний відрізок ланки АВ з полюса Р. Знаходимо точку b на перетині цих відрізків. Відрізок з полюса Р до точки b буде швидкістю V_B .

$$\bar{V}_C = \bar{V}_B + \bar{V}_{CB}.$$

Напрямки відповідних векторів та їх опис зведемо у табл.3.2

Таблиця 3.2 – Лінійні швидкості точок механізму

Позначення	$\bar{V}_C$	$\bar{V}_B$	$\bar{V}_{CB}$
Напрямок	$\parallel$	+	$\perp \ell_{CB}$
Опис	-	+	З т. В

Вирішуємо векторне рівняння $\bar{V}_C$ графічно. Для цього проводимо перпендикулярний відрізок ланки ВС з точки b , та паралельний відрізок вісі механізму з полюса Р. Знаходимо точку c на перетині цих відрізків. Відрізок з полюса Р до точки c буде швидкістю V_C .

Для побудови векторів будь-яких (центрів ваги ланок) точок ланок механізму треба використовувати Терему подібності: співвідношення довжин на планах однакове.

Положення точок S_2, S_3, S_4 , які є центрами ваги ланок, знайдемо на середніх відрізках ab, bc, pc . З'єднуємо точки S_2, S_3, S_4 , з полюсом p і отримаємо відрізки pS_2, pS_3, pS_4 , що зображають швидкості центрів ваги цих точок.

Користуючись планом швидкостей знаходимо швидкості точок механізму:

$$V_B = pb \cdot \mu_V = 65,34 \cdot 0,01 = 0,6534 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_C = pc \cdot \mu_V = 44,23 \cdot 0,01 = 0,4423 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_{S2} = pS_2 \cdot \mu_V = 65,61 \cdot 0,01 = 0,6561 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_{S3} = pS_3 \cdot \mu_V = 32,67 \cdot 0,01 = 0,3267 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_{S4} = pS_4 \cdot \mu_V = 45,34 \cdot 0,01 = 0,4534 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{\ell} = \frac{0,0494}{0,48} = 0,102 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{V_{BO4}}{\ell} = \frac{0,3267}{0,53} = 0,61 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = \frac{V_{BC}}{\ell} = \frac{0,6503}{0,55} = 1,18 \text{ с}^{-1}.$$

3.2 Побудова плану прискорень

Загальне прискорення точки:

$$\bar{a} = \bar{a}_n + \bar{a}_t;$$

Модуль загального прискорення точки:

$$a = \sqrt{a_n^2 + a_t^2},$$

де

$\bar{a}_n$ – нормальне прискорення, паралельно (||) ланці;

$\bar{a}_t$ – тангенціальне прискорення, перпендикулярно ($\perp$) ланці.

$a_n = \omega^2 \cdot \ell$; $a_t = \varepsilon \cdot \ell$ – модуль нормального та тангенціального прискорення відповідно.

Для усталеного руху елемента кінематичної пари А кутове

(колове) прискорення $\varepsilon = 0$.

* - попередньо треба відзначити тип руху механізму:

$\varepsilon = 0$ – рівномірний рух;

$\varepsilon > 0$ – прискорений рух;

$\varepsilon < 0$ – уповільнений рух.

$$a_A^n = \omega_1^2 \cdot \ell_{O_1A} = 3,66^2 \cdot 0,18 = 2,41 \text{ мс}^{-2};$$

$$\mu_a = \frac{a_A^n}{\pi a} = \frac{2,41}{241} = 0,01 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}};$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t = \bar{a}_{BO_4}^n + \bar{a}_{BO_4}^t = 45,1 \text{ мм.}$$

Напрямки відповідних векторів та їх опис зведемо у табл.3.3

Таблиця 3.3 – Лінійні швидкості точок механізму

Позначення	$\bar{a}_{BA}^n$	$\bar{a}_{BA}^t$	$\bar{a}_{BO_4}^n$	$\bar{a}_{BO_4}^t$
Напрямок	$\parallel AB$	$\perp AB$	$\parallel BO_4$	$\perp BO_4$
Модуль	$\omega_2^2 \cdot \ell_{AB} =$ $= 0,0049$ $a_{n1} = \frac{a}{\mu_a} =$ $= 0,49$	-	$\omega_3^2 \cdot \ell_{O_4B} =$ $= 0,19$ $a_{n2} = \frac{a}{\mu_a} =$ $= 19$	-
Опис	від B до A	-	від B до O_4	-

З точки a плану прискорень відкладаємо відрізок an_1 у напрямку нормального прискорення т. В відносно т. А. З точки полюса плану

прискорень π відкладаємо відрізок π_2 у напрямку нормального прискорення т. В відносно т. O_2 .

З точки n_1 проводимо лінію у напрямку тангенційного прискорення т. В відносно т. А. З точки n_2 проводимо лінію у напрямку тангенційного прискорення т. В відносно т. O_2 . Перетин цих ліній позначимо т. b .

Відрізок πb є вектором повного прискорення т. В. Довжину відрізка πb множимо на масштабний коефіцієнт та отримуємо значення повного прискорення т. В.

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^t = 123,8 \text{ мм.}$$

Напрямки відповідних векторів та їх опис зведемо у табл.3.4

Таблиця 3.4 – Лінійні швидкості точок механізму

Позначення	$\bar{a}_{CB}^n$	$\bar{a}_{CB}^t$
Напрямок	$\parallel BC$	$\perp BC$
Модуль	$\omega_4^2 \cdot \ell_{BC}=0,76$ $bn_3=\frac{a}{\mu_a} = 76$	-
Опис	від C до B	-

З точки b плану прискорень відкладаємо відрізок bn_3 паралельний ланці BC . З точки полюса плану прискорень π відкладаємо відрізок паралельний вісі механізму. З т. n_3 проводимо перпендикуляр у напрямку відрізка паралельного вісі механізму до перетину. Перетин цих ліній позначимо т. c .

