

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства та
природокористування
Навчально-науковий механічний інститут
Кафедра теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства



02-05-151М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних занять з навчальної дисципліни
«Теорія механізмів і машин» для здобувачів вищої освіти
першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною
програмою «Верстати та технології механічної обробки
матеріалів» спеціальності 131 «Прикладна механіка»
денної та заочної форм навчання



Рекомендовано науково-
методичною
радою з якості ННМІ
Протокол № 3
від 28.11.2023 р.

Рівне – 2023

Методичні вказівки до лабораторних занять з навчальної дисципліни «Теорія механізмів і машин» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Верстати та технології механічної обробки матеріалів» спеціальності 131 «Прикладна механіка» денної та заочної форм навчання. [Електронне видання] / Похильчук І. О. – Рівне : НУВГП, 2023. – 32 с.

Укладач: Похильчук І. О., кандидат технічних наук, доцент кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства.

Відповідальний за випуск Козяр М. М., доктор педагогічних наук, доцент, завідувач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства.

Керівник групи забезпечення спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Стрілець О. Р.

З М І С Т

Вступ.....	3
Лабораторна робота №1.....	3
Лабораторна робота №2.....	7
Лабораторна робота №3.....	10
Лабораторна робота №4.....	15
Лабораторна робота №5.....	17
Лабораторна робота №6.....	20
Лабораторна робота №7.....	23
Лабораторна робота №8.....	26
Література.....	32

© І. О. Похильчук, 2023

© Національний університет
водного господарства та
природокористування, 2023

ВСТУП

«Теорія механізмів і машин» є науковою основою проектування і дослідження механізмів і машин. Для засвоєння студентами цього курсу велика увага приділяється лабораторному практикуму – важливому етапу самостійної роботи студента щодо засвоєння методів дослідження механізмів і машин, їх структури, кінематики, динаміки, а також розв’язування деяких прикладних задач з теорії механізмів.

Метою виконання лабораторних робіт є закріплення основних теоретичних положень, розкриття глибшого розуміння фізичної сторони явищ і питань, що вивчаються в курсі ТММ, а також набуття практичних навичок методів дослідження механізмів і машин.

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теорія механізмів і машин» призначені для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Верстати та технології механічної обробки матеріалів» за спеціальністю 131 «Прикладна механіка» денної та заочної форм навчання.

Дані методичні вказівки дозволяють забезпечити максимальну самостійність студентів під час підготовки до лабораторних робіт та їх виконання; повністю відповідають ОПП «Верстати та технології механічної обробки матеріалів».

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1

СКЛАДАННЯ СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ І ПРОВЕДЕННЯ СТРУКТУРНОГО АНАЛІЗУ МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: Набути навички у складанні структурної схеми механізму на основі його фізичної моделі, а також у проведенні структурного аналізу даного механізму за класифікацією Л.В.Ассура – І.І. Артоболевського.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Щоб скласти структурну схему досліджуваного механізму, необхідно визначити кількість ланок і кінематичних пар, визначити види рухів ланок, їх функціональне призначення, і назву. По кількості відносних рухів між ланками в кінематичних парах визначити класи

останніх.

Для виконання цієї роботи необхідно засвоїти наступні поняття: *механізм, ланка механізму, кінематична пара, елементи кінематичної пари, нижчі і вищі кінематичні пари, кінематичний ланцюг, група Ассура*. Необхідно знати, чим відрізняються деталь і ланка, а також такі поняття: *стояк, кривошип, шатун, повзун, коромисло, куліса, повзун куліси (ковзаючий камінь)*.

Слід засвоїти, що плоский механізм з нижчими парами утворюється послідовним приєднанням до однієї або декількох ведучих ланок кінематичних ланцюгів з нульовою рухомістю (*груп Ассура*). Структурний аналіз такого механізму полягає у виділенні ведучих ланок і структурних груп з додержанням порядку їх приєднання при утворенні механізму, причому слід чітко засвоїти, що структурний аналіз (виділення груп Ассура) проводиться в порядку, протилежному утворенню механізму, тобто, починається з останньої групи Ассура.

Для виконання структурного аналізу механізму потрібно скласти його структурну схему. *Структурна схема* механізму – умовне зображення ланок та кінематичних пар, що утворюють механізм. Вона відрізняється від *кінематичної схеми* тим, що її креслять без масштабу і зазначення розмірів ланок, а кінематичні пари і ланки зображують умовно, згідно *ГОСТ 2.770-68*. При вивченні питання про класифікацію кінематичних пар, необхідно звернути увагу на те, що *клас* тієї чи іншої кінематичної пари визначається *числом умов зв'язку*. Так, наприклад кінематичні пари *п'ятого класу* накладають п'ять умов зв'язку на відносний рух ланок і допускають одну ступінь вільності – це *обертальні* або *поступальні* пари. Кінематичні пари *четвертого класу* накладають чотири умови зв'язку і допускають дві ступені вільності.

Кінематичні пари *п'ятого класу* в плоских механізмах майже завжди бувають *нижчими*, а кінематичні пари *четвертого класу* – майже завжди *вищими*.

Якщо у механізмі зустрічаються вищі кінематичні пари, то для проведення структурного аналізу необхідно замінювати цей механізм еквівалентним йому з нижчими парами, тобто будувати *замінювальний механізм*.

При цьому дві ланки, що утворюють вищу кінематичну пару, можна замінити трьома ланками, які сполучені між собою двома нижчими парами, тобто на заміну однієї вищої кінематичної пари вводимо додатково одну ланку і дві нижчі кінематичні пари.

Завдання структурного аналізу механізмів полягав в тому, щоб

з'ясувати їх структуру, що може виявитися корисним для вибору методів кінематичного чи кінетостатичного аналізу механізму, а також для визначення порядку переходу від одних його точок до інших під час кінематичного аналізу та в інших випадках.

Під час структурного аналізу складного механізму слід мати на увазі послідовність утворення механізму за методом Ассура, а розкладення механізму на групи Ассура і вихідний механізм починають, як уже вказувалось раніше, з групи, яку повинні були приєднувати до решти ланок кінематичного ланцюга в останню чергу.

Група Ассура – це кінематичний ланцюг з нульовою рухомістю.

Рухомість механізму, до складу якого входять лише кінематичні пари п'ятого класу, можна визначити за формулою

$$W = 3n - 2p_5. \quad (1.1)$$

Тобто якщо $W = 0$, то це і буде група Ассура. Підставивши це значення у формулу (1.1), $3n - 2p_5 = 0$, звідки випливає $n = \frac{2}{3}p_5$.

З останнього виразу неважко вияснити, що група Ассура може складатися з двох ланок і трьох кінематичних пар, або чотирьох ланок і шести кінематичних пар і т.п.

Групи, які складаються з двох ланок і трьох кінематичних пар називають двоповодковими і відносять до *II класу*. Групи, які в своєму складі мають трикутні або чотирикутні контури відносять відповідно до *III* та *IV класів* і т.д.

Порядок груп Ассура визначається кількістю вільних повідків.

Групи Ассура *II класу* діляться на 5 видів: в залежності від співвідношення обертальних та поступальних кінематичних які входять в дану групу Ассура.

Клас механізму визначається найвищим класом групи Ассура, яка входить в цей механізм.

Ступінь рухомості просторового механізму визначається за формулою *Сомова-Малишева*

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (1.2)$$

де n – число рухомих ланок; $p_1 - p_5$ – відповідно, число кінематичних пар першого-п'ятого класів.

Механізм I класу – це ведуча ланка зі стояком.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Оглянути модель механізму, встановити характер відносного руху ланок. За виглядом відносних рухів кожної пари спряжених ланок визначити клас і вид всіх кінематичних пар.

2. Замінити вищі кінематичні пари, якщо такі є в механізмі, кінематичними ланцюгами або ланками, які входять лише в нижчі кінематичні пари. При цьому повинна задовільнятися умова: рухомість механізму повинна залишитись незмінною.

