

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ І ТРАНСПОРТУ

Кафедра «Зварювання»

ТЕОРІЯ МАШИН

Методичні вказівки
до виконання лабораторних робіт

для студентів спеціальності 131 - Прикладна механіка
зі спеціалізації 131-11 «Зварювання та споріднені процеси і технології»
денної форми навчання

Затверджено
на засіданні
кафедри «Зварювання»,
протокол № 12 від 30 червня 2023 р.

Харків
НТУ «ХП»
2023

ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

Метою виконання лабораторних робіт є закріплення основних теоретичних положень курсу, придбання практичних навиків по аналізу структури, кінематики і динаміки найбільш розповсюджених типів механізмів, по синтезу зубчастих зачеплень, а також по вирішенню деяких прикладних задач теорії механізмів.

Для виконання чергової лабораторної роботи студент повинен заздалегідь самостійно підготуватися, користуючись даними "Методичними вказівками..." і літературою. На початку заняття викладач шляхом опитування контролює готовність студентів до виконання кожної роботи.

При виконанні лабораторних робіт студенти зобов'язані дотримуватися вимог техніки безпеки.

Роботи виконуються бригадами, що включають 3-5 чоловік. Кожна бригада наприкінці занять повинна прибрати після себе робоче місце, здати викладачеві прилади і вимірювальний інструмент.

Звіт по кожній роботі, оформлений відповідно до вимог даних вказівок, студент захищає перед викладачем наприкінці кожного заняття. Студент, що не виконав і не захистив усі планові лабораторні роботи, не допускається до здачі екзамену з теорії машин.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1

«ДИНАМІЧНЕ БАЛАНСУВАННЯ РОТОРА»

Мета роботи – освоїти методику балансування ротора по методу трьох проб.

Прилади й устаткування

1. Верстат для динамічного балансування ротора системи Шитікова Б.В. (рис.1).
2. Індикатор
3. Гайкові ключі.
4. Набір важків.

Порядок виконання роботи

Вважаючи, що в площинах I і II розташовані невідновжені маси m_I і m_{II} , зі статичними моментами $\Delta_I = m_I \cdot r_I$ і $\Delta_{II} = m_{II} \cdot r_{II}$, необхідно підібрати й встановити у цих же площинах (рис.1) дві такі противаги (важка), щоб ротор був повністю (динамічно) урівноважений. Слід мати на увазі, що маси m_I і m_{II} , це уявлені невідновжені маси ротора, наведені до площин I і II.

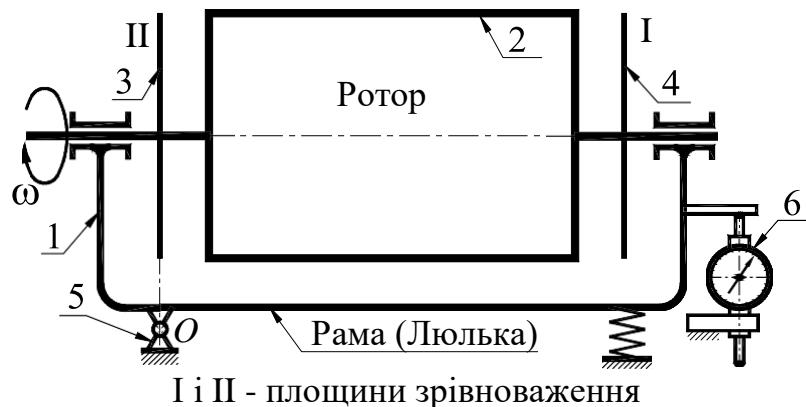


Рисунок 1.1 Схема балансувального верстата

Задача зі зрівноважування зводиться до визначення величин Δ_I і Δ_{II} , а також координат невідновжених мас (кути α_I і α_{II}). Спочатку проводять досліди для площини I, за результатами яких обчислюють Δ_I і α_I , і виконують зрівноважування невідновжених мас, зведених до площини I, а потім,

повернувши ротор так, щоб площини I і II помінялися місцями, виконують те ж саме для площини II.

Розглянемо методику визначення Δ_I і α_I , на верстаті Шитікова Б. В. методом трьох проб (дослідів).

Верстат являє собою коливальну систему з одним ступенем свободи. Вісь, навколо якої відбуваються коливання ротора (з коліскою), лежить у площині II, тобто вимушені коливання ротора викликаються тільки відцентровими силами неврівноважених мас, зведених до площини I. (рис. 1.2).

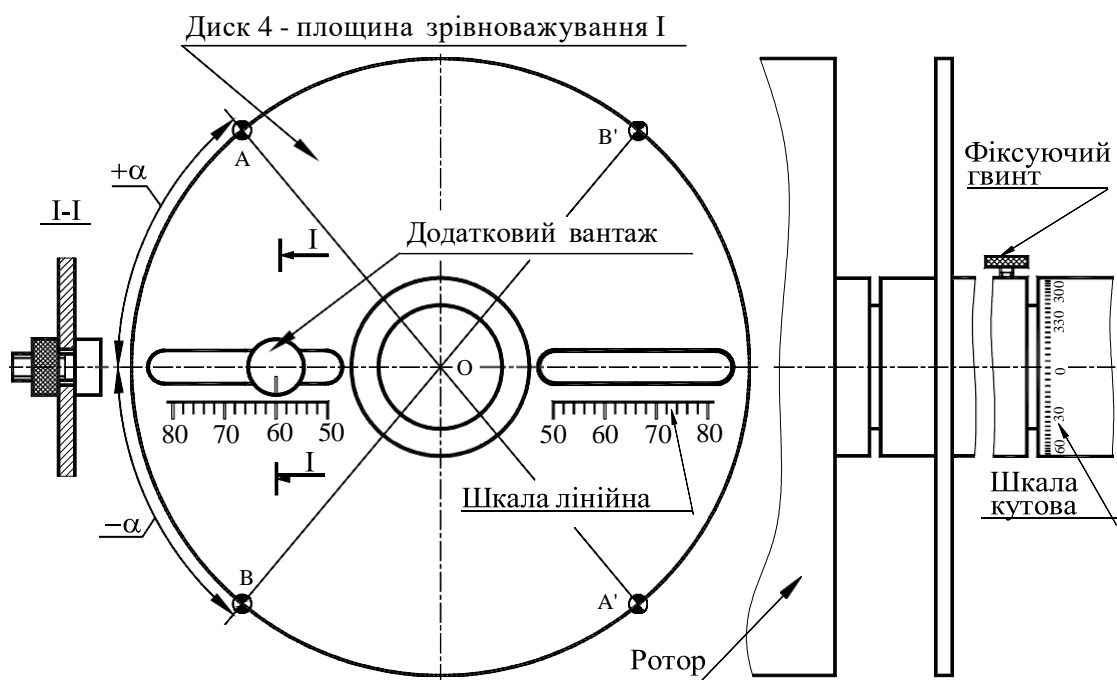


Рисунок 1.2 Диск 4 із прорізами для установки вантажів

Відомо, що амплітуда коливань при резонансі пропорційна збудуючій силі, якою є відцентрова сила неврівноважених мас. Відцентрова сила у свою чергу пропорційна величині дисбалансу $\Delta_I = m_I \cdot r_I$. Таким чином, амплітуда коливань A , сила інерції P_i і статичний момент неврівноваженої маси (дисбаланс) $\Delta_I = m_I \cdot r_I$ прямо пропорційні одне одному.

Для визначення Δ і α проводять три наступних досліди (спроби):

1) реєстрацію резонансної амплітуди коливань ротора, викликаних дією тільки сил інерції неврівноважених мас, зведених до площини I (амплітуда A_I);

2) реєстрацію резонансної амплітуди коливань ротора, викликаних спільною дією сил інерції неврівноважених мас, зведених до площини I, і додаткової маси з дисбалансом $\Delta_d = m_d \cdot r_d$ (амплітуда A_2);

3) реєстрацію резонансної амплітуди коливань ротора, викликаних спільною дією сил інерції неврівноважених мас, зведених до площини I, і додаткової маси, перенесеної в діаметрально протилежну точку площини I з дисбалансом $-\Delta_d = m_d \cdot (-r_d)$ (амплітуда A_3).

Виконавши, як описано нижче, три досліди з виміру амплітуд резонансних коливань неврівноваженого ротора без важків, з довільно обраним додатковим важком, установленим у довільному місці площини I, і із цим же важком, переорієнтованим на 180° , визначити величину статичного моменту неврівноваженої маси $\Delta_I = m_I \cdot r_I$, наведеної до площини I. Обчислити кут α , під яким розташована неврівноважена маса m_I стосовно додаткового важка з масою m_d , і коефіцієнт пропорційності амплітуди коливань μ , що залежить від постійних параметрів верстата.

Для визначення неврівноваженої маси m_{II} , наведеної до площини II, необхідно розгорнути ротор у підшипниках на 180° і повторити ті ж операції.

Роботу треба виконувати в такій послідовності:

1. Розігнати ротор до $\omega > \omega_0$ ($\omega_0 = 2\pi f_0$, де f_0 – власна частота коливань ротора з колискою, а ω_0 – кругова частота коливань), потім виключити електродвигун і спостерігати обертання ротора по інерції (вибіг). У міру зменшення числа обертів ротора вимушені коливання рами будуть зростати й при $\omega = \omega_0$ настане явище резонансу, при якому амплітуда коливань досягне найбільшого значення A_1 . Повторити дослід ще два рази й по трьом вимірам обчислити середнє значення амплітуди A_1 , пропорційної статичному моменту неврівноваженої маси, наведеної до площини I.

$$\overline{A_1} = m_I \overline{r_I} \cdot \mu = \overline{\Delta_I} \cdot \mu, \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт пропорційності.

2. Закріпити на диску 4 додатковий важок з масою m_d , статичний момент якого $\overline{\Delta_d} = m_d \overline{r_d}$ (рис.3), де r_d – довільно обраний радіус.