Знайдемо кутове прискорення ε кожної ланки. Для цього скористаємось формулою:

$$\varepsilon = \frac{a_\tau}{\ell}.$$

4 КІНЕТОСТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК

4.1 Сили, що діють на механізм

Сили ваги:

$$G = m_2 \cdot g = 9,81 \cdot 45 = 441,45 \text{ Н};$$

$$G = m_3 \cdot g = 9,81 \cdot 50 = 490,5 \text{ Н};$$

$$G = m_4 \cdot g = 9,81 \cdot 70 = 686,7 \text{ Н};$$

$$G = m_5 \cdot g = 9,81 \cdot 200 = 1962 \text{ Н},$$

де m – маса ланки; g – прискорення вільного падіння на Землі.

Сили ваги ланок – це сили взаємодії ланок із Землею, тому мають напрямок вертикально вниз.

Моменти інерції ланок

$$I_{S_2} = \frac{m_2 \cdot \ell_{AB}^2}{10} = \frac{45 \cdot 0,48^2}{10} = 1,03 \text{ кгм}^2;$$

$$I_{S_3} = \frac{m_3 \cdot \ell_{BO_4}^2}{10} = \frac{50 \cdot 0,53^2}{10} = 1,4 \text{ кгм}^2;$$

$$I_{S_4} = \frac{m_4 \cdot \ell_{BC}^2}{10} = \frac{70 \cdot 0,55^2}{10} = 2,11 \text{ кгм}^2.$$

де m – маса ланки; ℓ_i – довжина ланки.

Сили інерції ланок:

$$P_i^{\text{ін}} = m_i \cdot a_{S_i};$$

$$P_2^{\text{ін}} = m_2 \cdot a_{S_2} = 45 \cdot 1,3296 = 59,83 \text{ Н};$$

$$P_3^{\text{ін}} = m_3 \cdot a_{S_3} = 50 \cdot 0,2257 = 11,28 \text{ Н};$$

$$P_4^{\text{ін}} = m_4 \cdot a_{S_4} = 70 \cdot 0,7951 = 55,65 \text{ Н};$$

$$P_5^{\text{ін}} = m_4 \cdot a_{S_5} = 200 \cdot 0,619 = 123,8 \text{ Н},$$

де m – маса ланки; a_S – прискорення центру ваги ланки.

Проекції сили інерції на осі координат знаходимо:

$$P_{Xi}^{ih} = m_i \cdot a_{sXi};$$

$$P_{Yi}^{ih} = m_i \cdot a_{sYi},$$

де

$$P_{X2}^{ih} = m_2 \cdot a_{sX_2} = 45 \cdot 0,1716 = 7,722 \text{ H};$$

$$P_{Y2}^{ih} = m_2 \cdot a_{sY_2} = 45 \cdot 1,3186 = 59,337 \text{ H};$$

$$P_{X3}^{ih} = m_3 \cdot a_{sX_3} = 50 \cdot (-0,1593) = -7,965 \text{ H};$$

$$P_{X4}^{ih} = m_4 \cdot a_{sX_4} = 70 \cdot (-0,1593) = -11,151 \text{ H};$$

$$P_{Y4}^{ih} = m_4 \cdot a_{sY_4} = 70 \cdot 0,779 = 54,53 \text{ H}.$$

Напрямок сили інерції зворотнім буде до напрямку відповідного прискорення.

Результуюча сила інерції знаходиться за формулою:

$$P_2^{ih} = \sqrt{(P_{X2}^{ih})^2 + (P_{Y2}^{ih})^2} = \sqrt{(7,722)^2 + (59,337)^2} = 59,83 \text{ H};$$

$$P_3^{ih} = \sqrt{(P_{X3}^{ih})^2 + (P_{Y3}^{ih})^2} = \sqrt{(-7,955)^2 + (7,995)^2} = 11,27 \text{ H};$$

$$P_4^{ih} = \sqrt{(P_{X4}^{ih})^2 + (P_{Y4}^{ih})^2} = \sqrt{(-11,151)^2 + (54,53)^2} = 55,65 \text{ H}.$$

Момент сили інерції:

$$M_i^{ih} = I_{si} \cdot \varepsilon_i;$$

$$M_2^{ih} = I_{s_2} \cdot \varepsilon_2 = 1,03 \cdot 4,6 = 4,7;$$

$$M_3^{ih} = I_{s_3} \cdot \varepsilon_3 = 1,4 \cdot 0,77 = 1,078;$$

$$M_4^{ih} = I_{s_4} \cdot \varepsilon_4 = 2,11 \cdot 1,1 = 2,321;$$

де $a_t = \varepsilon \cdot \ell$;

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}}{\ell_{AB}} = \frac{2,22}{0,48} = 4,6;$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BO4}}{\ell_{BO4}} = \frac{0,4095}{0,53} = 0,77;$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{BC}}{\ell_{BC}} = \frac{0,606}{0,55} = 1,1.$$

4.2 Графоаналітичний метод кінетостатичного розрахунку

$$h_i^{\text{IH}} = \frac{M_i^{\text{IH}}}{P_i^{\text{IH}}};$$

$$h_2^{\text{IH}} = \frac{4,7}{59,83} = 0,07885 \text{ м};$$

$$h_3^{\text{IH}} = \frac{1,078}{11,28} = 0,0955 \text{ м};$$

$$h_4^{\text{IH}} = \frac{2,321}{55,65} = 0,0416 \text{ м}.$$

Відносно т. С для кожної ланки групи складаємо рівняння рівноваги:

$$-R_{43}^t \cdot BC + G_4 \cdot h_{G4} + P_{i4} \cdot h_{i4} = 0$$

$$R_{43}^t = \frac{+G_4 \cdot h_{G4} + P_{i4} \cdot h_{i4}}{550}$$

$$= \frac{686,7 \cdot 275 + 55,65 \cdot 316,34}{550} = 375,35 \text{ Н};$$

$$\overline{R_{43}^n} + \overline{R_{43}^t} + \overline{P_{i4}} + \overline{G_4} + \overline{G_5} + \overline{P_{i5}} + \overline{P_{ko}} + \overline{R_{45}} = 0;$$

$$\mu_P = \frac{R_{43}^t}{01} = \frac{375,35}{25} = 15 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