3. Накреслити структурну схему механізму. Пронумерувати ланки арабськими цифрами, а кінематичні пари позначити, великими буквами латинського алфавіту.

4. Скласти перелік усіх ланок і кінематичних пар, що входять в механізм і визначити їх назву, клас і вид; результати досліджень занести в табл. 1.1 і 1.2.

5. Визначити за формулою *Сомова-Малишева* ступінь рухомості механізму, виключивши, якщо є, зайві рухомості та пасивні умови зв'язку.

6. Зобразити окремо всі структурні одиниці механізму (групи Ассура та механізм *I класу*) в порядку їх від'єднання від механізму, зберігши нумерацію ланок і пар, прийняту на структурній схемі механізму.

7. Зробити висновки про клас, порядок і вид кожної групи Ассура (результати занести в табл. 1.3), а також про клас механізму в цілому.

Таблиця 1.1

Назва ланок	
<i>Номер ланки</i>	<i>Назва ланки</i>
0	
1	
2	
3	
4	
5	

Таблиця 1.2

Класифікація кінематичних пар

<i>Номер ланок, які створюють кінематичні пари</i>	<i>Зображення кінематичної пари</i>	<i>Клас і вид пари</i>	<i>Вища чи нижча</i>

Таблиця 1.3

Класифікація структурних одиниць

<i>Зображення структурних одиниць</i>	<i>Клас</i>	<i>Вид</i>	<i>Порядок</i>

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №2**ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС**

Мета роботи: Експериментально-розрахунковим шляхом визначити крок p ; модуль m ; діаметри кіл: вершин d_a , початкового d_0 , ділительного d_w , основного d_b , западин d_f ; висоти головки h_a і ножки h_f зуба; висоту зуба h .

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Крок і модуль зачеплення можна визначити виходячи із наступних властивостей евольвенти (рис.2.1):

– загальна нормаль NN до різнойменних евольвентних профілів зубців зубчастого колеса являється також і дотичною до основного кола колеса;

– довжини відрізків AB і AC загальної нормалі NN відповідно рівняються довжинам дуг A_0B_0 і A_0C_0 , основного кола.

Звідси виходить, що охопивши губками штангенциркуля спершу n , а потім $n + 1$ зубців колеса, вимірюють довжини відрізків l_n і l_{n+1} , які рівні відповідно дугам A_0B_0 і A_0C_0 основного кола. Різниця довжин цих дуг дорівнює кроку p_ϵ на основному колі:

$$p_\epsilon = l_{n+1} - l_n. \quad (2.1)$$

З другої сторони основний крок p_ϵ можна визначити за формулою:

$$p_\epsilon = p_t \cos \alpha_w = \pi m_t \cos \alpha_w, \quad (2.2)$$

де p_t – коловий крок зубців, мм.

Із рівностей (2.1) і (2.2) знаходимо коловий модуль зубців

$$m_t = \frac{p_t}{\pi \cos \alpha_w} = \frac{l_{n+1} - l_n}{\pi \cos \alpha_w}. \quad (2.3)$$

Для циліндричних прямозубих коліс $m_t = m_n$.

Для нормального (нульового) евольвентного зачеплення $d_o = d_w$ (діаметр початкового кола рівний діаметру ділильного кола), кут зачеплення $\alpha_w = 20^\circ$.

Число зубців n , які підлягають охопленню, вибирають в залежності від числа зубців z на досліджуваному колесі з табл.2.1.

Таблиця 2.1

Залежність $n = f(z)$

z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72	73-81
n	2	3	4	5	6	7	8	9

Число зубців колеса z визначається безпосередньо підрахунком.

Коловий модуль можна визначити також за формулою:

$$m_t = \frac{d_a}{z+2}, \quad (2.4)$$

де d_a – діаметр кола вершин зубчастого колеса (вимірюється штангенциркулем).

Із-за неточності виготовлення колеса і похибки вимірювання, значення m_t підраховані за формулами (2.3) і (2.4), можуть в незначній мірі відрізнятися одне від одного. За обчисленими величинами m_t приймають стандартний модуль m_n згідно *ГОСТ 9563-60*.

Схема до визначення параметрів зубчастого колеса

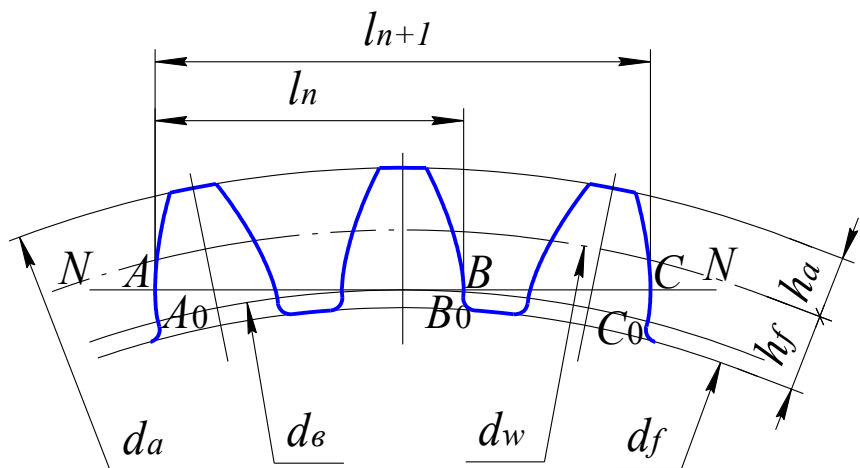


Рис.2.1.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Підрахувати число зубців z колеса.
2. Визначити (див. табл.1) число зубців n для охоплення штангенциркулем при вимірюванні загальної нормалі.
3. Заміряти (тричі) штангенциркулем довжини відрізків l_n і l_{n+1} загальної нормалі NN і підрахувати їх середнє значення.
4. Визначити модуль зацеплення m_t за формулою (2.3).
5. Заміряти (тричі) діаметр вершин зубців колеса d_a і визначити його середнє значення.
6. Визначити модуль зацеплення m_t за формулою (2.4).
7. За обчисленими величинами m_t прийняти стандартний модуль m_n згідно ГОСТ 9563-60.
8. Результати досліджень занести в табл.2.2.
9. Зробити висновки.

Примітка: рис.2.1 залежний від числа зубців колеса, що досліджується.

Таблиця 2.2

Результати вимірювань і розрахунків

Число зубів колеса $z =$							
Число зубів, які підлягають обхвату штангенциркулем $n =$							
Вимірювані величини	№ виміру			Середнє значення величин	$m_t, \text{мм}$	$m_n, \text{мм}$	
	1	2	3				
$l_n, \text{мм}$							
$l_{n+1}, \text{мм}$							
$d_a, \text{мм}$							
p_n	d_w	d_e	d_a	d_f	h_a	h_f	h

$$p_n = \pi m_n, d_w = m_n z, d_f = d, d_a = d_w + 2m_n, d_f = d_w - 2,5m_n, \\ h_a = m_n, h_f = 1,25m_n, h = h_a + h_f.$$

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3**КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ З НЕРУХОМИМИ І РУХОМИМИ ОСЯМИ**

Мета роботи: Ознайомитися з різними видами зубчастих механізмів з нерухомими та рухомими осями; навчитися складати кінематичні схеми по реальних зубчастих механізмах та їх моделях і визначати передаточні відношення.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

У вантажопідійомних, транспортуючих, будівельних, дорожніх, меліоративних та інших машинах для забезпечення передачі обертального руху від двигуна до робочого органа із зміною параметрів обертання, широко застосовуються зубчасті механізми. Такі механізми називаються механізмами передач (див. *рис.3.1, 3.2 і 3.3*). Найпростішим механізмом передачі є трьохланковий механізм, який складається зі стояка і двох рухомих ланок, які входять в дві обертальні п'ятого та одну четвертого класу кінематичні пари (див. *рис.3.1*)

Для забезпечення необхідних параметрів обертання частіше

використовуються більш складні механізми передач (див. *рис.3.2* і *3.3*).