Знову розігнати ротор до $\omega > \omega_0$ і спостерігати обертання його по інерції. За трьома вимірами резонансних амплітуд другої проби (2-го досліду) обчислити середню амплітуду A_2 , яка пропорційна сумарному дисбалансу неврівноваженої маси m_I і додаткового вантажу m_d , тобто $\overline{\Delta_2} = \overline{\Delta_I} + \overline{\Delta_d}$ (мається на увазі, що $\overline{\Delta_I} = \overline{\Delta_I}$), тоді

$$\overline{A_2} = m_2 r_2 \cdot \mu = \overline{\Delta_2} \cdot \mu. \quad (2)$$

Враховуючи пропорційність між статичним моментом D , силою інерції P_i , і резонансною амплітудою A , зв'язок між A_1 і A_2 має вигляд

$$\overline{A_2} = \overline{A_1} + \overline{A_d}, \quad (3)$$

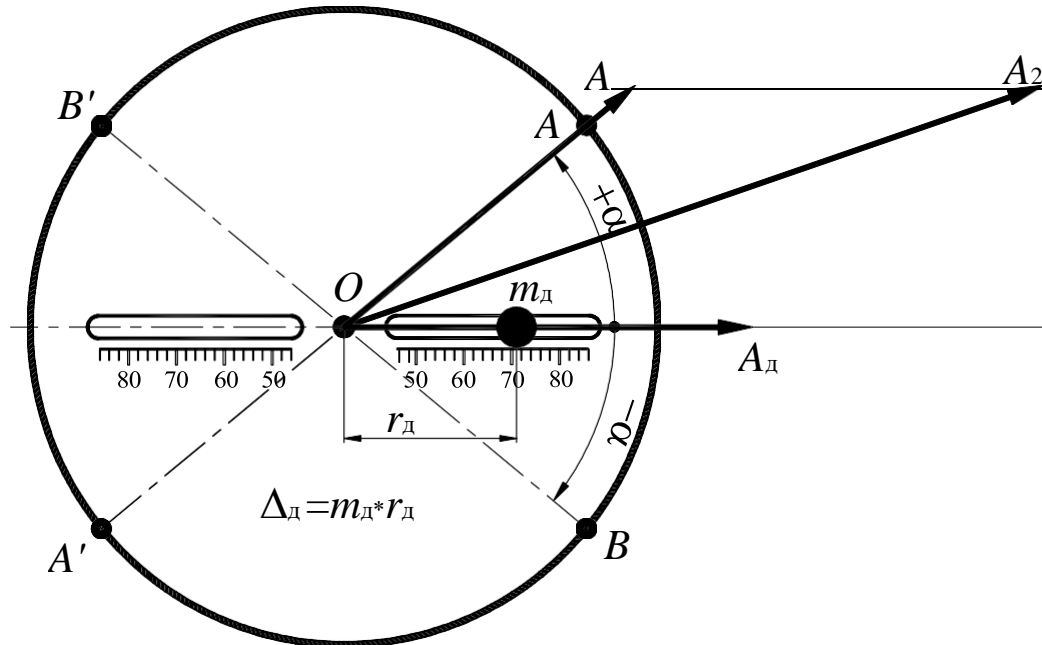


Рисунок 1.3 Друга проба

де $\overline{A_d} = \overline{\Delta_d} \cdot \mu$ – амплітуда, пропорційна дисбалансу (статичному моменту) додаткової маси m_d .

Необхідно враховувати, що векторне рівняння (3) містить три невідомі: напрямки векторів $\overline{A_1}$ і $\overline{A_2}$ й модуль вектора $\overline{A_d}$, тому розв'язати його безпосередньо після перших двох проб не можна. Модуль вектора $\overline{A_2}$ можна визначити по формулі (3а), у якій модуль A_d й α невідомі:

$$A_2 = \sqrt{A_1^2 + A_d^2 + 2A_1 A_d \cos \alpha}. \quad (3a)$$

3. Переставити додатковий важок з масою m_d у діаметрально протилежну точку диска 4. Для цього досить, використовуючи наявну кутову шкалу на валу ротора, повернути диск 4 щодо вала ротора на 180° (див. рис. 1.2 і рис. 1.4).

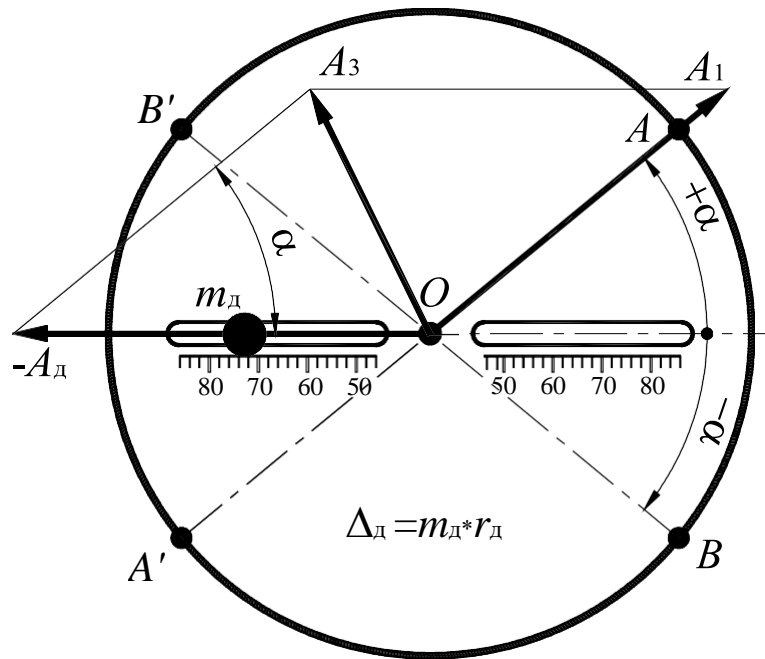


Рисунок 1.4 Третя проба

Розігнати ротор до $\omega > \omega_0$ і аналогічним образом визначити резонансну амплітуду коливань 3-го дослідю $\overline{A_3}$, маючи на увазі, що при цьому досліді сумарний дисбаланс мас, наведених до площини I, рівний $\overline{\Delta_3} = \overline{\Delta_1} - \overline{\Delta_d}$.

$$\overline{A_3} = \overline{\Delta_3} \cdot \mu. \quad (4)$$

З (4) отримаємо

$$\overline{A_3} = \overline{A_1} - \overline{A_d}. \quad (5)$$

Відповідно модуль вектора $\overline{A_3}$ можна визначити по формулі (5а), у якій ті ж невідомі що і в формулі (3а)

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_d^2 - 2A_1 A_d \cos \alpha}. \quad (5a)$$

4. Визначити амплітуду A_d , пропорційну дисбалансу Δ_d .

Амплітуду A_d можна знайти як графічним так і аналітичним способом. Для визначення графічним способом необхідно зробити наступні побудови. У прийнятому масштабі μ_l (масштаб довжини) побудувати трикутник OaM зі сторонами довжиною A_1 , $A_2/2$ і $A_3/2$. (см. рис.5а). Точка M цього трикутника є

точкою перетину середин векторів $\overline{A_2}$ і $\overline{A_3}$, які є діагоналями паралелограма $Oabc$. Сторони Oc і ab у масштабі зображують модуль вектора $\overline{A_d}$, а кут α між векторами $\overline{A_d}$ і $\overline{A_1}$ є позитивною координатою радіуса-вектора неврівноваженої маси m_l .

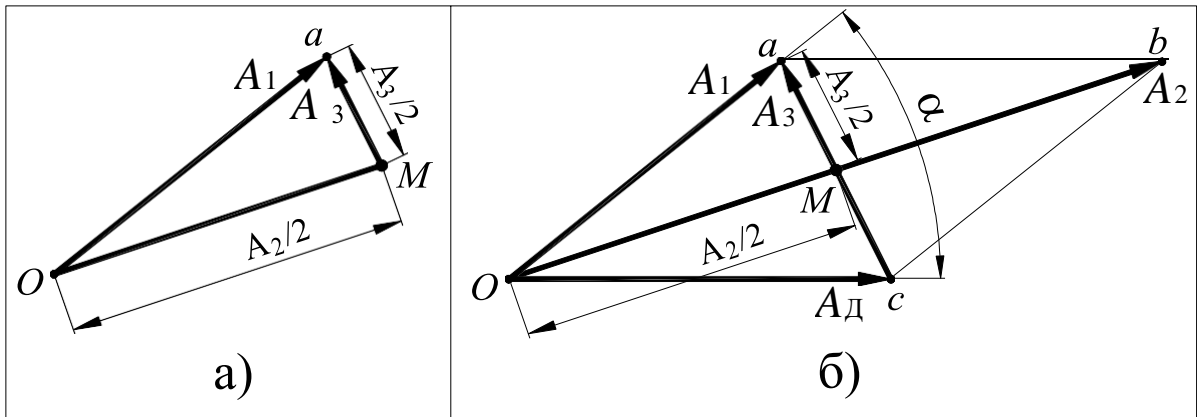


Рисунок 1.5 Визначення амплітуди A_d й кута α

5. Визначити аналітично амплітуду A_d .

Спільно розв'язавши рівняння (3а) і (5а) одержимо формулу для визначення A_d :

$$A_d = \sqrt{(A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2)/2} \quad (6)$$

Обчислити похибку графічної побудови у відсотках.

6. Визначити масштаб амплітуд (коефіцієнт пропорційності)

$$\mu = A_d / \Delta_d. \quad (7)$$

7. Обчислити статичний момент (дисбаланс) неврівноваженої маси ротора, наведеної до площини I

$$\Delta_I = \Delta_1 = m_1 \cdot r_1 = A_1 / \mu. \quad (8)$$

8. Визначити напрямок радіус-вектора, на якому розташована уявлювана неврівноважена маса m_l , наведена до площини I. Положення радіус-вектора визначається кутом α між згаданим радіус-вектором і віссю прорізу в диску, у якому при другому досліді була встановлена додаткова маса m_d . Кут α обчислити за формулою

$$\alpha = \pm \arccos \frac{A_1^2 + A_d^2 - A_3^2}{2A_1A_d}. \quad (9)$$

По формулі (9) одержують два значення кута (позитивне й негативне). Питання про правильність вибору значення α визначається дослідним шляхом. Неврівноважена маса може розташовуватися або на радіусі OA , або на радіусі OB . Відповідно противагу необхідно встановлювати або на радіусі OA' , або на радіусі OB' (рис.2).

Правильною є та установка вантажу, при якій вібрації відсутні або незначні (навіть при резонансному числі обертів).

9. Зробити контрольне визначення амплітуди коливання ротора із противагою й знайти залишковий дисбаланс

$$\Delta_{\text{ост}} = A_{\text{ост}} / \mu.$$

Зміст звіту

1. Схема балансувального верстата.
2. Визначення амплітуд коливань:
 - A_1 – неврівноваженого ротора;
 - A_2 – ротора з додатковим вантажем;
 - A_3 – ротора з тим же додатковим вантажем, радіус-вектор якого повернуто на 180° .

Таблиця 1

Номер випробування	A_1 , мм	A_2 , мм	A_3 , мм
1			
2			
3			
Середнє значення			

3. Обчислення по залежності (6) амплітуди, яка відповідає статичному моменту додаткового вантажу A_d [мм].

4. Визначення по залежності (7) коефіцієнта пропорційності μ і по залежності (8) статичного моменту дисбалансу ротора:

- маса додаткового вантажу m_d [Г];
- відстань центру ваги додаткового вантажу від осі обертання r_d [ММ];
- статичний момент додаткового вантажу $\Delta_d = m_d r_d$ [Г]·ММ;
- коефіцієнт пропорційності $\mu = A_d / \Delta_d$ [ММ / Г·ММ];
- статичний момент дисбалансу ротора в площині I $\Delta_I = A_I / \mu$ [Г·ММ];

5. Визначення маси й положення балансувального важка:

- маса важка (вибирати довільно з наявних вантажів) $m_1 =$ [Г];
- модуль радіуса-вектора центру ваги вантажу $r_1 = \Delta_I / m_1$ [ММ];
- кут α між радіусом-вектором противаги й радіусом-вектором додаткового вантажу $\alpha = \pm$ [град] обчислюється по залежності (9).