$$\langle 12 \rangle = \frac{P_{i5}}{\mu_P} = \frac{123,8}{15} = 8,25 \text{ мм};$$

$$\langle 23 \rangle = \frac{G_5}{\mu_P} = \frac{1962}{15} = 130,8 \text{ мм};$$

$$\langle 34 \rangle = \frac{P_{ko}}{\mu_P} = \frac{3418}{15} = 227,5 \text{ мм};$$

$$\langle 45 \rangle = \frac{G_4}{\mu_P} = \frac{686}{15} = 45,73 \text{ мм};$$

$$\langle 56 \rangle = \frac{P_{i4}}{\mu_P} = \frac{55,65}{15} = 3,71 \text{ мм};$$

$$R_{43}^n = \langle 70 \rangle \cdot \mu_P = 40,41 \cdot 15 = 606,15 \text{ Н};$$

$$R_{43} = \sqrt{(R_{43}^n)^2 + (R_{43}^t)^2};$$

$$R_{43} = \sqrt{(25)^2 + (40,41)^2} = 47,51 \cdot 15 = 712,65 \text{ Н};$$

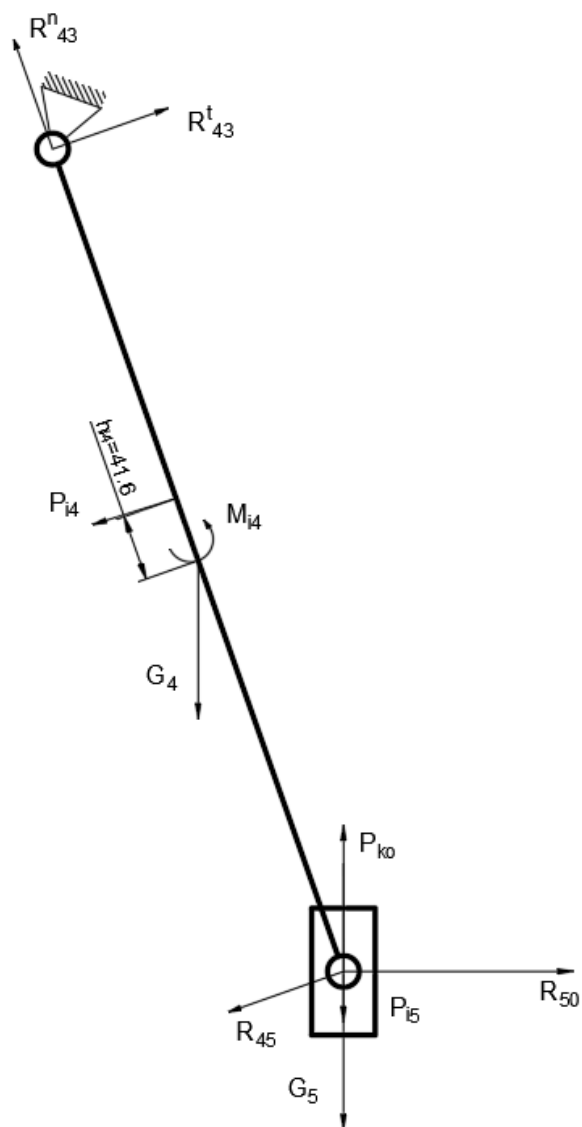


Рисунок 4.1 – Група Асура

Відносно т. B для кожної ланки групи складаємо рівняння рівноваги:

$$R_{23}^t \cdot BO_2 - P_{i3} \cdot h_{i3} - G_3 \cdot h_{g3} = 0;$$

$$R_{23}^t = \frac{P_{i3} \cdot h_{i3} + G_3 \cdot h_{g3}}{530} = \frac{11,27 \cdot 360 + 490,5 \cdot 265}{530} = 252,90 \text{ H};$$

$$+R_{12}^t \cdot AB - P_{i2} \cdot h_{i2} - G_2 \cdot h_{g2} = 0;$$

$$R_{12}^t = \frac{+P_{i2} \cdot h_{i2} + G_2 \cdot h_{g2}}{480} = \frac{59,83 \cdot 318 + 441,45 \cdot 240}{480} = 260,36 \text{ H};$$

$$\overline{R_{23}^n} + \overline{R_{23}^t} + \overline{P_{i3}} + \overline{G_3} + \overline{G_2} + \overline{P_{i2}} + \overline{R_{12}^n} + \overline{R_{12}^t} = 0;$$

$$\mu_P = \frac{R_{23}^t}{01} = \frac{252,90}{30} = 8,43 \frac{\text{H}}{\text{мм}};$$

$$\langle 12 \rangle = R_{45} = 141 \text{ мм};$$

$$\langle 23 \rangle = \frac{G_2}{\mu_P} = \frac{441,45}{8,43} = 52,36 \text{ мм};$$

$$\langle 34 \rangle = \frac{P_{i2}}{\mu_P} = \frac{59,83}{8,43} = 7,09 \text{ мм};$$

$$\langle 45 \rangle = \frac{G_3}{\mu_P} = \frac{490,5}{8,43} = 58,18 \text{ мм};$$

$$\langle 56 \rangle = \frac{P_{i3}}{\mu_P} = \frac{11,27}{8,43} = 1,33 \text{ мм};$$

$$\langle 67 \rangle = \frac{R_{12}^t}{\mu_P} = \frac{260,36}{8,43} = 30,88 \text{ мм};$$

$$R_{12}^n = \langle 78 \rangle \cdot \mu_P = 100,15 \cdot 8,43 = 844,26 \text{ H};$$

$$R_{23}^n = \langle 80 \rangle \cdot \mu_P = 88,33 \cdot 8,43 = 744,62 \text{ H};$$

$$R_{12} = \sqrt{(R_{12}^n)^2 + (R_{12}^t)^2};$$

$$R_{12} = \sqrt{(100,15)^2 + (30,88)^2} = 104,8 \cdot 8,43 = 883,46 \text{ H};$$