По взаємному розміщенню осей, механізми з нерухомими осями бувають: з паралельним розміщенням осей (механізми з циліндричними колесами, *рис.3.1, а і б*); осі перетинаються (механізми з конічними колесами, *рис.3.1, в*); осі перехрещуються (черв'ячна передача, *рис.3.1, г*). Механізми з паралельними осями обертання коліс називаються плоскими (див *рис.3.1, а і б*), а з осями, що перетинаються або перехрещуються – просторовими, (див *рис.3.1, в і г*). Зубчасті механізми бувають з зовнішнім (*рис.3.1, а*) та внутрішнім зачепленням (*рис.3.1, б*).

На *рис.3.2* наведені зубчасті механізми з рухомими осями планетарні (*рис.3.2, а*) та диференціальні (*рис.3.2, б*). Такі механізми мають зубчасті колеса – сателіти з рухомими у просторі геометричними осями. Вони складаються із центрального *1* і опорного *3* зубчастих коліс, сателітів *2* і *2'* та рухомої ланки – водила *4*. Опорне колесо *3* для планетарних механізмів (*рис.3.2, а*) нерухоме, а для диференціальних (*рис.3.2, б*) – рухоме. Планетарні механізми мають одну ступінь вільності, диференціальні – дві та більше.

Передачі з рухомими осями

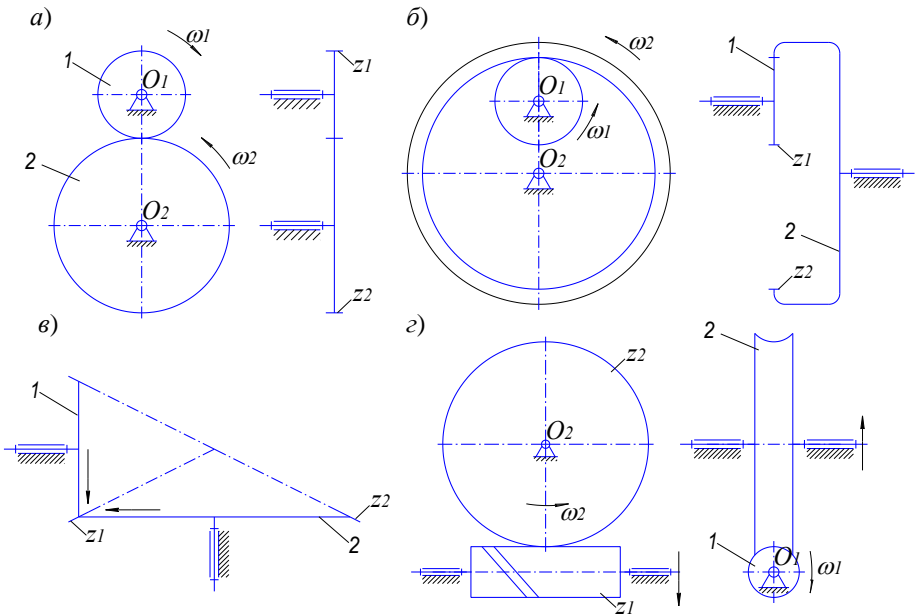


Рис.3.1.

а - циліндрична з зовнішнім зачепленням; *б* - циліндрична з внутрішнім зачепленням; *в* - конічна: *г* – черв'ячна

Складні зубчасті механізми з нерухомими осями поділяються на ступінчасті ряди і ряди з паразитними колесами. Ступінчастий ряд зубчастих коліс (рис.3.3, а) складається, наприклад, з трьох ступенів: перший – це колеса z_1 і z_2 , другий – колеса z_3 і z_4 , третій – колеса z_5 і z_6 . Ряд із паразитними колесами можна розглядати як окремий випадок ступінчастого ряду – на всіх валах цих механізмів закріплено лише по одному колесу.

Зубчасті механізми можуть бути комбіновані складатися з рядних і планетарних механізмів (рис.3.3, б).

В кінематичний аналіз зубчастих механізмів з нерухомими та рухомими осями входить визначення передаточних відношень: між окремими парами ланок і загального. Передаточне відношення прийнято позначати u з індексами, які вказують номер відповідної ланки. Наприклад, передаточне відношення від ланки 1 до ланки 2 (рис.3.1, а, б, в) буде:

Передачі з рухомими осями

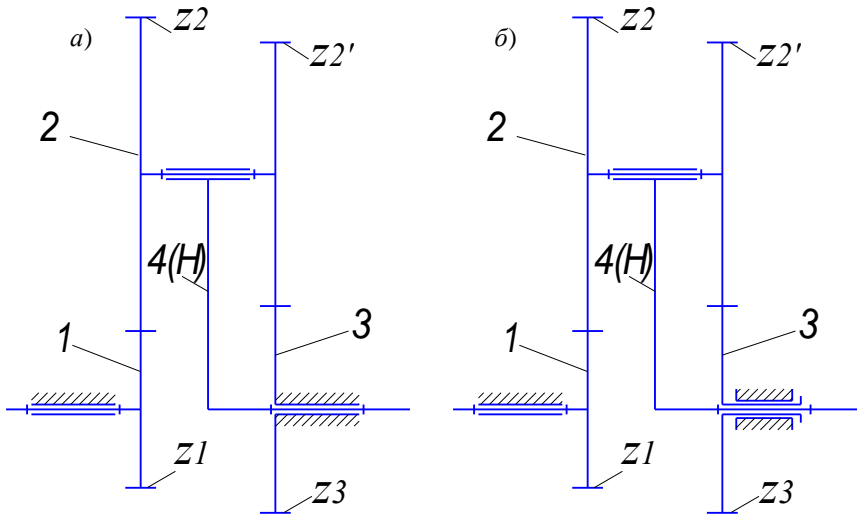


Рис.3.2.

а - планетарна; б – диференціальна

Складні зубчасті передачі

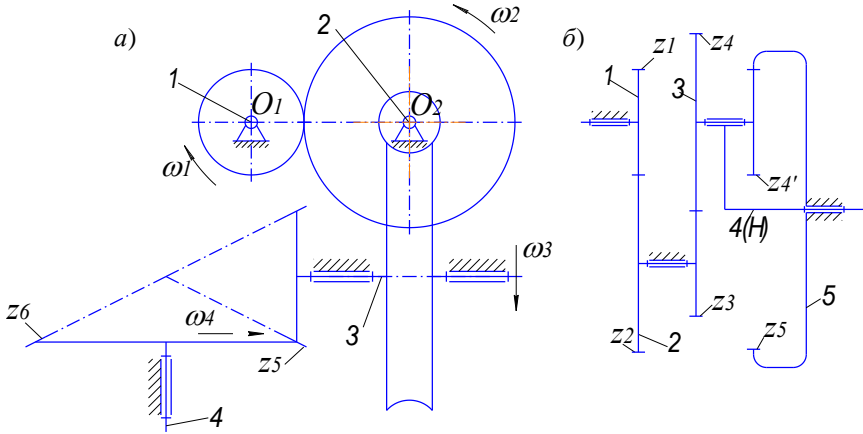


Рис.3.3.

a – з нерухомими осями; *б* – комбіновані

$$u_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1},$$

де ω_1 і ω_2 – відповідно кутові швидкості, а z_1 і z_2 – число зубців ланок 1 і 2; знак "плюс" відповідає однаковому напрямку обертання ланок (внутрішнє зачеплення, *рис.3.1, б*), знак "мінус" – протилежному (зовнішнє зачеплення, *рис.3.1, а*). Врахування знаків ведуть тільки для плоских механізмів. При визначенні напрямків обертання коліс просторових механізмів, користуються методом стрілок. Якщо передаточне відношення зубчастої передачі більше одиниці $u > 1$, то вона називається *редуктором*, в іншому випадку – *мультиплікатором*.