6. Контрольне визначення амплітуди $A_{ост}$ коливань із противагою

Таблиця 2

Номер випробування	$A_{ост}$, ММ	
	при $\alpha > 0$	при $\alpha < 0$
1		
2		
3		

Контрольні питання

1. У яких випадках застосовуються статичне й динамічне балансування?
2. Яким мінімальним числом противаг можна обмежитися для зрівноважування декількох мас, що обертаються в паралельних площинах?
3. Який параметр слід прагнути звести до нуля при статичному балансуванні?
4. Який параметр прагнуть звести до нуля при динамічному балансуванні?

5. Скільки раз доводиться вимірювати максимальну амплітуду коливань рами при визначенні динамічного дисбалансу?

6. Де закріплюються додаткові важки в процесі динамічного балансування?

7. Які коливання має рама при динамічному балансуванні в процесі вибігу ротора після вимикання електродвигуна?

8. У чому відмінність зрівноважування мас від балансування?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2 «АНАЛІЗ КІНЕМАТИКИ ПЛАНЕТАРНОГО КОНІЧНОГО РЕДУКТОРА»

Мета роботи – скласти кінематичну схему планетарного конічного механізму й визначити по ній передатні відношення графічним і аналітичним методами.

Прилади й устаткування

1. Планетарний конічний редуктор.
2. Креслярські інструменти.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися із будовою планетарного конічного зубчастого механізму, підрахувати числа зубців коліс і накреслити в масштабі кінематичну схему механізму. На кінематичній схемі (рис.1) зазначені номери зубчастих коліс.

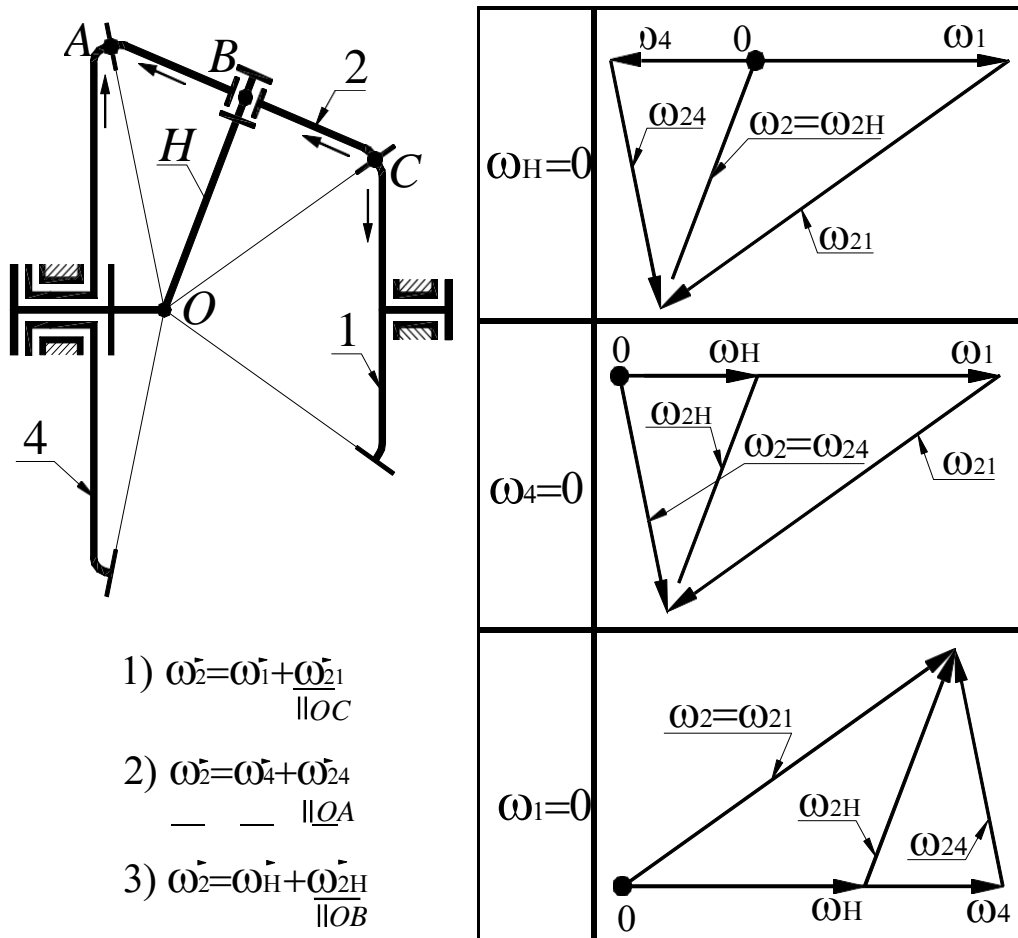


Рисунок 2.1 Кінематична схема механізму й плани кутових швидкостей

2. Користуючись формулою Вілліса

$$i_{1n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H}, \quad (1)$$

визначити аналітично наступні передатні відношення механізму:

$$i_{1H}^{(4)}; \quad i_{4H}^{(1)}; \quad i_{14}^{(H)}.$$

Формула Вілліса, наведена вище, має загальний вигляд. Для конкретної кінематичної схеми механізму студент повинен привести вираження для $i_{1n}^{(H)}$. Так, наприклад, для механізму, показаного на рис.1 формула Вілліса буде мати вигляд

$$i_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = - \frac{z_4}{z_1}. \quad (2)$$

Знак $i_{14}^{(H)}$ для конічного механізму визначається за допомогою методу стрілок (див. рис.1).

З (2) при $\omega_4 = 0$; $\omega_1 = 0$ і $\omega_H = 0$ відповідно можна одержати

$$i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)}; \quad i_{4H}^{(1)} = 1 - i_{41}^{(H)}; \quad i_{41}^{(H)} = - \frac{z_1}{z_4}; \quad i_{14}^{(H)} = - \frac{z_4}{z_1}.$$

3. У механізмі (рис.1) ланки 1, 4, і H здійснюють простий обертовий рух навколо осі механізму. Сателіт 2 робить складний обертовий рух. Вектор кутової швидкості ланки 2 можна представити в наступних 3-х варіантах:

$$\overline{\omega_2} = \overline{\omega_1} + \overline{\omega_{21}}; \quad \overline{\omega_2} = \overline{\omega_4} + \overline{\omega_{24}}; \quad \overline{\omega_2} = \overline{\omega_H} + \overline{\omega_{2H}}; \quad (3)$$

Далі спільно вирішуючи векторні рівняння (3) з урахуванням того, що $\overline{\omega_{21}} \parallel OC$; $\overline{\omega_{24}} \parallel OA$; $\overline{\omega_{2H}} \parallel OB$, побудувати плани кутових швидкостей ланок планетарного механізму для 3-х випадків: $\omega_1 = 0$; $\omega_4 = 0$ і $\omega_H = 0$.

4. За планами кутових швидкостей зубчастих коліс механізму визначити передатні відношення (через довжини відрізків, що зображують у довільному масштабі відповідні кутові швидкості коліс).

5. Обчислити відносну похибку передатного відношення, знайденого графічно. Похибка не повинна перевищувати 5 відсотків.

Зміст звіту

1. Схема планетарного конічного редуктора із зазначенням чисел зубців коліс.
2. Побудова планів кутових швидкостей ланок.
3. Аналітичне обчислення передатного відношення за формулою Вілліса з необхідними поясненнями.
4. Графічне визначення передатного відношення.
5. Обчислення відносної похибки графічного методу аналізу кінематики планетарної конічної передачі.

Контрольні питання

1. Особливості планетарних конічних зубчастих механізмів.
2. Як визначити невідому кутову швидкість колеса за заданою переносною і відносною кутовими швидкостями (на конкретних прикладах)?
3. Дати роз'яснення застосування формули Вілліса для планетарних конічних редукторів.
4. Диференціальні планетарні зубчасті механізми. Наведіть приклади. Призначення цих механізмів.
5. Визначте миттєві осі перекошування конічних коліс у планетарних зубчастих механізмах.
6. Недоліки конічних планетарних передач.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3 «АНАЛІЗ КІНЕМАТИКИ ПЛАНЕТАРНОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА»

Мета роботи – скласти кінематичну схему циліндричного планетарного зубчастого механізму й визначити з її використанням передатні відношення графічним і аналітичним методами.

Прилади й устаткування

1. Планетарний циліндричний редуктор.
2. Креслярські інструменти.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися із будовою планетарного циліндричного зубчастого механізму, підрахувати числа зубців коліс і вичертити в масштабі кінематичну схему механізму. Як приклад на рис.1 наведена кінематична схема механізму Джемса із двовінцевим сателітом. Студент повинен накреслити в масштабі кінематичну схему того планетарного редуктора, який йому вкаже викладач і вказати номери зубчастих коліс і вузлові точки механізму.

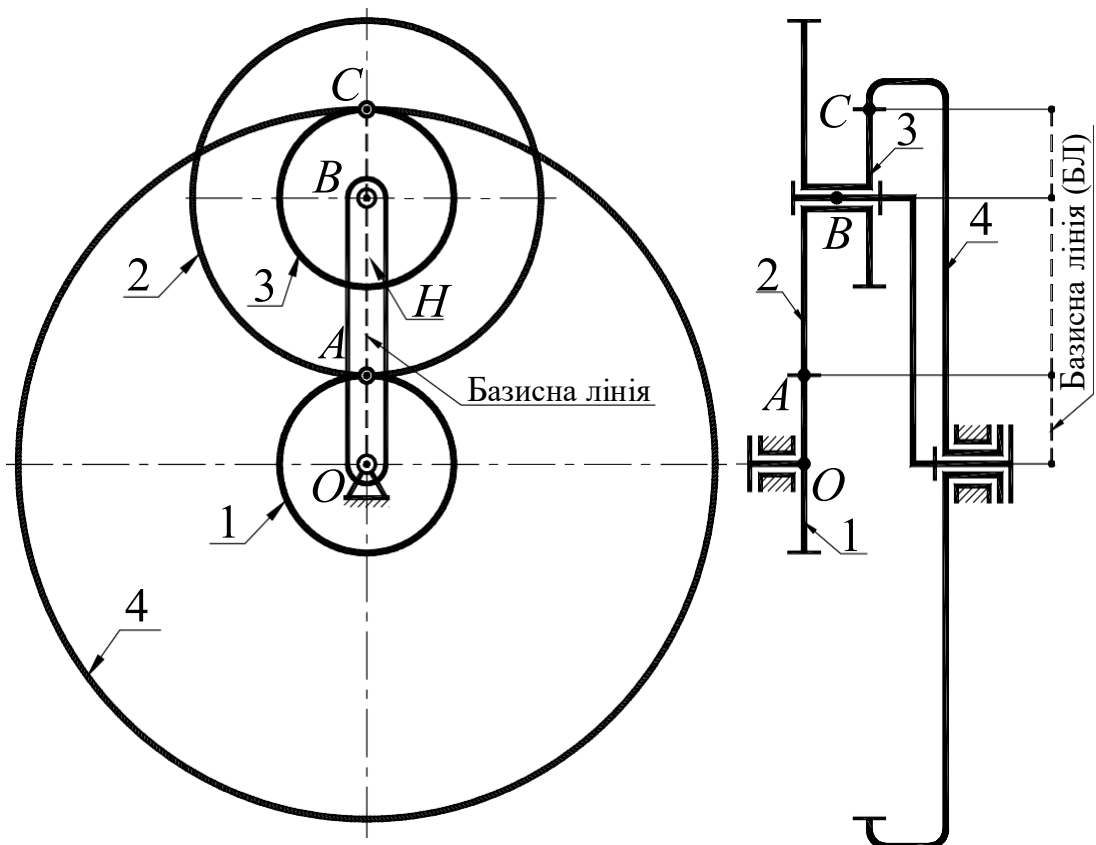


Рисунок 3.1 Кінематична схема механізму з базисною лінією

На рис. 3.2 у масштабі показані плани лінійних швидкостей точок коліс механізму наведеного на рис.1 для трьох випадків: $\omega_1 = 0$; $\omega_4 = 0$ і $\omega_H = 0$, а також плани кутових швидкостей ланок механізму. На планах лінійних швидкостей показані також лінії розподілу швидкостей для всіх ланок механізму (лінія розподілу швидкостей – це відрізок, який з'єднує кінці векторів швидкостей 2-х точок ланки).