$$R_{23} = \sqrt{(R_{23}^n)^2 + (R_{23}^t)^2};$$

$$R_{23} = \sqrt{(88,33)^2 + (30)^2} = 93,8 \cdot 8,43 = 786,35 \text{ H}.$$

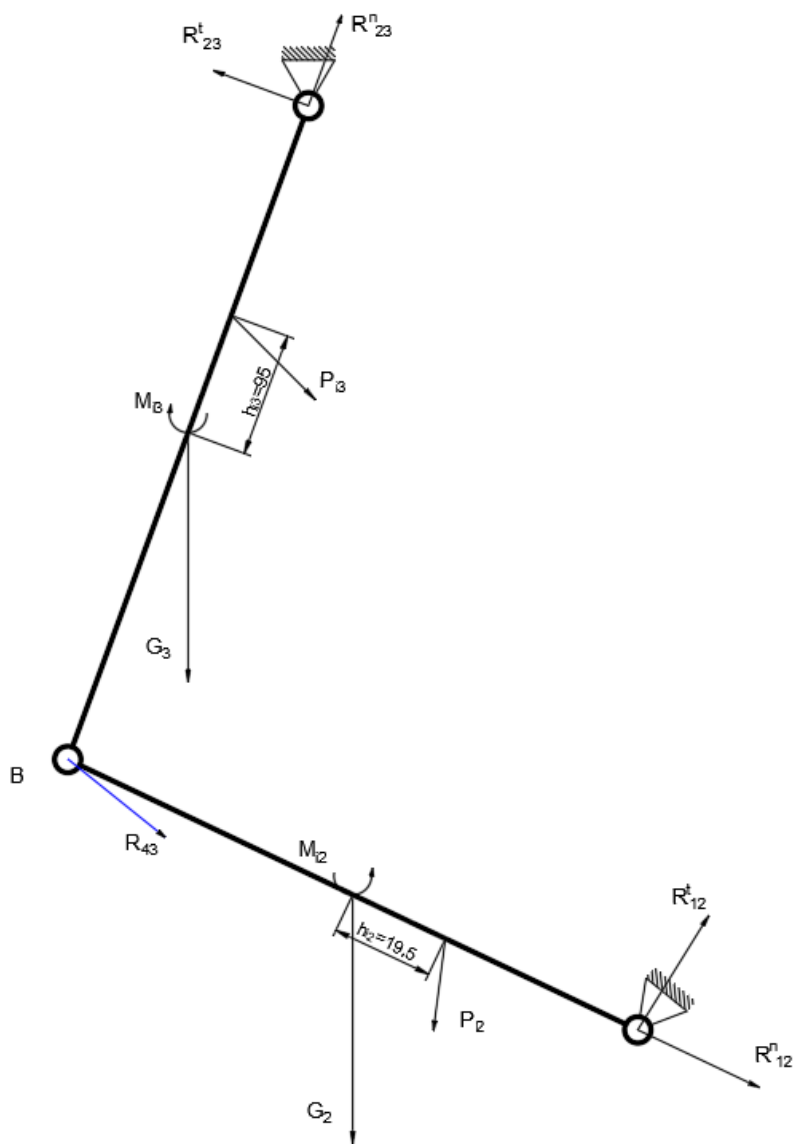


Рисунок 4.2 – Група Асура

5 СИНТЕЗ ЗУБЧАТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Розрахунок розмірів коліс для нерівнозміщеного зачеплення

Визначаємо модуль зубчастого зачеплення

Для цього визначимо міжосьову відстань

$$M_4 = \frac{M_5}{U_{45} \cdot \mu} = \frac{385}{3,82 \cdot 0,98} = 102,84;$$

де

$$U_{45} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{42}{11} = 3,82;$$

$$\begin{aligned} a_w &= (U_{45} + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{10000}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{K_H \cdot M_4}{\psi_a \cdot U_{45}}} = \\ &= (3,82 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{10000}{640}\right)^2 \cdot \frac{1,5 \cdot 102,85}{0,3 \cdot 3,82}} = 154,39 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Модуль

$$m = 2 \cdot a_w / (u_{45} + 1) z_4);$$

$$m = 2 \cdot 154,39 / (3,82 + 1) 11) = 5,82 \text{ мм.}$$

Округлюємо до стандартного значення 6 мм.

За таблицями знаходимо для даної зубчастої пари коефіцієнти зсуву x_4 й x_5 і коефіцієнт зрівняльного зсуву Δy :

$$x_4 = 0,66 \quad x_5 = 0,71 \quad \Delta y = 0,16.$$

Визначаємо кут зачеплення:

$$\begin{aligned} inv \alpha_w &= 2 \cdot \frac{(X_4 + X_5) tg 20^\circ}{z_4 + z_5} + inv 20 = \\ &= 2 \cdot (0,66 + 0,71) \frac{tg 20^\circ}{11 + 42} + 0,0149 = 0,0337. \end{aligned}$$

$$\text{Кут } \alpha_w = 25,9^\circ.$$

Сума коефіцієнтів зсуву:

$$x = x_4 + x_5 = 0,66 + 0,71 = 1,37.$$

Сума чисел зубців:

$$z_\Sigma = z_4 + z_5 = 11 + 42 = 53.$$

Коефіцієнт сприйманого зсуву:

$$y = x - \Delta y = 1,37 - 0,16 = 1,21.$$

Радіуси ділильних кіл, мм:

$$r_4 = \frac{m \cdot z_4}{2} = \frac{6 \cdot 11}{2} = 33 \text{ мм};$$

$$r_5 = \frac{m \cdot z_5}{2} = \frac{6 \cdot 42}{2} = 126 \text{ мм}.$$

Радіуси основних кіл, мм:

$$r_{b4} = r_4 \cdot \cos(\alpha) = 33 \cdot \cos(20^\circ) = 31,01 \text{ мм};$$

$$r_{b5} = r_5 \cdot \cos(\alpha) = 126 \cdot \cos(20^\circ) = 118,4 \text{ мм}.$$