Для редукторних передач користуються поняттям передаточного числа. Редукторні передачі, можуть використовуватись і як мультиплікаторні, якщо замінити напрямку передачі потужності на протилежний. Таке можливо для несамогальмівних передач. Самогальмівною є черв'ячна передача (*рис.3.1, г*).

Для багатоступінчастих зубчастих механізмів загальне передаточне відношення буде рівне добуткові окремих передаточних відношень

$$u_{1n} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot \dots \cdot u_{(n-1)n},$$

де n – число рухомих ланок (валів на яких встановлені зубчасті колеса).

Кінематичне дослідження планетарних механізмів проводять аналітичним та графічним методами.

Аналітичний метод ґрунтується на застосуванні метода інверсії, суть

якого в тому, що всім ланкам механізму надається додаткове обертання з протилежно спрямованою кутовою швидкістю водила (метод Вілліса).

Для аналітичного визначення передаточних відношень планетарних механізмів, наприклад *рис.3.2, а*, задаємо всім ланкам кутову швидкість рівну по величині і протилежну по напрямку кутовій швидкості водила. Тоді водило "зупиниться" – стане стояком, а механізм з планетарного перетвориться в зубчастий з нерухомими осями (обернений).

Кутові швидкості ланок планетарного та оберненого механізмів вказані в *табл.3.1* і *3.2*.

Передаточне відношення від ланки *1* до *3* в оберненому механізмі, *див.табл.3.2*, буде:

$$u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1^{(3)} - \omega_H^{(3)}}{-\omega_H^{(3)}} = -u_{1H}^{(3)} + 1 = u_{12} \cdot u_{23} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2'}\right),$$

звідси $u_{13}^{(H)} + u_{1H}^{(3)} = 1$, тобто, сума передаточних відношень планетарного і оберненого механізмів завжди рівна одиниці.

Індекси в дужках в формулах вказують нерухомі ланки.

Таблиця 3.1

Кутові швидкості планетарного механізму (*рис.3.2, а*)

Ланка механізму	Кутова швидкість
1 – центральне колесо (z_1) вхідна ланка	$\omega_1^{(3)}$
2 – сателіт (z_2, z_2')	$\omega_2^{(3)}$
3 – опорне колесо (z_3)	$\omega_3^{(3)} = 0$
<i>H</i> – водило, вихідна ланка	$\omega_H^{(3)}$

Таблиця 3.2

Кутові швидкості оберненого механізму

Ланка механізму	Кутова швидкість
1 – центральне колесо (z_1) вхідна ланка	$\omega_1^{(H)} = \omega_1^{(3)} - \omega_H^{(3)}$
2 – колесо (z_2), шестерня (z_2')	$\omega_2^{(H)} = \omega_2^{(3)} - \omega_H^{(3)}$
3 – колесо (z_3) вихідна ланка	$\omega_3^{(H)} = \omega_3^{(3)} - \omega_H^{(3)}$ $= -\omega_H^{(3)}$
<i>H</i> – водило (стояк)	$\omega_H^{(H)} = \omega_H^{(3)} - \omega_H^{(3)} = 0$

При визначенні загального передаточного відношення в комбінованих механізмах, складених з рядних і планетарних передач

(рис.3.3, б) необхідно окремо знайти передаточне відношення рядної частини, а потім планетарної; після цього $u_{1H} = u_{12} \cdot u_{3H}^{(5)}$.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Вивчити конструкцію передачі.
2. Скласти кінематичну схему в відповідності з вимогами *ГОСТ 2.770-68*.
3. Визначити ступінь вільності.
4. Визначити передаточне відношення розрахунковим методом.
5. Перевірити передаточне відношення шляхом обертання вхідної ланки. Для цього поставити крейдою мітку на вхідній і вихідній ланках і підрахувати, скільки обертів зробила вхідна ланка за один оберт вихідної.
6. Зробити висновки.

Примітка: рис.3.1...3.3 залежать від моделей, що досліджуються.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №4

КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ШТОВХАЧА ПЛОСКОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: Набути практичні навички кінематичного аналізу кулачкового механізму.

Для досягнення цієї мети, потрібно в даному кулачковому механізмі з відомим законом руху кулачка (обертання кулачка прийняти рівномірним) виявити закон руху штовхача.

В ході виконання лабораторної роботи, на основі записаного графіка переміщення штовхача і необхідно методом графічного диференціювання побудувати графіки швидкості і прискорення штовхача і зробити висновок про характер роботи даного кулачкового механізму.

ОПИС УСТАНОВКИ

Конструктивне виконання установок для визначення закону руху штовхача плоского кулачкового механізму дуже різноманітне. Одна із схем експериментальної установки показана на *рис.4.1*.

Ведуча ланка – кулачок 1 – нерухомо посаджений на вал, який знаходиться в підшипнику ковзання 2.

Штовхач 3 притискається до кулачка пружиною 4, за допомогою якої здійснюється силове замикання штовхача і кулачка.

Для зменшення тертя у вищій кінематичній парі на кінці штовхача встановлений ролик 5, який котиться на поверхні кулачка під час руху останнього.

Від вала кулачка приводиться в обертальний рух барабан 7 за допомогою конічної зубчастої передачі 6. На барабані 7 закріплюється аркуш паперу, на якому за допомогою олівця 8 записується графік руху штовхача.

Вся установка змонтована на станині 9.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Якщо ланка рухається поступально і є можливість в умовах досліду записати її шлях S як функцію часу t , то швидкість v і прискорення a цієї ланки в будь-який момент часу можна визначити графічним диференціюванням.

Диференціювання дослідної залежності $S = f(t)$ дає закон зміни швидкості ланки, а диференціювання кривої $v = f(t)$ – закон зміни прискорення ланки.

Схема установки для дослідження переміщення штовхача

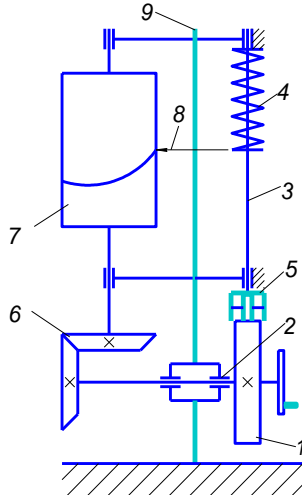


Рис.4.1.

Графічне диференціювання рекомендується виконувати методом хорд (більш простий метод).

Масштаби графіків руху штовхача визначаються наступним чином:

масштаб переміщення $\mu_s = \frac{h}{v}$;

масштаб часу $\mu_t = \frac{60}{n l}$;

масштаб швидкості $\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t H_1}$;

масштаб прискорення $\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t H_2} = \frac{\mu_s}{\mu_t^2 H_1 H_2}$;

де h – повне переміщення (хід) штовхача, мм; v – максимальна ордината на графіку переміщення (в нашому випадку $v = h$), мм; n – кількість обертів за хвилину (частота обертання кулачка – задається), об/хв; l – величина абсциси на графіку, мм; H_1 і H_2 – відстань від початку координат до полюса відповідно на графіках швидкості і прискорення, мм.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Прикріпити аркуш паперу до барабана.
2. Встановити механізм у вихідне положення, в якому штовхач знаходиться внизу.
3. Повільно прокручуючи кулачок навкруг осі, зробити повний оберт кулачка.
4. Зняти папір з барабана і накреслити на ньому координатні осі.
5. Вважаючи обертання кулачка рівномірним, задатись частотою обертання n і обчислити масштаби μ_s і μ_t .
6. Вибравши полюсні віддалі (довільно) H_1 і H_2 графічним диференціюванням (методом хорд) побудувати графіки швидкості і прискорення.
7. Визначити масштаби μ_v і μ_a .
8. Зробити висновки про характер ударів, які виникають в даному кулачковому механізмі.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ КОВЗАННЯ В ПОСТУПАЛЬНІЙ ПАРІ

Мета роботи: Визначити експериментальним шляхом, коефіцієнт тертя ковзання в поступальній парі.