2. Користуючись формулою Вілліса

$$i_{1n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H}, \quad (1)$$

визначити аналітично наступні передатні відношення механізму $i_{1H}^{(4)}$; $i_{4H}^{(1)}$; $i_{14}^{(H)}$. Формула Вілліса, наведена вище, має загальний вигляд. Для конкретної кінематичної схеми механізму студент повинен привести вираження для $i_{1n}^{(H)}$. Так, наприклад, для механізму, показаного на мал.1 формула Вілліса буде мати вигляд

$$i_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}. \quad (2)$$

З (2) при $\omega_4 = 0$; $\omega_1 = 0$ і $\omega_H = 0$ відповідно можна одержати

$$i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)}; \quad i_{4H}^{(1)} = 1 - i_{41}^{(H)}; \quad i_{41}^{(H)} = - \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \quad i_{14}^{(H)} = - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

3. Використовуючи плани лінійних швидкостей необхідно побудувати плани кутових швидкостей. Для цього необхідно вибрати вісь кутових швидкостей ланок, що роблять простий обертовий рух, і відкласти від цієї осі обрану полюсну відстань $OP=h$ (P – полюс плану кутових швидкостей). Потім у полюс перенести (скопіювати) лінії розподілу лінійних швидкостей ланок, подовживши їх до перетину з віссю кутових швидкостей. Точки перетину ліній розподілу з віссю кутових швидкостей визначають кінці векторів відповідних кутових швидкостей.

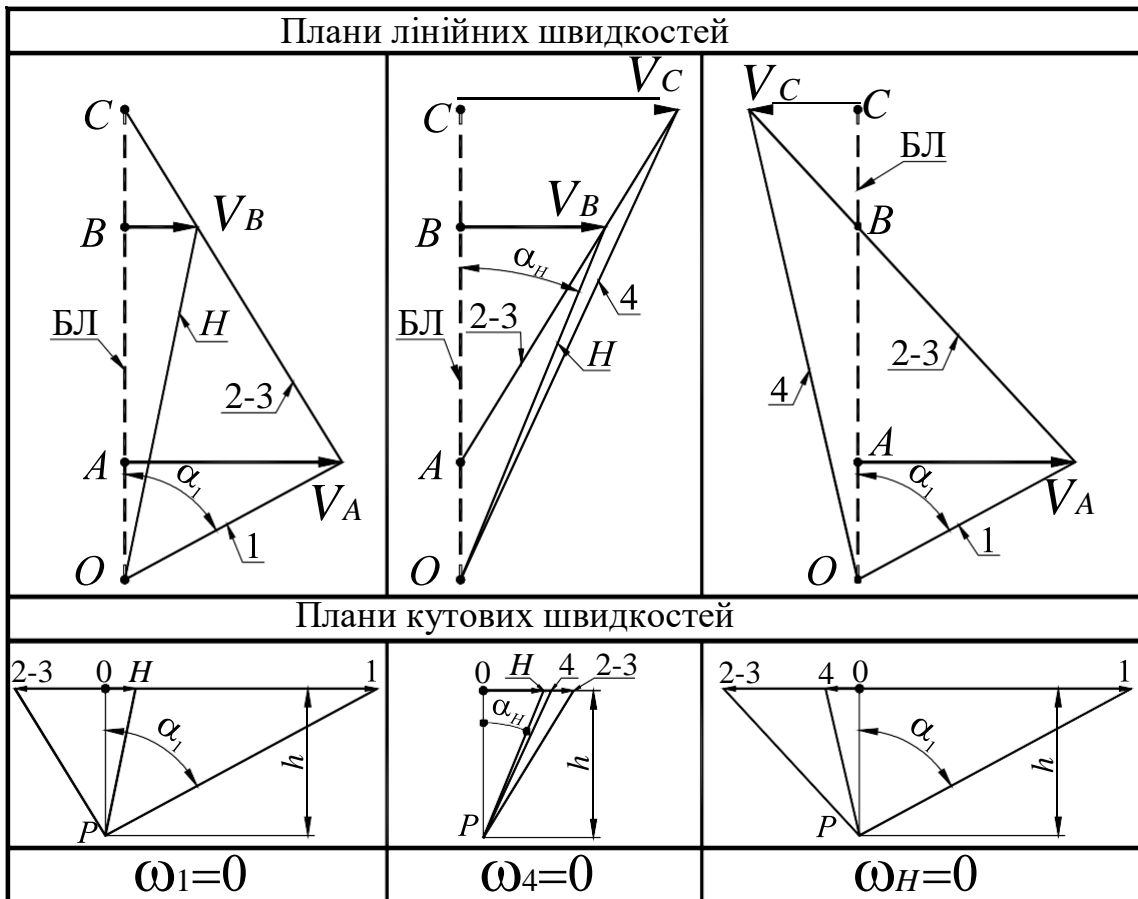


Рисунок 3.2 Плани лінійних і кутових швидкостей

4. Обчислити відносну похибку передатного відношення, знайденого графічно. Похибка не повинна перевищувати 5 відсотків.

Зміст звіту

1. Схема планетарного циліндричного редуктора із зазначенням чисел зубців коліс.
2. Побудова планів лінійних швидкостей точок зубчастих коліс.
3. Побудова планів кутових швидкостей коліс.
4. Аналітичне визначення передатного відношення за формулою Вілліса з необхідними поясненнями.
5. Графічне визначення передатного відношення.
6. Обчислення відносної похибки графічного методу аналізу кінематики планетарної циліндричної передачі.

Контрольні питання

1. Які механізми називаються планетарними?
2. Переваги й недоліки планетарних механізмів.
3. Області застосування планетарних механізмів.
4. Умова співвісності планетарного механізму.
5. Метод уявної зупинки водила.
6. Формула Вілліса і її застосування.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4 «ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ЛАНУИ»

Мета роботи: вивчити практичні способи визначення моменту інерції ланки (шатуна).

Теоретичні відомості

Моментом інерції твердого тіла відносно деякої осі обертання називають величину I , що дорівнює сумі добутків мас матеріальних точок m_i , що складають дане тіло, на квадрат відстані їх до осі обертання r_i :

$$I = \sum_i m_i \cdot r_i^2 \quad (5.1)$$

В механіці обертального руху момент інерції I відіграє роль, аналогічну ролі маси m в механіці поступального руху. Наприклад, кінетична енергія при обертальному русі з кутовою швидкістю точок маси dm (рис. 5.1) що знаходяться на радіусі ρ відносно осі обертання, визначається:

$$dE = \frac{I}{2} \omega^2 \cdot \rho^2 \cdot dm$$

а кінетична енергія всього тіла, що виконує обертальний рух:

$$E = \frac{\omega^2}{2} \int \rho^2 dm \quad (5.2)$$

Інтеграл рівняння (5.2) називають *моментом інерції тіла* відносно осі обертання $I = \int \rho^2 dm$. Момент інерції маси ланки відносно осі обертання є мірою інертності ланки відносно цієї осі і він характеризує опір маси при дії моменту зовнішніх сил.

Для ланок правильної геометричної форми моменти інерції можна визначити аналітично за формулами, що наведені в табл. 5.1. Для ланок довільної форми використовують експериментальні методи визначення моментів інерції. В даній роботі розглянуті експериментальні методи визначення моменту інерції машинної ланки (шатуна).

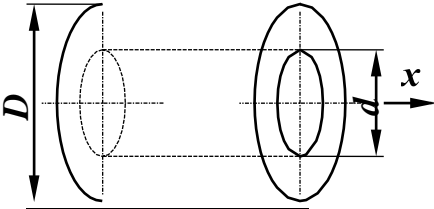
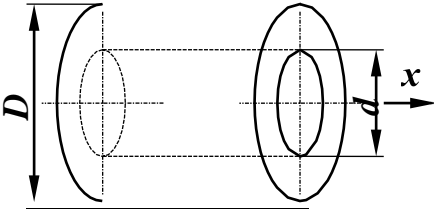
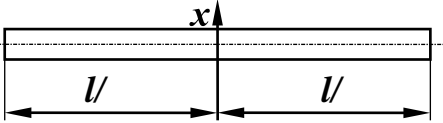
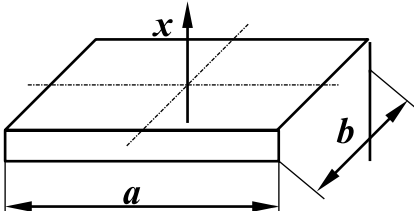
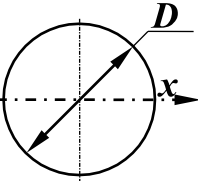
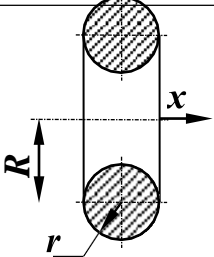
Виконання даної роботи поділяється на дві частини.

1. Визначення моменту інерції ланки методом заміщення мас

При розв'язуванні деяких задач динаміки буває доцільно масу реальної ланки, яку приймають зосередженою в центрі її ваги, замінити

двома масами, розміщеними в певних заміщувальних точках умовно невагомої ланки.