Радіуси початкових кіл, мм :

$$r_{w4} = r_4 \left(1 + \frac{2y}{z_\Sigma} \right) = 33 \left(1 + \frac{2 \cdot 1,21}{53} \right) = 34,51 \text{ мм};$$

$$r_{w5} = r_5 \left(1 + \frac{2y}{z_\Sigma} \right) = 126 \left(1 + \frac{2 \cdot 1,21}{53} \right) = 131,75 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань, мм :

$$a_w = m \left(\frac{z_\Sigma}{2} + y \right) = 6 \left(\frac{53}{2} + 1,21 \right) = 166,26 \text{ мм}.$$

Радіуси кіл западин, мм:

$$r_{f4} = r_4 - m(h_a^* + c^* - x_4) = 33 - 6(1 + 0,25 - 0,66) = 29,46 \text{ мм};$$

$$r_{f5} = r_5 - m(h_a^* + c^* - x_5) = 126 - 6(1 + 0,25 - 0,71) = 122,76 \text{ мм}.$$

Глибина заходу зубців, мм:

$$h_3 = (2h_a^* - \Delta y)m = (2 \cdot 1,0 - 0,16) \cdot 6 = 11,04 \text{ мм}.$$

Висота зуба:

$$h = h_3 + c^*m = 11,04 + 0,25 \cdot 6 = 12,54 \text{ мм}.$$

Радіуси кіл вершин, мм:

$$r_{a4} = r_{f4} + h = 29,46 + 12,54 = 42 \text{ мм};$$

$$r_{a5} = r_{f5} + h = 122,76 + 12,54 = 135,3 \text{ мм}.$$

Крок зачеплення, мм:

$$p = \pi m = 3,14 \cdot 6 = 18,84 \text{ мм}.$$

Товщина зубців по ділильній колах, мм:

$$S_4 = \frac{\pi m}{2} + 2 \cdot x_4 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{3,14 \cdot 6}{2} + 2 \cdot 0,66 \cdot 6 \cdot 0,364 = 12,3 \text{ мм};$$

$$S_5 = \frac{\pi m}{2} + 2 \cdot x_5 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{3,14 \cdot 6}{2} + 2 \cdot 0,71 \cdot 6 \cdot 0,364 = 12,52 \text{ мм}.$$

Основний крок, мм:

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = 18,84 \cdot \cos 20^\circ = 17,7 \text{ мм}.$$

Якісні показники зачеплення.

Визначення коефіцієнта перекриття.

Коефіцієнт перекриття, по якому можна судити про плавність передачі:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a4}^2 - r_{b4}^2} + \sqrt{r_{a5}^2 - r_{b5}^2} - a_w \cdot \sin \alpha_w}{p_b};$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{42^2 - 31,01^2} + \sqrt{135,3^2 - 118,4^2} - 166,26 \cdot \sin 25,9^\circ}{17,7} = 1,2.$$

Коефіцієнт перекриття означає кількість пар зубців, що одночасно входять в зачеплення в часі. Коефіцієнт 1,2 означає, що 40% часу зачеплення здійснюється двома парами зубців, а 60% часу зачеплення – однією парою зубців.

Визначення коефіцієнтів питомого ковзання.

Робочі ділянки профілів зубців перекочуються з ковзанням, тому на цих ділянках виникають сили тертя, у результаті чого зношуються робочі поверхні зубців. Характеристикою шкідливого впливу ковзання є коефіцієнти відносного ковзання, який визначається за формулами:

$$\lambda_4 = 1 + i_{5,4} - \frac{\ell}{x} \cdot i_{5,4};$$

$$\lambda_5 = 1 + i_{4,5} - \frac{\ell}{\ell - x} \cdot i_{4,5},$$

де $i_{4,5}, i_{5,4}$ – передаточні відношення, $\ell = N_1 N_2$ – довжина теоретичної лінії зачеплення, у нашому випадку

$$\ell = 363,1 \text{ мм}; \text{ (беремо із креслення, мм);}$$

$$i_{54} = \frac{\omega_5}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_5} = \frac{11}{42} = 0,26;$$

$$i_{45} = \frac{\omega_4}{\omega_5} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{42}{11} = 3,82$$

x - число, що задається в межах від 0 до " ℓ " через 20-40 мм.

Отримані результати зведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 - Значення коефіцієнтів відносного ковзання λ_4 й λ_5

x	0	20	36,8	55	N _{1P}	100	125	141,4	180	230	290	e
λ_4	$-\infty$	-3,46	-1,31	-0,46	0	0,32	0,5	0,59	0,74	0,85	0,93	1
λ_5	1	0,78	0,57	0,32	0	-0,45	-1	-1,44	-2,76	-5,6	-14,2	$-\infty$

Користуючись даними таблиці 5.1, будемо діаграми значень λ_4 й λ_5 у прямокутній системі координат. Вісь абсцис проводимо паралельно теоретичній лінії зачеплення, вісь ординат - лінія, що проходить через точку N₁. Ділянка заштрихована на діаграмах показує значення λ_4 й λ_5 на робочих ділянках профілів зубців.

КОЛОВІ ДІАГРАМИ будемо на профілях зубців шестірні й колеса, відкладаючи від відповідних точок робочих ділянок профілів зубців відрізки, рівні (або пропорційні) ординатам прямокутних діаграм.

Визначення умови рівно зношеності.

Якщо точка контакту буде на початку практичної лінії зачеплення, то

$$X = AB - \sqrt{r_{a5}^2 - r_{b5}^2} = 104,7 - \sqrt{135,3^2 - 118,4^2} = 39,2.$$

Максимальний коефіцієнт питомого ковзання колеса 4 на ніжки зуба буде

$$v_{4max} = 1 - \frac{AB - X}{U_{45} \cdot X} = 1 - \frac{104,7 - 39,2}{3,82 \cdot 39,2} = 0,56.$$

Якщо точка контакту буде в кінці практичної лінії зачеплення, то

$$X = AB - \sqrt{r_{a4}^2 - r_{b4}^2} = 104,7 - \sqrt{42^2 - 31,01^2} = 76,4.$$

$$v_{5max} = 1 - \frac{U_{45} \cdot X}{AB - X} = 1 - \frac{3,82 \cdot 76,4}{104,7 - 76,4} = 0,82.$$

Умова рівно зношеності:

$$v_{4\max} \cdot U_{45} \neq v_{5\max}; 0,56 \cdot 3,82 \neq 0,82.$$

Колесо 5 буде зношуватись швидше.