ОПИС УСТАНОВКИ

На горизонтальній плиті приладу 1 (рис.5.1) встановлюється дослідний зразок 2, який за допомогою нитки 3, перекинutoї через блок 4, проводиться в рух тягарем 5. Тягар являє собою різноваги (дріб), які

кладуться в такій кількості, щоб зразок 2 почав рухатись з деяким прискоренням.

Масу тягара m_T потрібно вибрати такою, щоб час t проходження зразком відстані l був не меншим 4-5 секунд, так як при менших значеннях часу руху зразка зменшується точність вимірів секундоміром.

Інструменти для проведення досліду: секундомір, різноваги, метр, комплект досліджуваних зразків.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Так як рух зразка буде рівноприскореним, тоді

$$l = \frac{at^2}{2}, \quad (5.1)$$

звідки прискорення руху буде:

$$a = \frac{2l}{t^2}. \quad (5.2)$$

Схема установки для визначення коефіцієнта тертя

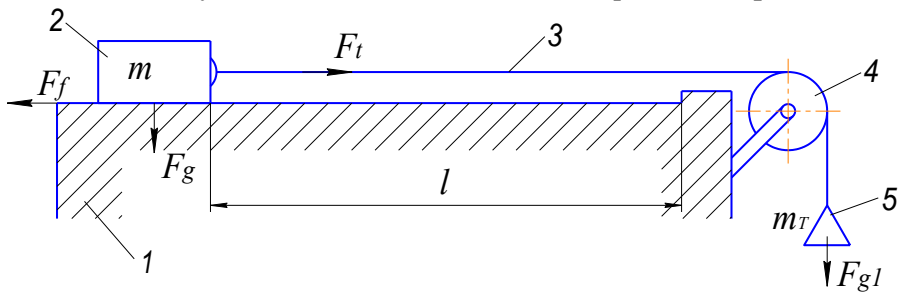


Рис.5.1.

Натяг горизонтальної частини нитки F_t із-за втрат в направляючому блоці буде меншим, ніж натяг вертикальної частини нитки F_{g1} (сили гравітації тягара масою m_T , кг), тобто

$$F_t = F_{g1}\eta = m_T g \eta, \quad (5.3)$$

де η – коефіцієнт корисної дії блока.

Рушійна сила, яка викликає рух зразка масою m з прискоренням буде:

$$F_t - F_f = ma, \quad (5.4)$$

де F_f – сила тертя ковзання, Н.

$$F_f = F_g f = mgf, \quad (5.5)$$

де F_g – сила гравітації зразка масою m , Н; f – коефіцієнт тертя ковзання.

Підстановка в рівність (5.4) значень a , F_t та F_f із (5.2), (5.3) і (5.5) дає:

$$m_T g \eta - m g f = m \frac{2l}{t^2}. \quad (5.6)$$

Щоб вилучити величину к.к.д. η , дослід проводять двічі при різних значеннях маси дослідного зразка m (m_1 – маса зразка без додаткової ваги; m_2 – маса зразка з додатковою вагою) при тих же значеннях l та m_T . При цьому одержують два значення t_1 і t_2 . Тоді рівність (5.6) можна записати так:

$$m_T g \eta - m_1 g f = m_1 \frac{2l}{t_1^2}; \quad (5.7)$$

$$m_T g \eta - m_2 g f = m_2 \frac{2l}{t_2^2}. \quad (5.8)$$

Віднімаючи (5.7) від (5.8) одержимо:

$$(m_1 - m_2) g f = 2l \left(\frac{m_2}{t_2^2} - \frac{m_1}{t_1^2} \right);$$

звідки визначається коефіцієнт тертя ковзання

$$f = \frac{2l}{g(m_1 - m_2)} \left(\frac{m_2}{t_2^2} - \frac{m_1}{t_1^2} \right).$$

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Перевірити горизонтальність положення плити приладу (за допомогою рівня).
2. Зважуванням визначають масу дослідного зразка m_1 .
3. Встановити зразок масою m_2 ($m_2 = m_1 + m_B$, додаткова маса $m_B = 100g$) в лівому крайньому положенні, утримуючи його в цьому положенні рукою.
4. Звільнити зразок і в цю ж мить увімкнути секундомір.
5. Коли зразок переміститься на відстань l (шалька вдариться об підлогу) вимкнути секундомір і записати час руху.
6. Зменшити масу зразка до m_1 (зняти додаткову масу) і повторити дослід.
7. Коефіцієнти тертя визначити для вказаних матеріалів.
8. Для зменшення похибки при визначенні часу руху тіла кожний дослід повторюють тричі; в розрахунок вводиться середнє арифметичне з трьох показів секундоміра.
9. Результати досліджень занести в *табл.5.1*.
10. Зробити висновки.

Таблиця 5.1

Результати вимірювань і розрахунків

Матеріал зразка	Відстань, м l	Маса зразка, кг		Час руху, с		Коефіцієнт тертя ковзання, μ
		m_1	m_2	t_1	t_2	

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №6

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ЛАНКИ МЕТОДОМ
МАЯТНИКОВИХ КОЛИВАНЬ

Мета роботи: Визначити динамічний момент інерції ланки відносно осі, яка проходить через центр маси ланки перпендикулярно площині її руху.

Аналітичні способи визначення динамічного моментів інерції для ланок складної конфігурації потребують великої затрати часу і не завжди дають достатню точність.

Тому в техніці, широко застосовують експериментальні способи, які дають точні результати.

В цій роботі застосовується спосіб, оснований на теорії маятникових коливань.

ОПИС УСТАНОВКИ

Пристосування для визначення динамічного моменту інерції ланки являє собою горизонтальну тригранну призму (рис.6.1), на яку підвішується деталь, що досліджується так, щоб її центральна вісь проходила через точку O_1 , була паралельна ребру призми, тобто осі O_1z . Підвішена деталь являє собою фізичний маятник.

Схема до визначення моменту інерції ланки

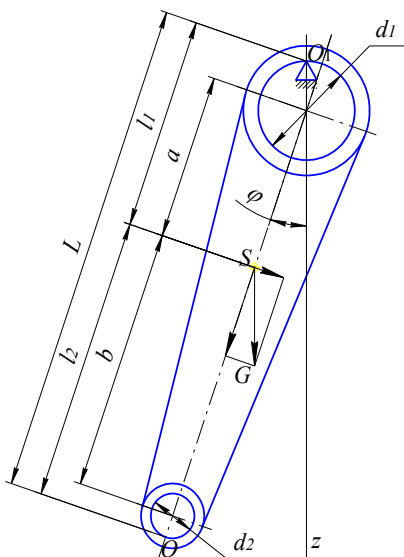


Рис.6.1.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Якщо підвісити ланку на горизонтальне ребро призми, відхилити від положення рівноваги на кут ϕ , а потім відпустити, то під дією складової сили тяжіння вона почне коливатись відносно осі підвісу.

Диференційне рівняння руху ланки має вид:

$$I_z \ddot{\phi} = M_z, \quad (6.1)$$

де $M_z = -mgl_1 \sin \phi$; m – маса ланки, кг; g – прискорення земного тяжіння, м/с²; I_z – динамічний момент інерції ланки відносно осі підвісу, кгм²; l_1 – відстань між віссю підвісу та паралельній їй центральною віссю, м; ϕ – довільне значення кута відхилення ланки від вертикалі, град.