Таблиця 5.1 – Моменти інерції деяких тіл правильної геометричної форми

Найменування тіла	Ескіз тіла	Формула для визначення моменту інерції, кг·м ²
Циліндр суцільний		$I_x = \frac{mD^2}{8}$
Циліндр порожнистий		$I_x = \frac{m}{8} (D^2 - d^2)$
Стержень однорідний		$I_x = \frac{ml^2}{12}$
Паралелепіпед (пластина)		$I_x = \frac{m}{12} (a^2 + b^2)$
Куля		$I_x = \frac{mD^2}{10}$
Кільце		$I_x = m \left(R^2 + \frac{3}{4} r^2 \right)$

Примітка. В формулах m - маса тіла

Заміщувальні точки треба вибрати так, щоб результуюча сила інерції мас, зосереджених у заміщувальних точках, дорівнювала силі інерції маси даної ланки. Для того щоб ця заміна була динамічно еквівалентна, необхідно витримати такі умови:

- 1) Сума заміщувальних мас повинна дорівнювати масі ланки, тобто

$$\sum_{i=1}^n m_i = m, \quad (5.3)$$

де n – кількість заміщувальних мас;

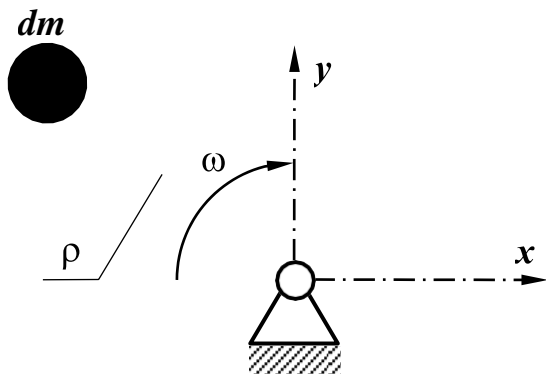
2) Сума статичних моментів заміщувальних мас відносно центра мас S ланки повинна дорівнювати нулю:

$$\sum_{i=1}^n m_i x_i = 0; \quad \sum_{i=1}^n m_i y_i = 0, \quad (5.4)$$

в яких x_i, y_i – координати i -ої точки відносно осі, що проходить через центр мас S ;

3) Сума моментів інерції заміщувальних мас відносно центра мас ланки S повинна дорівнювати моменту інерції I_S ланки:

$$\sum_{i=1}^n m_i (x_i^2 + y_i^2) = I_S, \quad (5.5)$$



де I_S – момент інерції ланки відносно осі, що проходить через її центр мас S .

Рисунок 5.1 - Обертальний рух тіла

Якщо виконуються перші дві умови (5.3) і (5.4), то таку заміну мас називають *статичним заміщенням мас*,

якщо всі три – *динамічним заміщенням мас*.

Якщо маса ланки заміщається всього двома масами і ординати $y_1=0$ і $y_2=0$ (рис. 5.2), то система рівнянь (5.3 – 5.5) матиме вигляд:

$$m_1 + m_2 = m; \quad m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 = 0; \quad m_1 \cdot x_1^2 + m_2 \cdot x_2^2 = I_S, \quad (5.6)$$

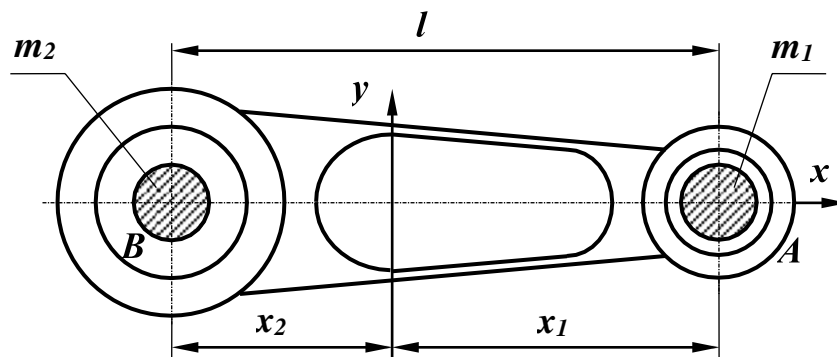


Рисунок 5.2 - Заміщення маси ланки двома масами

Заміщувальні маси m_1 і m_2 повинні лежати на одній прямій з центром мас S ланки.

У системі рівнянь (5.6) чотири невідомі величини (x_1, x_2, m_1, m_2).

Координати x_1 і x_2 знаходимо дослідом, зрівноважуючи реакцію R_B в точці B за допомогою ваги (рис. 5.3). Шатун виставляється так, щоб один його кінець опирався на

нерухомих призми в точці A , а другий – на призму, що розміщена на шальці ваги в точці B , при цьому вісь шатуна повинна бути горизонтальною. Положення центра ваги (мас) S на осі симетрії ланки визначається відрізком x_1 , який отримуємо із рівнянь рівноваги ланки:

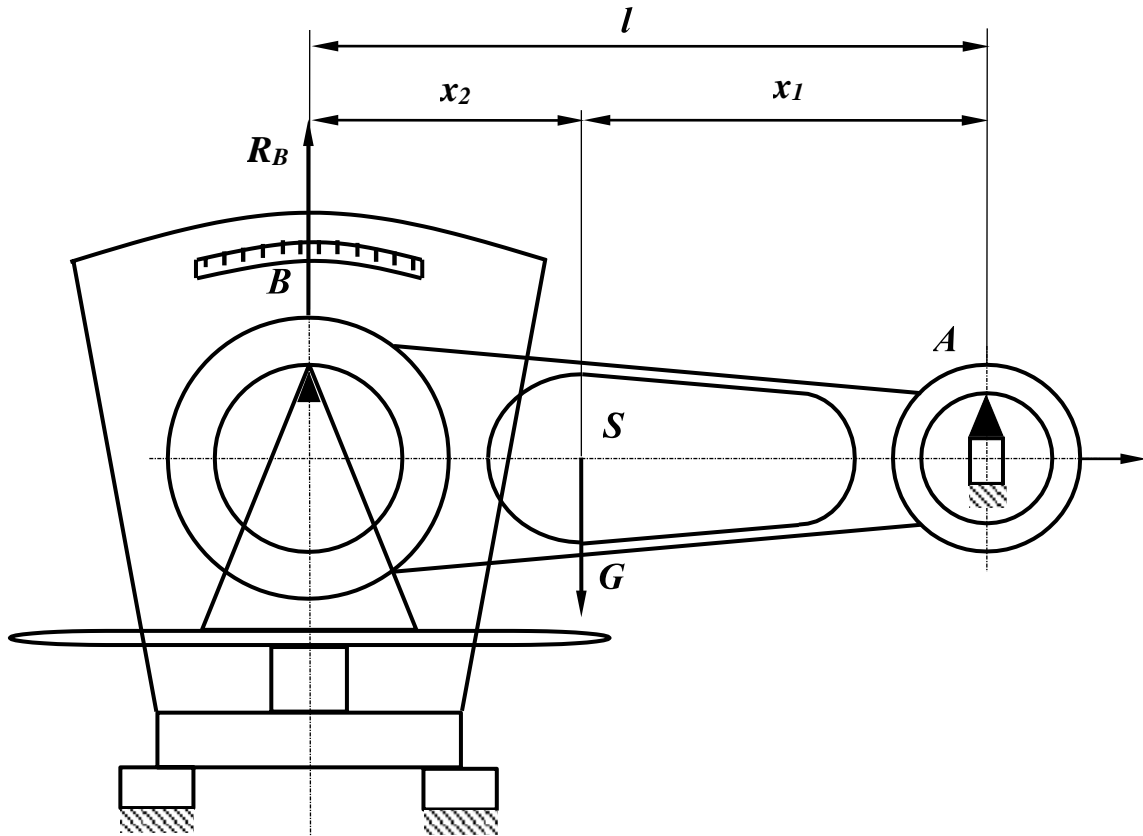


Рисунок 5.3 – Установка для визначення центра (мас) шатуна

$$\sum M_A = 0; \quad R_B \cdot l - G \cdot x_1 = 0, \quad (5.7)$$

звідки: $x_1 = \frac{R_B \cdot l}{G}$, тоді $x_2 = l - x_1$, де вагу G , H ланки визначаємо, зваживши шатун, а відстань l , m між шарнірами шатуна A і B вимірюємо штангенциркулем.

Розв'язуючи систему рівнянь (5.6), визначаємо зосереджені (заміщувальні) маси:

$$m_1 = m \cdot \frac{x_2}{l}; \quad m_2 = m - m_1. \quad (5.8)$$

В результаті, момент інерції шатуна за *першим* методом:

$$I_S = m_1 \cdot x_1^2 + m_2 \cdot x_2^2. \quad (5.9)$$

2. Визначення моменту інерції ланки методом фізичного маятника. Момент інерції мас ланок можна визначити методом фізичного маятника. *Фізичним маятником* називається тверде тіло довільної форми, яке підвішене на горизонтальній нерухомій осі. Таким фізичним маятником (рис. 5.4) є шатун, встановлений втулкою на ребро нерухомої призми.

Якщо шатун відхилити від вертикалі на деякий кут $\varphi=8^\circ \dots 10^\circ$ і відпустити, то він почне здійснювати коливання навколо точки A' . Між періодом коливання і моментом інерції маятника відносно осі підвісу існує певна залежність. Користуючись принципом Даламбера для системи сил, що діють на ланку, можна записати рівняння, яке зв'язує момент сили ваги ланки G і сумарний момент елементарних сил інерції. Після деяких перетворень рівняння матиме вигляд:

$$I_{A'} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + G \cdot b \cdot \varphi = 0 \quad (5.10)$$

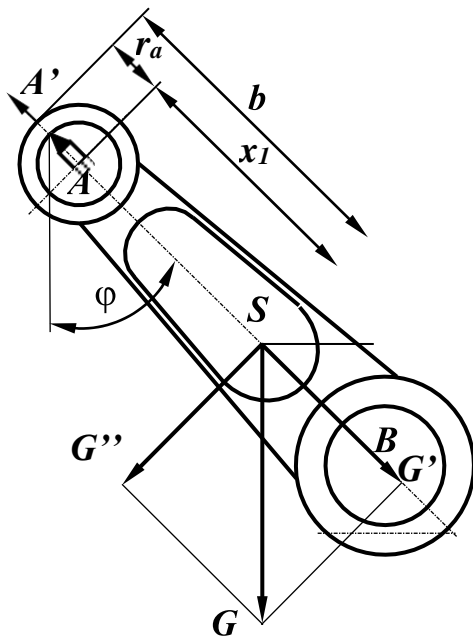


Рисунок 5.4 – Фізичний маятник

де $I_{A'}$ – момент інерції шатуна

відносно точки підвісу A' , $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ – кутове прискорення ланки; b – відстань від точки підвісу до центра ваги. Якщо відхилення ланки від положення рівноваги малі, то в рівнянні (5.10) можна прирівняти $\sin\varphi \approx \varphi$.

Поділивши рівняння (5.10) на $I_{A'}$ і позначивши $\frac{G \cdot b}{I_{A'}} = k^2$, отримаємо диференціальне рівняння другого порядку, яке визначає гармонічний вигляд коливань:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + k^2 \cdot \varphi = 0 \quad (5.11)$$

Період гармонічних коливань визначається із співвідношення:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_{A'}}{G \cdot b}} \quad (5.12)$$

звідки момент інерції ланки відносно точки A' підвісу:

$$I_{A'} = \frac{T^2}{4\pi^2} \cdot G \cdot b \quad (5.13)$$

Момент інерції відносно осі, що проходить центр ваги S ланки, визначаємо за формулою Штейнера:

$$I_S = I_{A'} - \frac{G}{g} \cdot b^2 \quad (5.14)$$

де $g=9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення сили тяжіння.