Розрахунок на ЕОМ у програмі ZUB

Вхід в програму такий самий, як і в програму МЕСН. При натискуванні на клавішу ZUB.EXE з'явився напис: Введіть ім'я файлу (8 літер максимум). Ввів своє прізвище і натиснув "Enter".

$Z_4 =$
$Z_5 =$
$M_{зр} =$

З'явилася таблиця де Z_4 і Z_5 – числа зубців коліс 4 і 5, зачеплення яких розглядається; $M_{зр}$ – зведений момент рушійних сил в Нм, приймається з розрахунків 1-го аркуша "Динаміка механізму". Після введення цих даних з'явилась таблиця:

$U_{45} =$
$M_4 =$
$a_w =$
$mod =$

$Mod =$	$a_w =$
$a =$	$y =$
$\angle \alpha_w =$	$X_S =$
$X_4 =$	$X_5 =$

Курсор в правій частині можна пересувати між mod і a_w – тобто тут можна міняти значення модуля, якщо треба розрахувати зачеплення при модулі, визначеному не з розрахунку на міцність, та a_w - якщо треба вписатись у задану, а не розраховану міжосьову відстань. При введенні нового значення a_w і натиску на клавішу "Enter", значення коефіцієнтів X_4 і X_5 міняються і з'являються саме ті, які потрібні для вписування у вказану міжосьову відстань. Після цього натиснув "Space" і з'явилась велика таблиця, в якій я ввів значення X_4 і X_5 і натиснув "Enter", з'явились усі необхідні розміри зубчатих коліс 4 і 5, а також їх якісні характеристики. Унизу лівої таблиці є значення $U \cdot v_{4\max} = i \cdot U \cdot v_{5\max}$. Міняючи значення X_4 і X_5 в межах їх границь, можна рівності вказаних параметрів, тобто забезпечити умову рівнозношеності.

Результати розрахунку на ЕОМ у програмі ZUB наведені на рисунку 5.1:

Z4 = 11 Z5 = 42 Mзр = 164.77					
X4min = 0.3529 X4 = 0.66 X4max = 0.8036	X5min = -1.4706 X5 = 0.71 X5max = 2.0529	A = 159.00 M4 = 44.03	Modul = 6.0 U45 = 3.8182		
Rb4 = 31.0099 Ra4 = 41.8980 Rw4 = 34.4856 R4 = 33.0000 Rf4 = 29.4600 S4 = 12.3074 Sa4 = 2.5419 [Sa4] = 1.2000	Rb5 = 118.4013 Ra5 = 135.1980 Rw5 = 131.6724 R5 = 126.0000 Rf5 = 122.7600 S5 = 12.5258 Sa5 = 4.6421 [Sa5] = 1.2000	Aw = 166.158 Ea = 1.1711 <Aw = 25.95 U45 = 3.8182 y = 1.1930 dy = 0.1770	N 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10	U4 -неск. -1.357 -0.048 0.389 0.607 0.738 0.825 0.888 0.935 0.971 1.000	U5 1.000 0.576 0.045 -0.636 -1.545 -2.818 -4.727 -7.909 -14.273 -33.364 -неск.
U4max = 1.3004 U*U4max = 4.9651	U5max = 1.4163 U5max = 1.4163				
ENTER : Розрахунок		Space : Продовження		ESC Вертання	F5 Печать F10 Вихід

Рисунок 5.1– Результати розрахунку на ЕОМ у програмі ZUB (скріншот)

6 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

Вхідні дані.

Для проектування заданий кулачок з плоским штовхачем. Максимальний хід штовхача $h_{max} = 22$ мм. Кут віддалення $\varphi_1 = 140^\circ$, кут дальнього стояння $\varphi_2 = 40^\circ$, кут наближення $\varphi_3 = \varphi_1 = 140^\circ$. Закон руху штовхача заданий у вигляді аналогу прискорення, що описано так: 0, C_0 , C_3 , 4, C_5 , C_8 , 8. Тип кулачкового механізму 2.

Визначення закону руху штовхача.

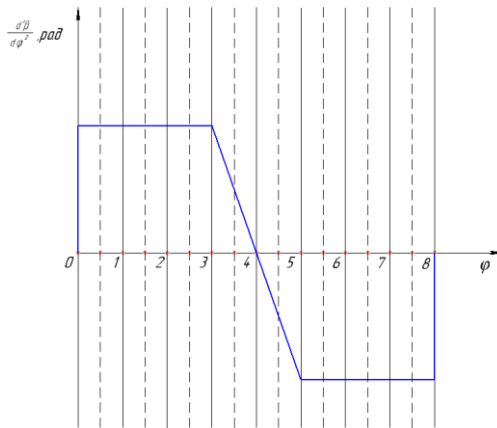


Рисунок 6.1– Заданий закон зміни аналога прискорення

Кути повороту кулачка перенесемо на креслення з масштабним коефіцієнтом:

$$\mu_\varphi = \frac{\pi \cdot \varphi_1}{180 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 140}{180 \cdot 140} = 0,0174 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

Будуємо графік аналога прискорення- ломана лінія .

Будуємо графік $d^2S/d\varphi^2 = d^2S/d\varphi^2(\varphi)$.

Методом графічного інтегрування графіка $d^2S/d\varphi^2 = d^2S/d\varphi^2(\varphi)$ будуємо графік аналога швидкості $dS/d\varphi = dS/d\varphi(\varphi)$.

Ділимо фазові кути φ_1 і φ_3 на рівне число частин - розбиття повинні проходити через вершини і «нулі» графіка.

Приймаємо полюсну відстань $H_1 = 50$ мм. Отримуємо графік аналога швидкості $dS/d\varphi = dS/d\varphi(\varphi)$.

Аналогічно будемо графік переміщення штовхача $S = S(\varphi)$, задавшись полюсною відстанню $H_2 = 60$ мм.

Отримуємо графік переміщення штовхача $S = S(\varphi)$.