Для малих коливань, коли ϕ не перевищує 10°, з достатньою для технічних розрахунків точністю можна прийняти $\sin \phi \approx \phi$ і тоді рівняння буде мати вигляд

$$\ddot{\phi} + k^2 \phi = 0, \quad (6.2)$$

де k – частота коливань, с⁻¹

$$k^2 = \frac{mgl_1}{I_z}.$$

Відомо, що період коливань

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{I_z}{mgl_1}}, \quad (6.3)$$

звідки, момент інерції ланки

$$I_z = \left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 mgl_1. \quad (6.4)$$

Згідно теореми про моменти інерції відносно паралельних осей, маємо:

$$I_z = I_c + ml_1^2. \quad (6.5)$$

Із формул (6.4) і (6.5), отримаємо

$$I_c = ml_1 \left(\frac{T^2}{4\pi^2} g - l_1 \right). \quad (6.6)$$

Положення центру тяжіння ланки знайдемо методом подвійного підвісу деталі. Спочатку підвісимо ланку в точці O_1 і заміряємо час t_1 , протягом якого вона зробить n повних коливань. Потім підвісимо ланку в точці O і заміряємо час t_2 такого ж числа повних коливань відносно другої осі підвісу. На основі формули (6.5), отримаємо:

$$I_c = ml_1 \left(\frac{\tau_1^2}{\pi^2} g - l_1 \right); I_c = ml_2 \left(\frac{\tau_2^2}{\pi^2} g - l_2 \right), \quad (6.7)$$

де τ_1 і τ_2 – півперіоди коливань, с;

$$\tau_1 = \frac{T_1}{2} = \frac{t_1}{2n}, \quad \tau_2 = \frac{T_2}{2} = \frac{t_2}{2n}, \quad (6.8)$$

l_2 – відстань від центральної осі до другої осі підвісу, м.

З виразів (6.7) і (6.8) знайдемо

$$l_1 = \frac{\left(\frac{\tau_2^2}{\pi^2} g - L \right) L}{\left(\tau_1^2 + \tau_2^2 \right) \frac{g}{\pi^2} - 2L}, \quad (6.9)$$

де L – відстань між точками підвісу, м.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Підвісити ланку на призму.
2. Відхилити ланку на кут, $\phi \leq 10^\circ$ від стану рівноваги і відпустити.
3. Замітити одне з крайніх положень ланки, і одночасно натиснути кнопку секундоміра.
4. Відрахувати від моменту пуску секундоміра $n = 20 \dots 30$ повних коливань ланки, зупинити секундомір і записати його покази, повторити такі досліди 4-5 разів і знайти середнє арифметичне значення t_{cp} .
5. Результати дослідів занести в *табл.б.1*, а розрахунків - *табл.б.2*.
6. Зробити висновки.

Таблиця 6.1

Результати дослідів

№ дослідів	1	2	3	4	5	t_{cp}, c	T, c	τ, c

Таблиця 6.2

Результати замірювань і обрахунків

a, m	b, m	d_1, m	d_2, m	l_1, m	l_2, m	L, m	$m, кг$	$I_z, кгм^2$	$I_c, кгм^2$

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №7

ВИЗНАЧЕННЯ ПРИВЕДЕНОГО КОЕФІЦІЄНТУ ТЕРТЯ І КОЕФІЦІЄНТУ
КОРИСНОЇ ДІЇ ГВИНТОВОЇ ПАРИ

Мета роботи: Провести експериментальні дослідження по визначенню приведенного коефіцієнту тертя і коефіцієнту корисної дії гвинтової пари.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Лабораторна установка (рис.7.1) для дослідження гвинтової пари складається із П-видної рами 1, гвинта 2, гайки 3, двох блоків 4, гнучкої передачі 5, яка виконана у вигляді круглого паса, котрий обмотує гвинт 2, який закріплений до траверси 6.

Відомо, що коефіцієнт корисної дії гвинтового механізму при підйманні вантажу визначається за наближеною формулою

$$\eta = \frac{tg\alpha}{tg(\alpha+\phi)}, \quad (7.1)$$

де α – кут підйому середньої гвинтової лінії різьби, град; ϕ – кут тертя різьби гвинта, град.

Кут підйому α середньої гвинтової лінії різьби визначається із прямокутного трикутника ABC , розгортки витка різьби гвинта (рис.7.2).

$$\alpha = \arctg \frac{H}{\pi d_2}, \quad (7.2)$$

де H – переміщення гвинта, яке відповідає куту його повороту на 360° , м; d_2 – середній діаметр гвинтової лінії різьби, м.

Кут тертя ϕ зв'язаний з коефіцієнтом тертя f залежністю

$$\phi = \arctg f. \quad (7.3)$$

Для багатозаходних гвинтів слід відрізняти крок гвинта і його хід за один оберт

$$H = Kp, \quad (7.4)$$

де K – число заходів (ниток) гвинта.

Схема установки

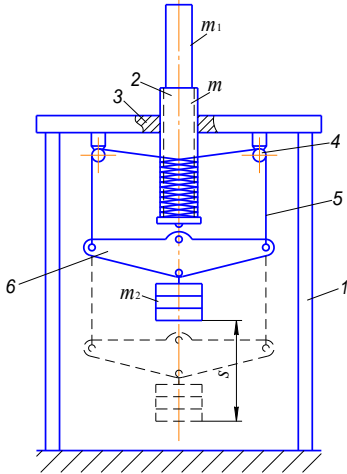


Рис.9.1.

Геометричні параметри різьби

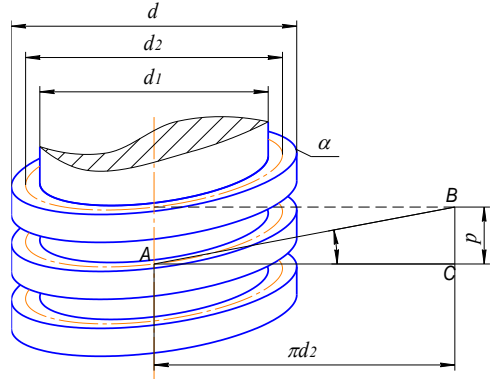


Рис.9.2.

Геометричні параметри різьби гвинта заміряють штангенциркулем. Величина приведенного коефіцієнта тертя f , що відповідає приведеному куту тертя ϕ , визначається експериментальним шляхом.

Якщо навантажити гвинт масою m вантажем масою m_1 , а траверсу – вантажем m_2 , то під дією сили гравітації траверса буде опускатися, а гвинт – обертатися. Гвинт, виконуючи обертально-поступальний рух, буде підіймати вантаж. Для визначення величини $tg(\alpha + \phi)$ використано рівняння руху гвинта у формі рівняння роботи

$$T = A_p - A_o \quad (7.5)$$

де T – кінетична енергія гвинта, Дж; A_p , A_o – робота відповідно рушійних сил і сил опору, Дж.

В розгорнутому вигляді рівняння (7.5) має вид:

$$0,5(I\omega^2 + (m + m_1)v^2) = (M_p - M_o)\beta, \quad (7.6)$$

де I – момент інерції гвинта з вантажем, $кгм^2$; ω – кутова швидкість гвинта, $рад/с$; v – лінійна швидкість гвинта, $м/с$; M_p , M_o – відповідно

моменти рушійних сил і сил опору, Hm ; β – кутове переміщення гвинта, *рад*. При рівномірно-прискореному русі лінійна швидкість вантажу m_2 буде:

$$v_2 = a_2 t = \frac{2s}{t}, \quad (7.7)$$

де a_2 – прискорення вантажу, m/c^2 ; t – час руху вантажу, *с*; s – шлях пройдений вантажем, *м*.

Кутова швидкість гвинта при цьому буде рівна:

$$\omega = \frac{2v_2}{d_2} = \frac{4s}{td_2}, \quad (7.8)$$

а лінійна швидкість гвинта

$$v = \frac{\omega}{2\pi} H = \frac{2sH}{\pi t d_2}, \quad (7.9)$$

де d_2 – середній діаметр різьби гвинта, *м*.