В результаті центральний момент інерції шатуна за *другим* методом:

$$I_s = G \cdot d \left(\frac{T^2}{4\pi^2} - \frac{b}{g} \right), \text{ кг}\cdot\text{м}^2. \quad (5.15)$$

Величини: G – силу ваги, H ; T – період коливань, s отримуємо безпосереднім вимірюванням; $b=(x_1+r_a)$, m , де r_a - радіус шарніра A .

Лабораторне обладнання і приладдя

Ланка механізму - шатун; вага з набором гирок; призми (одна регульована); секундомір; штангенциркуль.

Послідовність виконання роботи

1. Визначити вагу G, H шатуна на технічній вазі.
2. Покласти шатун на призми, одну з яких відрегулювати, а другу (коротшу) поставити на вагу (шатун повинен займати горизонтальне положення). Визначити реакцію R_B, H .
3. Виміряти штангенциркулем відстань l, m між точками A і B (центрами шарнірів) та радіуси r_A, m і r_B, m шарнірів.
4. Користуючись формулами (5.7) і (5.8), обчислити відстані x_1, m і x_2, m від точок A і B до центра S шатуна та величини $m_1, кг$ і $m_2, кг$ зосереджених (заміщувальних) мас.

5. Обчислити момент інерції I_s^* шатуна за формулою (5.9).

6. Підвісити шатун на призмі і, відхиливши його на $5^\circ \dots 10^\circ$, заміряти секундоміром час t, c 10-ти повних коливань. Визначити період

коливань - $T = \frac{t}{10}, c$. Дослід повторити тричі.

7. Обчислити момент інерції I_s шатуна за формулою (5.15).

8. Обчислити відносну похибку визначення моменту інерції шатуна за

формулою:
$$\Delta I = \frac{I_s - I_s^*}{I_s} \cdot 100, \%$$

Зміст протоколу

1. Назва і мета роботи.
2. Схема установки (див. рис. 5.3 і 5.4).
3. Параметри шатуна: вага G, H ; діаметри шарнірів d_a і d_B ; відстань між центрами шарнірів l, m . Реакція R_B, H .
4. Координати заміщувальних точок A і B відносно центра ваги шатуна - x_1 і x_2, m .
5. Зосереджені (заміщувальні) маси - $m_1, m_2, кг$.
6. Момент інерції шатуна - I_s^* , $кг \cdot м^2$ за формулою (5.9).
7. Відстань від центра ваги S до точки підвісу A' шатуна - b, m .
8. Визначення періоду коливань - T, c .

№	Час 10-ти повних коливань, c	Період коливань T, c
1.	$t_1 =$	$T_1 =$
2.	$t_2 =$	$T_2 =$
3.	$t_3 =$	$T_3 =$
		$T_c = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{3} =$

9. Момент інерції шатуна $I_s, кг \cdot м^2$ за формулою (5.15).
10. Відносна похибка визначення моменту інерції - $\Delta I, \%$.
11. Висновки.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Що таке маса (фізичний зміст)? Розмірності маси, прискорення, сили в системі CI .
2. Що таке момент інерції (фізичний зміст)? Розмірність моменту інерції в системі CI .
3. Суть методу заміщувальних мас. Які умови повинні виконуватися при визначенні зосереджених заміщувальних мас?
4. Написати умови статичного і динамічного заміщення мас.
5. Що називають фізичним маятником?
6. Дайте визначення амплітуди і періоду коливань фізичного маятника.
7. Написати рівняння руху фізичного маятника.
8. Написати формулу для визначення періоду коливань фізичного маятника. Який зв'язок між періодом і частотою коливань фізичного маятника.
9. Як визначається радіус інерції?
10. Як визначаються абсолютна і відносна похибки?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5
«ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРЯМОЗУБИХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ КОЛІС»

Мета роботи – опанувати методику обмірювання й розшифрування прямозубого евольвентного колеса, нарізаного за методом обкатування.

Прилади й устаткування

1. Набір зубчастих коліс.
2. Вимірювальний інструмент (штангенциркуль, нормалемір, накладний тангенціальний зубомір моделі 2301).

Порядок виконання роботи

1. Підрахувати число зубців z колеса, виданого для розшифрування.
2. Виміряти діаметр окружності вершин зубців d_a . При парному числі зубців цей діаметр можна виміряти безпосередньо, а при непарному числі зубців його можна обчислити, зробивши відповідні проміжні виміри.
3. Використовуючи залежність $d_a = m(z + 2)$ (якщо $x=0$), орієнтовно підрахувати модуль зачеплення m . Якщо обчислена величина m відповідає одному з модулів стандартного ряду в міліметрах (1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0), тоді можна припустити, що дане зубчасте колесо нульове стандартне. Якщо ж це не так, то потрібне подальше уточнення параметрів колеса.
4. Виміряти довжину загальної нормалі L_n (рис.1) і L_{n+1} (рис.2), охоплюючи губками штангенциркуля n і $n+1$ зубів відповідно. Число n охоплюваних для обмірювання зубів (залежно від числа зубів колеса) вибрати з таблиці 1.
5. Визначити основний крок зубів. У силу властивостей евольвенти відрізок прямої CD дорівнює відрітку дуги $C'D'$ (див. рис.1) і аналогічно $AB=A'B'$ (див. рис.2). Отже

$$p_b = L_{n+1} - L_n.$$

6. Обчислити значення модуля зачеплення

$$m = p_b / (\pi \cdot \cos\alpha),$$

де $\alpha=20^\circ$.

Знайдене значення t повинне збігатися в межах погрішності вимірів зі стандартним. Це значення модуля зачеплення t уважати дійсними.

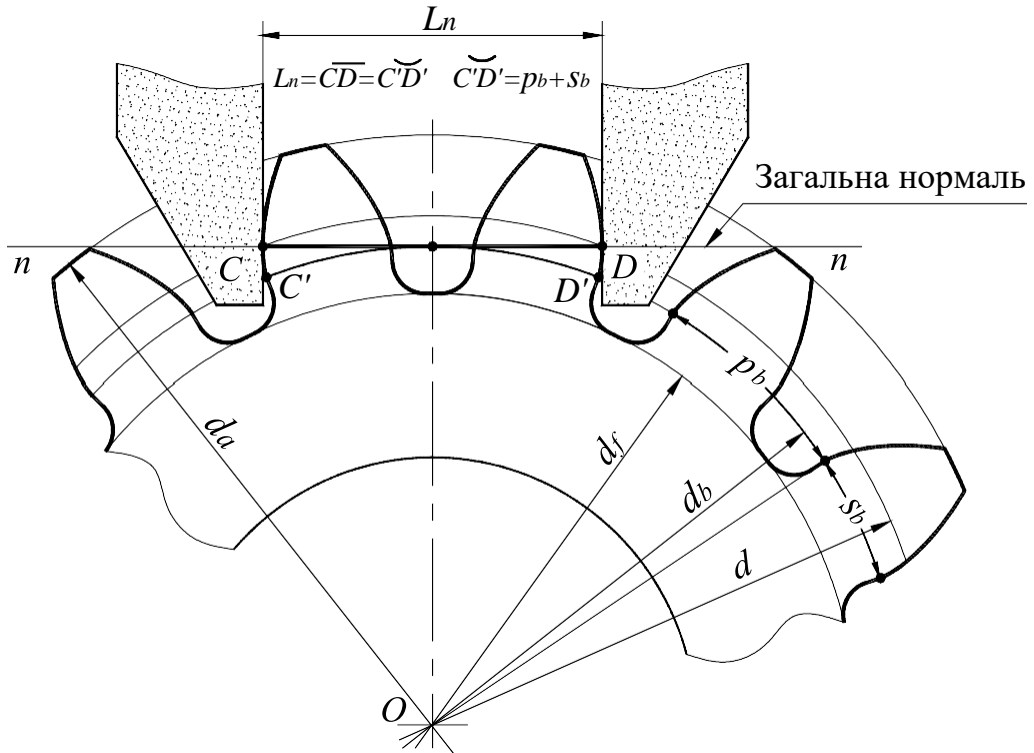


Рис. 5.1. Схема вимірів довжини загальної нормалі L_n

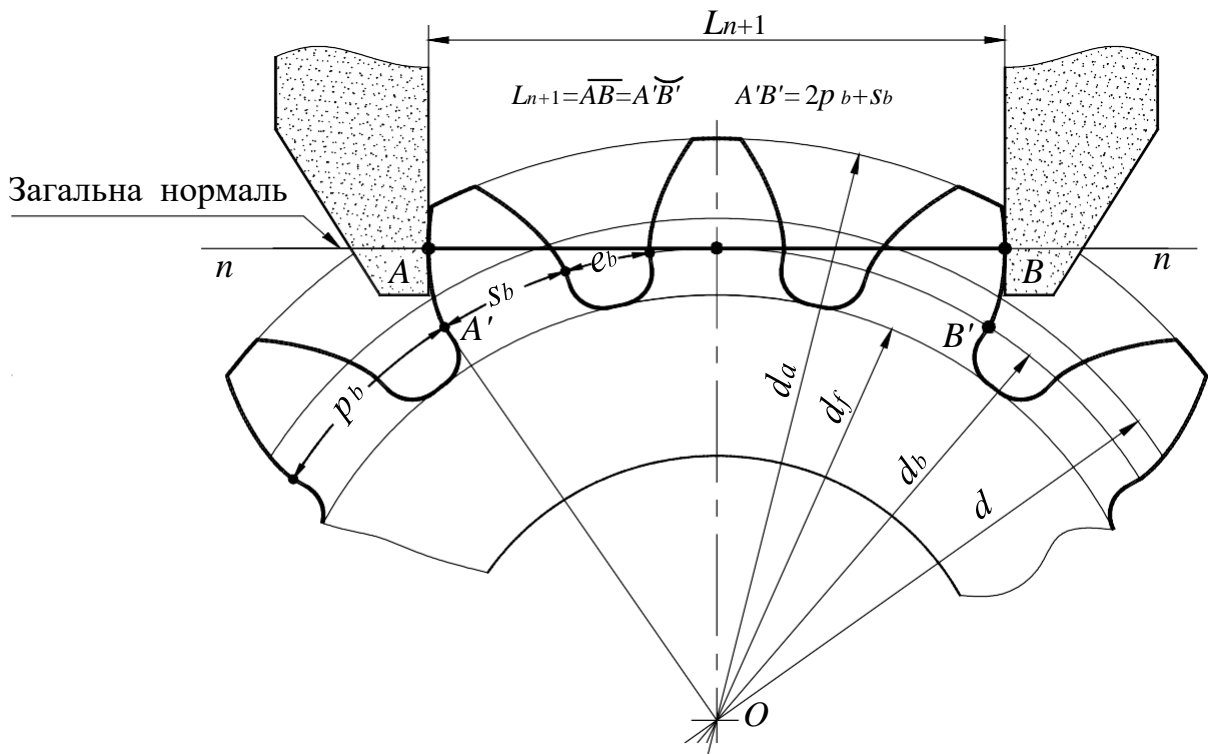


Рис. 5.2. Схема вимірів довжини загальної нормалі L_{n+1}

Таблиця 1

Число зубів колеса	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72
Число n охоплених для обмірювання зубців	2	3	4	5	6	7	8

7. Підрахувати наступні параметри зубчастого колеса:

- діаметр ділильної окружності $d = mz$;
- діаметр основної окружності $d_b = mz \cdot \cos \alpha$;
- основну товщину зуба $s_b = L_{n+1} - np_b$;
- ділильну товщину зуба $s = d(s_b - d_b \cdot \operatorname{inv} \alpha) / d_b$,

де $\operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$;

- коефіцієнт зсуву $x = (s - \pi m / 2) / (2m \cdot \tan \alpha)$.