Визначаємо масштабні коефіцієнти всіх параметрів.

Масштаб часу: $\mu_t = \mu_\varphi / \omega_k$, де ω_k - кутова швидкість кулачка.

$$\omega_k = \pi n_k / 30 = 3,14 \cdot 87 / 30 = 9,11 \text{ с}^{-1}$$

$$\mu_t = 0,0174 / 9,11 = 0,0019 \text{ с/мм.}$$

Знаючи максимальний хід штовхача, визначаємо масштаб переміщення:

$$\mu_s = h_{\max} / y_{\max} = 22 \cdot 10 - 3 / 79,1 = 0,28 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм,}$$

де $y_{\max}$ - максимальна ордината графіка $S = S(\varphi)$.

Між масштабами діаграм при графічному інтегруванні існують такі залежності:

$$\mu_{ds/d\varphi} = \mu_s / H_2 \cdot \mu_\varphi = 0,28 \cdot 10 - 3 / 60 \cdot 0,0174 = 0,27 \cdot 10 - 3 \text{ м/мм.}$$

В свою чергу

$$\begin{aligned} \mu_{d^2S/d\varphi^2} &= \mu_{ds/d\varphi} / H_1 \mu_\varphi = 0,27 \cdot 10 - 3 / 50 \cdot 0,0174 \\ &= 0,31 \cdot 10 - 3 \text{ м/мм.} \end{aligned}$$

Ці ж графіки дозволяють також отримати масштаби лінійних швидкостей і прискорень:

$$\begin{aligned} \mu_v &= \omega_k \mu_{ds/d\varphi} = 9,11 \cdot 0,27 \cdot 10 - 3 = 0,0025 \frac{\text{мс}^{-1}}{\text{мм}}; \\ \mu_a &= \omega_k^2 \mu_{d^2S/d\varphi^2} = 9,11^2 \cdot 0,31 \cdot 10 - 3 = 0,0257 \text{ мс}^{-2} / \text{мм,} \end{aligned}$$

де ω_k - кутова швидкість кулачка, рад/с.

Визначення мінімального радіуса кулачка.

Завданням динамічного синтезу є визначення такого мінімального радіуса кулачка, при якому змінний кут передачі γ в жодному одному положенні не був менше $\gamma_{\min}$.

Для визначення r_0 потрібно скласти графік $S = S(\varphi)$ до графіка $d^2S/d\varphi^2(\varphi)$ в масштабі μ_s . Після цього від нижнього краю графіка відкладаємо вниз відрізок $a = 40$ мм.

$$r_0 = 39,29 \text{ мм} - \text{відстань від осі до нижнього края.}$$

Профілювання кулачка

При профілюванні кулачка застосовується метод обертання руху, згідно з яким всій системі, а саме, кулачку, штовхачу і його напрямних надається кутова швидкість, рівна, але протилежна кутовій

швидкості кулачка, тоді кулачок буде зупинений, а штовхач буде обертатися навколо центру кулачка, описуючи острієм його центровий профіль.

Для розглянутого кулачкового механізму з центральним кулачком, приймаючи масштаб $\mu_L = 0,31 \times 10^{-3}$ м/мм, з довільного центра O проводимо коло, радіусом рівним r_O . Вісь руху штовхача проходить через центр обертання кулачка O . Напрямок обертання кулачка ω_K задано.

В напрямку зверненого руху - ω_K від осі руху штовхача відкладаємо фазові кути $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$, які ділимо так, як вони розділені на графіках. Від отриманих точок перетину цих променів з колом радіуса r_O відкладаємо відрізки ℓ_i з графіка $S = S(\varphi)$ в масштабі μ_L . Проводимо перпендикуляри через отримані точки 1...17. Плавною кривою проводимо внутрішню огинаючу до цих перпендикулярів. Отримуємо профіль кулачка.

Виконаємо синтез кулачкового механізму на ЕОМ у програмі KULAK. Програма KULAK використовується для проектування кулачків з різними типами штовхачів. Вхід до програми такий самий, як і до інших програм. Вхідні дані вводив, відповідаючи на запитання програми. Для уведення закону руху штовхача стрілками $\leftarrow \uparrow \downarrow \rightarrow$ активізував зону уведення закону руху на фазі віддалення або на фазі наближення, пам'ятаючи, що якщо закон руху штовхача на фазі наближення не вказано окремо, то його треба уводити дзеркальним по відношенню до закону руху штовхача на фазі віддалення. При уведенні закону руху штовхача звернув увагу на те, що ділянка на вісі φ , яка пропорційна куту віддалення або наближення, розділена на 16 частин замість 8-и частин, як у бланку завдання. Це зроблено для можливості корегування закону руху в разі коли треба уникнути ударних явищ.

При уведенні закону руху штовхача звернув увагу на те, що ділянка на вісі φ , яка пропорційна куту віддалення або наближення, розділена на 8 частин. Це зроблено для можливості корегування закону руху в разі коли треба уникнути ударних явищ. Після уведення всіх даних, виконуючи команди меню, я побачив, як малюється профіль кулачка. Затим з'явиться таблиця координат профілю кулачка, розрахованих аналітично. Результат розрахунку на ЕОМ у програмі KULAK наведено на рисунках 6.2, 6.3 нижче:

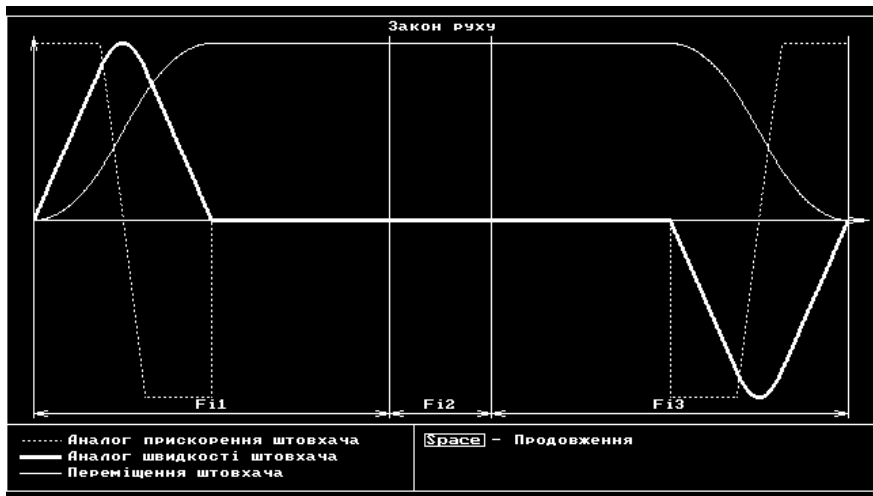


Рисунок 6.2– Результат розрахунку на ЕОМ

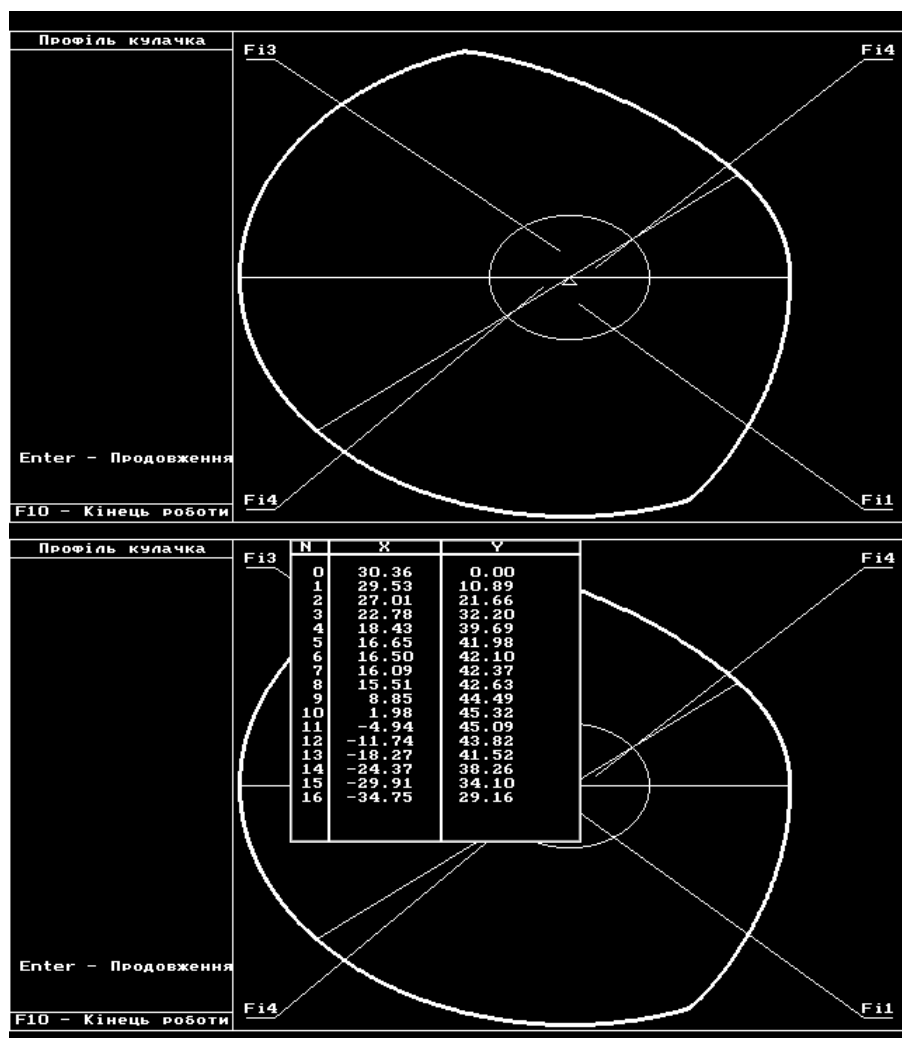


Рисунок 6.3– Результат розрахунку на ЕОМ

ЛІТЕРАТУРА

1. Конспект лекцій з основ опору матеріалів. Конспект лекцій для студентів інженерних спеціальностей усіх форм навчання / Укл.: Скребцов А.А., Омельченко О.С., Кружнова С.Ю., Шалева Н.В., – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2023. – 266 с.

2. Теоретична механіка. Збірник завдань для розрахунково графічних робіт [Текст] / Укл. П.К. Штанько, В.Г. Шевченко, О.С. Омельченко / За ред. Штанька П.К. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2019. – 228 с.

3. Крижанівський, Є.І. Курсове проектування з теорії механізмів і машин [Текст]: учбовий посібник / Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак – Івано-Франківськ, 1996. – 357 с.

4. Конспект лекцій з дисципліни “Теорія механізмів і машин”. Структурний аналіз та синтез механізмів [Текст] / Укл. Б.М. Кутепов – Запоріжжя: ЗДТУ, 2000. – 44 с

5. Методичні вказівки до виконання розділів курсової проекту (роботи) з дисципліни Теорія механізмів і машин у програмних засобах комп’ютерного класу кафедри «Механіка» для студентів механічних спеціальностей всіх форм навчання [Текст] / Укл.: А.А. Скребцов, С.Ю. Кружнова, В.Г. Шевченко – Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. – 10 с.

6. Методичні вказівки до виконання окремих розділів курсового проекту (роботи) з дисципліни Теорія механізмів і машин для студентів механічних спеціальностей всіх форм навчання [Текст] / Укл.: А.А.

Скребцов, С.Ю. Кружнова, В.Г. Шевченко - Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. – 19 с.

7. Положення про курсовий проект з дисципліни «Теорія механізмів і машин. Для студентів спеціальностей: 6.050502 – технологія машинобудування, – металорізальні верстати та системи, – обладнання для обробки металів тиском, – обладнання ливарного виробництва, 6.050503 – двигуни внутрішнього згоряння, – колісні та гусеничні транспортні засоби, – підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини і обладнання, 6.051102 – технологія будування авіаційних двигунів, всіх форм навчання [Текст] / Укл. С.Ю. Кружнова, А.Д. Фурсіна, А.А. Скребцов - Запоріжжя: ЗНТУ, 2016.- 23 с.