Момент рушійних сил при рівномірно-прискореному русі вантажу знаходять із рівняння

$$M_p = (m_2 g - m_2 a_2) \frac{d_2}{2} = m_2 (g - a_2) \frac{d_2}{2}.$$

Враховуючи значення a_2 із виразу (7.7) знаходимо

$$M_p = m_2 \left(g - \frac{2s}{t^2} \right) \frac{d_2}{2}. \quad (7.10)$$

Загальний момент сил опору гвинтової пари визначається за формулою

$$M_0 = (m + m_1) g \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \phi). \quad (7.11)$$

Кутове переміщення гвинта дорівнює

$$\beta = \frac{2s}{d}. \quad (7.12)$$

Підставляючи значення виразів (7.8)-(7.12) в рівняння руху (7.6), отримаємо:

$$\operatorname{tg}(\alpha + \phi) = \frac{1}{(m+m_1)gt^2} \left(\frac{m_2 d_2 (gt^2 - 2s)}{d} - \frac{8Is}{d^2} \right) - \frac{2sH^2}{\pi^2 gt^2 d_2^2} = A. \quad (7.13)$$

Звідки

$$\phi = \arctg A - \alpha; f = \operatorname{tg} \phi. \quad (7.14)$$

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Ознайомитися з теоретичним обґрунтуванням роботи і конструкцією установки.

2. Визначити геометричні параметри гвинта: число заходів K , крок p , хід H , відповідно зовнішній, внутрішній і середній діаметри d , d_1 , d_2 .

3. Підрахувати кут підйому середньої гвинтової лінії різьби користуючись співвідношенням (7.2).

4. Навантажити гвинт вантажем масою m_1 і підібрати вантаж з такою масою m_2 , щоб при його вільному переміщенні гвинт плавно підіймався.

5. Визначити сумарний динамічний момент інерції гвинта разом з вантажем, що обертається.

6. Заміряти лінійкою величину вільного переміщення вантажу масою m_2 .

7. За допомогою секундоміра визначити час t вільного переміщення вантажу масою m_2 . Досліди виконати 4-5 разів і взяти середнє значення.

8. За формулою (7.1) визначити коефіцієнт корисної дії гвинта і за формулою (7.14) - кут тертя ϕ і коефіцієнт тертя f .

9. Результати експериментальних вимірювань занести в *табл. 7.1*.

10. Зробити висновки.

Таблиця 7.1

Час вільного переміщення вантажу

№ виміру	1	2	3	4	5	Середнє значення
t, c						

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №8

КОМПУВАННЯ СХЕМ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

Мета роботи: Ознайомитись із класифікацією, структурними схемами та принципами побудови схем промислових роботів.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Промисловий робот (ПР) - автоматична машина, яка використовується у виробничому процесі та програмується для виконання функцій, аналогічних функціям людини, при переміщенні предметів виробництва та технологічної оснастки. Для виконання цих функцій ПР оснащений маніпулятором та пристроєм керування.

Маніпулятор - пристрій, призначений для імітації рухів руки людини і керується оператором (біотехнічний маніпулятор) або діє автоматично. До автоматичних маніпуляторів відносять також автооператори – маніпулятори промислового призначення, що мають обмежену кількість

ступенів вільності, зазвичай не більше 3-х і діють, на відміну від маніпуляторів ПР, за жорстким циклом. До ПР також відносять маніпулятори з інтерактивним керуванням – інтерактивні роботи, попеременно керовані оператором або діють автоматично. Ці роботи мають пристрої пам'яті для автоматичного виконання окремих дій. Залежно від форми участі оператора, інтерактивні роботи можуть діяти в двох режимах: автоматизованому та супервізорному.

Інтерактивні роботи, як правило, застосовуються в екстремальних умовах експлуатації, наприклад: обслуговування атомних реакторів, маніпулювання хімічно та вибухонебезпечними речовинами, в умовах техногенних катастроф тощо.

Класифікація ПР (рис. 8.1) здійснюється за ознаками, суттєвими для розробки їхнього певного типу. За призначенням усі роботи поділяються на групи, з яких клас ПР складають роботи, призначені для автоматизації процесів та операцій в машинобудуванні. За характером виконуваних операцій серед промислових роботів виділяються групи з різними виробничо-технологічними ознаками: виробничі (технологічні), підйомно-транспортні (допоміжні) та універсальні роботи, що виконують різні (основні й допоміжні) операції.

Класифікація промислових роботів

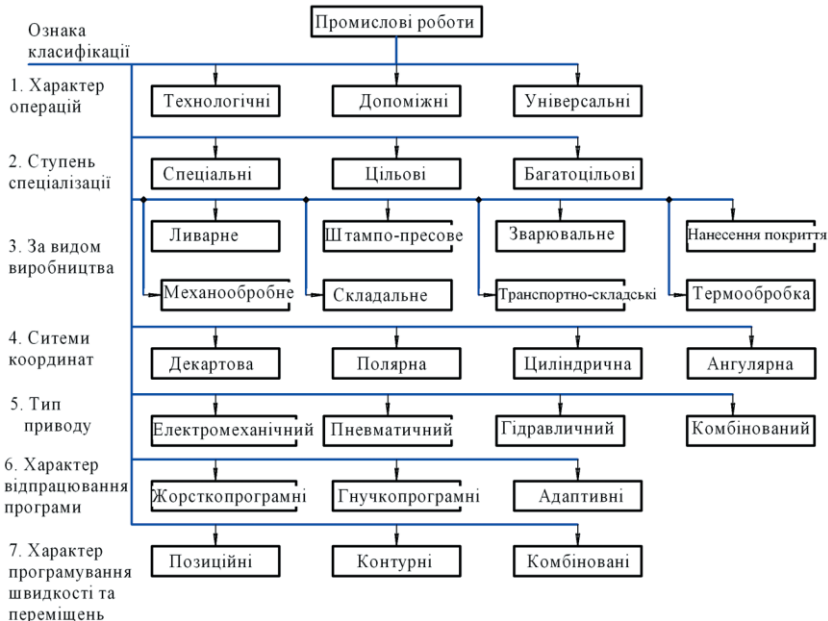


Рис.8.1.

Найбільш ефективним є застосування промислових роботів у складі гнучких виробничих модулів (ГВМ), дільниць та ліній у поєднанні з автоматизованими верстатами середньої розмірної групи при обробці поштучних заготовок. Основними функціями ПР при цьому є:

- 1) встановлення заздалегідь зорієнтованої заготовки в робочу зону верстата;
- 2) знімання деталі з верстата й укладання її в накопичувач;
- 3) кантування деталі (при необхідності);
- 4) очищення базових поверхонь деталей і пристроїв;
- 5) видача технологічних команд (керування обладнанням), контроль деталей.

За видом системи координат розрізняють ПР, що працюють у декартовій, полярній простій, а також полярній складній системах координат. Ангулярною системою координат, на відміну від сферичної, називають систему в якій відсутні кінематичні пари поступального руху, а мають місце тільки циліндричні чи сферичні кінематичні пари. Ангулярна система координат притаманна людині.

Використовуються три типи програмного керування ПР, які класифікуються згідно з характером і дискретністю переміщень ступенів рухомості: 1) позиційні, тобто від точки до точки простору; 2) контурні (по безперервній траєкторії); 3) комбіновані. За типом відображення керуючої інформації системи керування поділяються на циклові, аналогові, числові та аналогово-числові (гібридні).

Структура ПР, який взаємодіє з навколишнім середовищем (НС) чи об'єктом маніпулювання (ОМ), проілюстрована на *рис.8.2*. У загальному випадку робот складається з чотирьох систем:

- 1) виконавчої маніпуляційної системи (МС) – для цілеспрямованої дії на на об'єкт маніпулювання;
- 2) сенсорної інформаційно-вимірювальної системи (ІВС) – для забезпечення робота інформацією про стан навколишнього середовища, результати дії на нього МС і стан самого робота у відповідності з вимогами керуючої системи (КС);
- 3) керуючої системи (інтелекту) – для формування закону керування МС на основі даних, які надходять від керуючої програми та ІВС;
- 4) системи зв'язку (СЗ) – для організації обміну інформацією між роботами і людиною чи іншими функціональними пристроями, у тому числі роботами, основним технологічним обладнанням на певній мові програмування.

Узагальнена структура промислового робота, взаємодіючого з навколишнім середовищем



Рис.8.2.