8. Визначити передбачуване значення діаметра окружності западин

$$d_f = m(z - 2h_a^* - 2c^* + 2x),$$

де $h_a^* = 1,0$; $c^* = 0,25$.

Шляхом виміру встановити дійсне значення d_f й зрівняти його з розрахунковим. Пояснити можливу причину розбіжності обмірюваної й розрахункової величини d_f . Це, наприклад, може бути у випадку, якщо колесо після нарізування зазнало термомеханічного зміцнення западин зубів.

Зміст звіту

1. Схема вимірів довжини загальної нормалі.
2. Усі розрахункові формули.
3. Результати вимірів і обчислень за формою.

Таблиця 2

№ п/п	Параметри зубчастого колеса	Умовні позначки	Передбачувані значення параметрів			Дійсні значення параметра
			1	2	3	
1	Число зубів	z				
2	Діаметр окружності вершин, мм	d_a				
3	Довжина загальної нормалі n зубів, мм	L_n				
4	Довжина загальної нормалі $n+1$ зубів, мм	L_{n+1}				
5	Основний крок зубів, мм	p_b				
6	Профільний кут зачеплення, град	α				
7	Модуль зачеплення, мм	m				
8	Діаметр ділильної окружності, мм	d				
9	Діаметр основної окружності, мм	d_b				
10	Основна товщина зуба, мм	s_b				
11	Ділильна товщина зуба, мм	s				
12	Коефіцієнт зсуву	x				
13	Діаметр окружності западин, мм	d_f				
14	Коефіцієнт висоти головки зуба	h_a^*				

Контрольні питання

1. Що таке модуль зачеплення m ?
2. З якою метою колеса виготовляють зі зсувом?
3. Що називається довжиною загальної нормалі L_n ?
4. Показати на малюнку окружності: вершин, западин, ділильну, основну.
5. Що таке нульове, позитивне й негативне зубчасте колесо?
6. Яке мінімальне число зубів прямозубого колеса можна нарізати без підрізу?
7. Які методи нарізування зубчастих коліс Ви знаєте?
8. Яка основна технологічна перевага евольвентного профілю зуба перед іншими?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6 «КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КОРОБКИ ЗМІНИ ПЕРЕДАЧ (КЗП)»

Мета роботи – скласти кінематичну схему багатоступінчатої КЗП і визначити за нею передаточні числа окремих передач.

Прилади й устаткування

1. Коробки зміни передач.
2. Креслярські інструменти.

Порядок виконання роботи

Вивчити будову КЗП і встановити кількість валів, зубчастих коліс, характер з'єднання кожного колеса з валом, а також число передач переднього й заднього ходу.

Скласти кінематичну схему коробки зміни передач у нейтральному положенні.

Загальноприйняті умовні позначення установки зубчастих коліс на валах показано на малюнку 6.1.

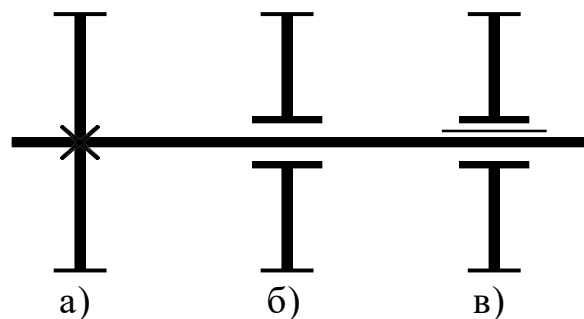


Рис. 6.1. Умовні позначки установки зубчастих коліс на валах
 а) зубчасте колесо, жорстко посаджене на вал;
 б) зубчасте колесо, вільно посаджене на вал або вісь;
 в) зубчасте колесо, посаджене на вал на шліцах.

Зубчасті колеса, вільно посаджені на вал, можуть також з'єднуватися з валом за рахунок кулачкових муфт, що мають шліцьове з'єднання з валом (рис.6.2). Якщо в КЗП використовуються синхронізатори, то на схемі їх можна умовно зображувати як прості кулачкові муфти.

На кінематичній схемі коробки зміни передач вісь блоку зубчатих коліс задньої передачі слід показати умовно поверненою до сполучення із

площиною, у якій розташовуються первинний (вхідний), вторинний (вихідний) і проміжний вали. Усі зубчасті колеса повинні бути пронумеровані. Також необхідно порахувати числа зубців усіх коліс і внести в таблицю.

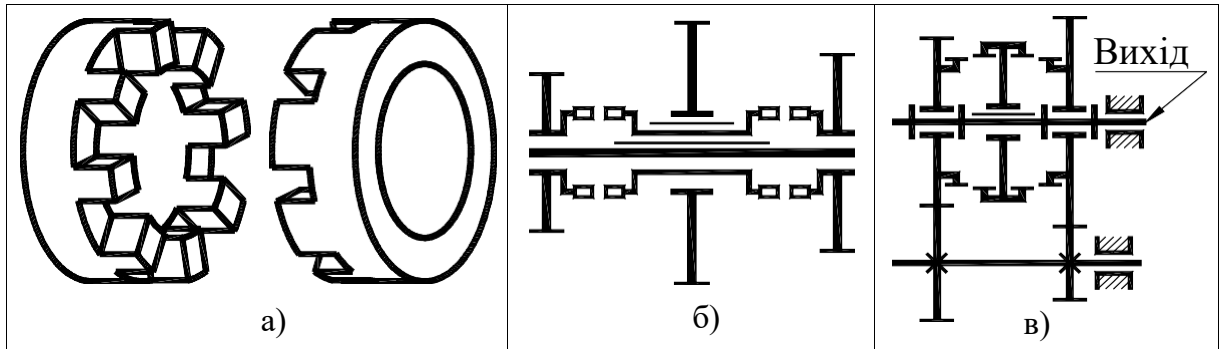


Рис. 6.2. Муфти

- а) загальний вигляд кулачкової муфти с $z=8$;
- б) умовне зображення кулачкової муфти на кінематичній схемі;
- в) умовне зображення зубчатої муфти на кінематичній схемі.

Кожному студентові викладач вказує, яку КЗП (з наявних у лабораторії) слід вивчити. Студент повинен визначити тип коробки (2-вальна або 3-х вальна), спосіб установки зубчастих коліс на вали, порахувати числа зубців коліс і визначити число передач прямого й зворотного ходів. У якості прикладів на малюнках 6.3 і 6.4 показані загальні види кінематичних схем 2-вальної та 3-х вальної КЗП. Звичайно 2-х вальні КПП застосовуються в передньопривідних автомобілях, а 3-х вальні КПП у повнопривідних й у задньопривідних автомобілях.

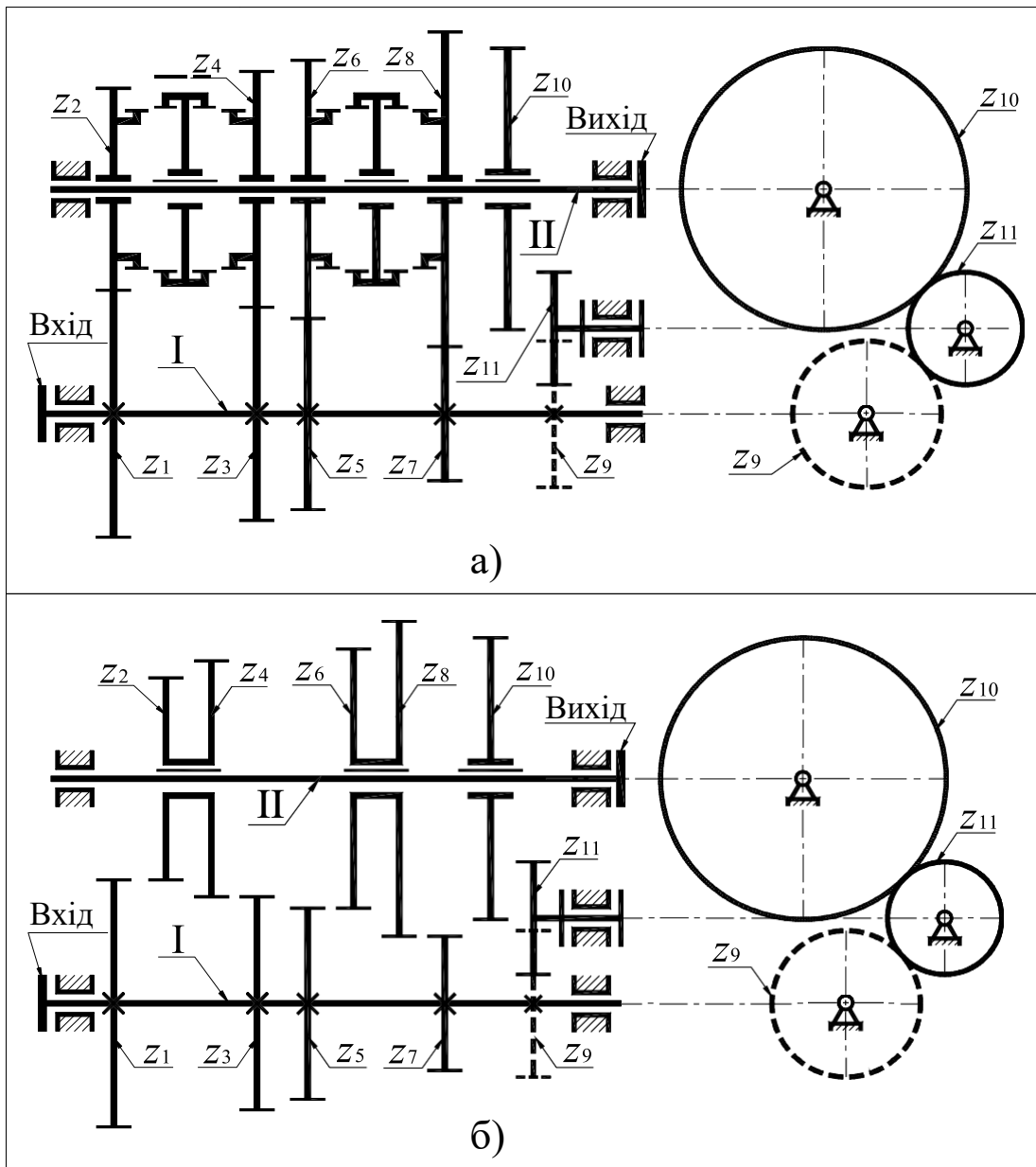


Рис. 6.3. Загальний вигляд 2-х вальної КЗП

- а) перемикання передач з допомогою зубчастої муфти;
 б) перемикання передач переміщенням зубчастих коліс.