Типовим прикладом маніпулятора, що працює в декартовій прямокутній системі координат, може служити маніпулятор (рис. 8.3, а), оснащений двома поперечними каретками, які забезпечують переміщення робочого органу в горизонтальній площині XU і пневматичним приводом для переміщення у вертикальній площині. Маніпулятор (рис. 8.3, б) оснащено двома електромеханічними приводами для переміщення в прямокутній системі координат XU . В обох випадках рух робочого органу є технологічним. Як видно із цих прикладів, підсилювально-передатними ланками маніпуляторів є приводні каретки, які можуть бути виконані у вигляді різних механізмів поступального переміщення, наприклад, у вигляді зубчато-рейкової передачі, гвинтової пари ковзання або кочення, постачених додатковими напрямними.

Компонування виконавчих пристроїв, подібну наведеної, мають промислові роботи порталного типу «Пірін» (Болгарія), M21 (Росія), стаціонарні ПР «BOSS» (Німеччина). Компонування виконавчих механізмів маніпулятора, що показано на рис. 2.3, в, властива роботам з ангулярною чи сферичною системою координат, робочий простір яких являє собою неповну сферу. У якості підсилювально-передатних механізмів таких маніпуляторів використовують циліндричні, конічні або хвильові редуктори, осі ведених коліс яких збігаються з осями повороту ланок маніпуляторів. При цьому двигуни (крім привода повороту колони) розміщуються безпосередньо на ланках руки маніпулятора. Таку конструкцію мають кілька модифікацій промислових

роботів: РМ-01, «Гранат-2,5» (Білорусь), «PUMA» фірми NOKIA (Фінляндія).

Розміщення двигунів і підсилювально-передатних механізмів безпосередньо на ланках маніпулятора характерно також і для роботів типу «Skilam», ТУР-2,5 «BOSS» (рис. 8.3, з). На відміну від попередніх моделей ПР, у цьому випадку всі осі повороту ланок паралельні одна іншій, маніпулятор працює в циліндричній системі координат.

Типові конструкції маніпуляторів промислових роботів

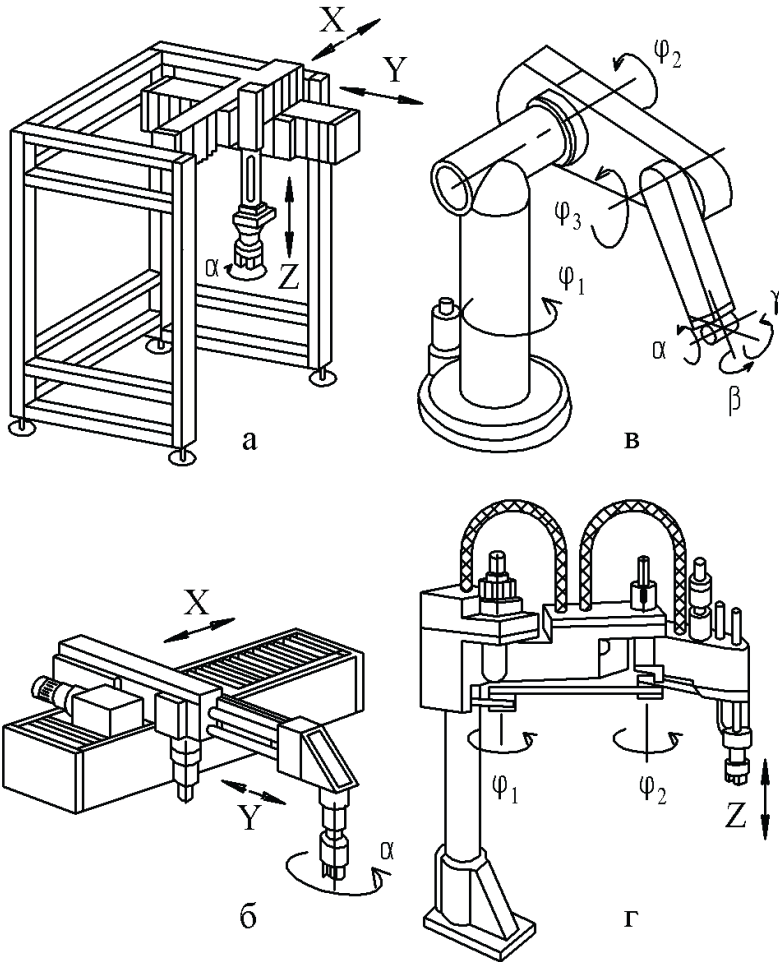


Рис.8.3.

Існує два принципи побудови промислових роботів: моноблочний і агрегатно-модульний. *Моноблочний* принцип передбачає побудову маніпулятора у вигляді нерозривного кінематичного ланцюга, що утворений кінематичними ланками маніпулятора, з'єднаних шарнірами, а самі ланки нагадують передпліччя, лікоть, кисть руки людини, що й надає конструкції антропоморфного характеру. Такі конструкції розглянуті вище (див. *рис. 8.3, в, з*).

Агрегатно-модульний принцип передбачає створення маніпулятора з окремих виконуючих і технологічних конструктивних модулів, кожен з яких може бути вилучений або замінений іншим модулем залежно від технологічного завдання і необхідного числа ступенів рухомості маніпулятора.

Блоки агрегатно-модульного маніпулятора

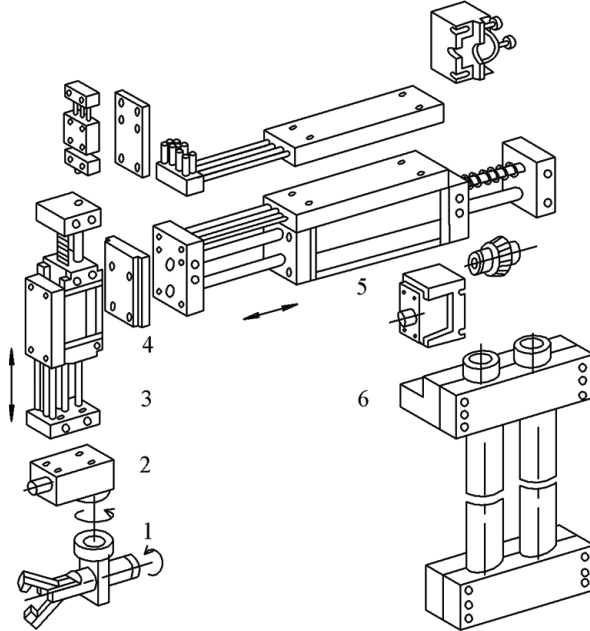


Рис.8.5.

Приклад агрегатно-модульного маніпулятора (*рис. 8.5*) ілюструє можливість комбінації різних захватних пристроїв *1* з модулями ротації *2*, підйому *3* і горизонтального переміщення *5*, з'єднаних стикувальним пристроєм *4* і встановлених на стійці *6*. Як видно з рисунка, кожен з модулів можуть бути при необхідності вилучені або замінені іншими модулями.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Ознайомитись з класифікацією промислових роботів.
2. Ознайомитись зі структурою промислових роботів.
3. Ознайомитись із принципами побудови промислових роботів.
4. Замалювати кінематичну схему заданого робота і встановити принцип його побудови.
5. Визначити види рухів, які здійснюють промислові роботи.
6. Зробити висновки.

Література

1. Кіндрацький Б. І. Теорія механізмів і машин : лабораторний практикум. Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2008. 136 с.
2. Стрілець В. М. Практикум з курсу «Теорія механізмів і машин» / В. М. Стрілець, Б. І. Червоний, І. Т. Шинкаренко, І. О. Похильчук. Рівне : НУВГП, 2006. 107 с.
3. Червоний Б. І. Теорія механізмів і машин. ІКНМЗ. Рівне : НУВГП, 2006. 160 с.
4. Робототехнічні системи: проектування і моделювання [Електронний ресурс] : навч. Посіб. для студ. спеціальності 126 «Інформаційні системи та технології» / М. М. Поліщук, М. М. Ткач; КПІ ім. Ігоря Сікорського. Електронні текстові дані (1 файл: 41,6 Мбайт). Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. 112 с.