У 2-х вальних КЗП у передачах переднього ходу бере участь одна пара коліс зовнішнього зачеплення, а передача заднього ходу має дві пари коліс зовнішнього зачеплення. КЗП на рис.6.3 має 4 передачі переднього ходу й одну заднього ходу (колеса z_9, z_{10} і z_{11}).

У 3-вальній КЗП на рис.6.4 зубчасті колеса передачі заднього ходу не показані. У цієї КЗП є пряма передача, яка включається за допомогою зубчастої муфти (зубчасті напівмуфти виготовлені як одне ціле разом з колесами z_a і z_2) і три понижувальні передачі ($u > 1$).

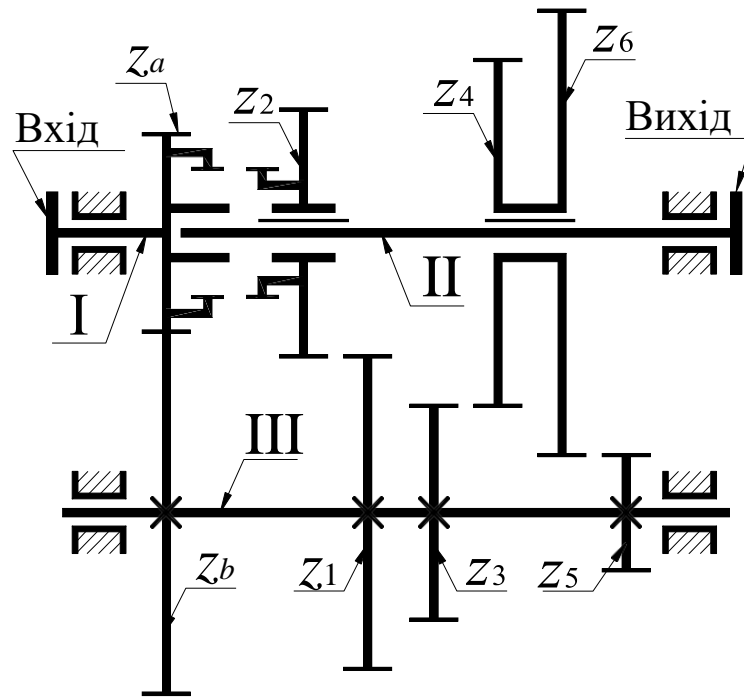


Рис. 6.4. Загальний вигляд 3-х вальної КПП

Далі необхідно в масштабі скласти кінематичну схему коробки зміни передач у нейтральному положенні, пронумерувавши всі вали й зубчасті колеса. Потім необхідно визначити величину передаточного числа кожної передачі. Необхідно мати на увазі, що передаточне число на відміну від передатного відношення не характеризується знаком, а величина визначається у такий же спосіб – як відношення добутку чисел зубців ведених коліс до добутку чисел зубців ведучих коліс. У 2-х вальній КЗП для передніх передач – це відношення чисел зубців однієї пари коліс. При цьому всі колеса вала I ведучі, а колеса вала II ведені.

В 3-х вальній КЗП у всіх передачах, крім прямої, бере участь пара коліс постійного зачеплення z_a і z_b (z_a – провідне, z_b – ведене).

Зміст звіту

1. Кінематична схема коробки зміни передач у нейтральному положенні.
2. Таблиця чисел зубців усіх коліс коробки зміни передач.
3. Кінематичні схеми (спрощені) коробки зміни передач на всіх окремих передачах.
4. Розрахунки передаточних чисел коробки зміни передач на всіх окремих передачах.
5. Дослідні дані по перевірці отриманих передаточних чисел.

Контрольні питання

1. Призначення коробок зміни передач.
2. Що таке передаточне число? Як воно визначається?
3. Які вали має коробка зміни передач?
4. Яка передача називається понижувальною, прямою, та підвищуючою?
5. З якою метою в коробках зміни передач застосовуються косозубі колеса постійного зачеплення?
6. Яке призначення синхронізаторів?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 7
«ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ (ККД) ЧЕРВ'ЯЧНОГО
РЕДУКТОРА»

Мета роботи – засвоїти методику визначення ККД черв'ячного редуктора й виявити залежність ККД редуктора від потужності, яка передається (або від крутного моменту T_2).

Прилади й устаткування

1. Лабораторна установка ТММ-39А із пристосуванням для тарування.
2. Індикатори годинникового типу - 2 шт.
3. Мікрокалькулятор.
4. Креслярські інструменти.

Порядок виконання роботи

1. ККД черв'ячного редуктора визначається за формулою

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 u}, \quad (1)$$

де T_1 – крутний момент на вхідному валу редуктора;

T_2 – крутний момент на вихідному валу редуктора;

$u = 28$ – передаточне число редуктора.

Вимір крутних моментів T_1 і T_2 зробити за допомогою індикаторів годинникового типу, які показують прогин спеціальних плоских балок, що сприймають окружні сили, створювані крутними моментами T_1 і T_2 . Для цього попередньо зробити тарування вимірювальних пристроїв на спеціальному пристосуванні.

Перед таруванням індикатор слід встановити на нульову відмітку. На головки гвинтів, вкручених у торцеву частину статора електродвигуна встановлюють допоміжний важіль і на ньому на повному плечі поміщають вантаж. Під дією моменту від сили ваги вантажу статор впливає через призму на плоску балку, прогин якої визначається за допомогою індикатору. При відомому моменті T_1 , створюваному вантажем, і зафіксованому показанні індикатору визначити масштабний тарувальний коефіцієнт

$$K_1 = \frac{T^*}{n_1} \left(\frac{H_m}{1 \text{ деление}} \right), \quad (2)$$

де n_1 – число поділок шкали індикатору, на яке відхилилася стрілка під дією моменту T_1^* .

Пересуваючи вантаж в інше положення, виконати ті ж обчислення й переконатися в незмінності масштабного тарувального коефіцієнта K_1 , тобто в лінійності вимірювального пристосування.

Тарування балки з індикатором, що реєструють значення моменту T_2 зробити аналогічно. У результаті цих вимірів визначити масштабний тарувальний коефіцієнт K_2 .

2. Перед фіксацією контрольних показань слід прогріти установку під середнім навантаженням протягом 3-4 хвилин. Навантаження регулювати за допомогою гальмового навантажувального пристрою.

Перед вмиканням установки необхідно повністю розгальмувати навантажувальний пристрій, а потім, включивши електродвигун у роботу, плавно навантажити установку.

Після прогріву установки знизити навантаження до мінімуму й зробити вимір крутних моментів T_1 і T_2 .

3. Послідовно підвищувати навантаження й знімати показання. Число вимірів крутних моментів повинне бути не менше п'яти.

4. За даними вимірів побудувати графік залежності ККД від вихідного крутного моменту T_2 .

Зміст звіту

1. Тарувальні графіки пристроїв, що вимірюють крутні моменти T_1 і T_2 .
2. Таблиця дослідних даних

Таблиця 1

Номер досліджу	n_1 , розподілів	T_1 , Нм	n_2 , розподілів	T_2 , Нм	η	Примітка
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						

3. Графік залежності ККД редуктора η від величини вихідного крутного моменту T_2 .

Контрольні питання

1. Які основні переваги й недоліки черв'ячних редукторів?
2. Як визначається передаточне число черв'ячного редуктора?
3. Що таке ККД?
4. Як визначити ККД черв'ячного редуктора?
5. Чому черв'ячні передачі мають порівняно невисокий ККД?
6. Чим відрізняються профілі витків черв'яків Архімеда, конволютного й евольвентного?
7. Від чого залежить величина ККД черв'ячного редуктора?
8. Як впливає на величину ККД черв'ячного редуктора число заходів черв'яка?
9. Що таке наведений кут тертя черв'ячної пари?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 8
«ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ (ККД)
ГВИНТОВОЇ ПАРИ»

Мета роботи: експериментально визначити ККД і коефіцієнт тертя гвинтової пари.

Теоретичні відомості

Гвинтові механізми служать для перетворення обертального руху в прямолінійний поступальний. Широке застосування вони отримали завдяки простоті конструкції і виготовлення, компактності, властивостям забезпечувати самогальмування при малих кутах підйому гвинтової лінії.

Недолік цих механізмів – велике тертя у різьбі, що зумовлює її підвищене зношування та низький ККД.

На рис. 9.1, а показана гвинтова пара з прямокутною різьбою, де Q – осьове зусилля у гвинтовій парі; $\bar{F} = \frac{2M}{d_c}$ – колове зусилля по колу середнього діаметра d_c різьби гвинта; $\bar{F}_{mp} = f \cdot \bar{N}$ – сила тертя у різьбі гвинтової пари; f – коефіцієнт тертя; \bar{N} – нормальна складова осьового зусилля.

Підйом гайки по витку гвинта можна розглядати (рис.9.1, б) як

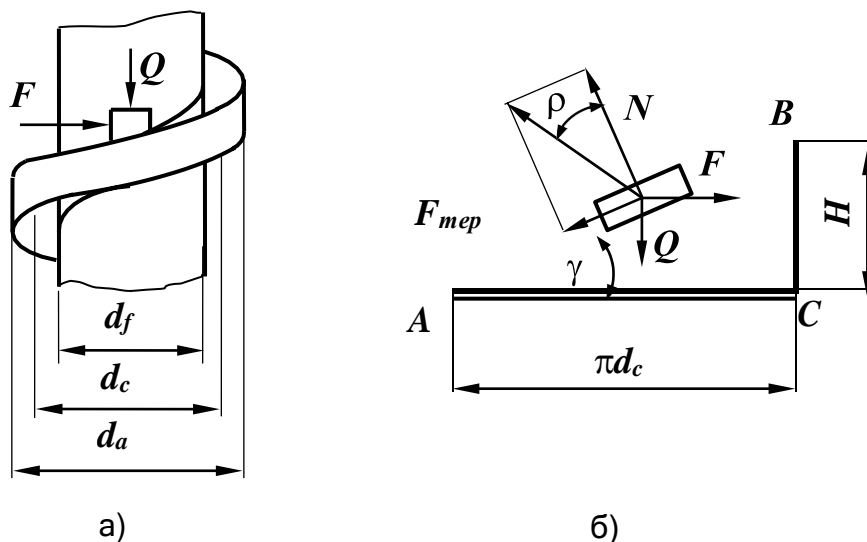


Рисунок 9.1 – Схема гвинтової пари (а) та розгортки гвинта(б)

підйом вантажу по похилій площині AB , що є розгорткою гвинтової лінії, яка утворює з катетом $AC = \pi \cdot d_c$ кут γ . Висота похилої площини буде дорівнювати катету $BC=H$, що відповідає ходу гвинтової лінії.

ККД гвинтової пари наближено визначається як

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (9.1)$$

де γ – кут підйому середньої гвинтової лінії; ρ – кут тертя нарізки гвинта. Кут γ знаходимо із прямокутного $\triangle ABC$ розгортки гвинта (рис.9.1, б)

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{H}{\pi \cdot d_c}, \quad (9.2)$$

де H – хід гвинта (відстань по твірній між однойменними точками одного й того витка). При багатолозових гвинтах $H = z \cdot h$, де z – число витків (ниток) гвинта; h – крок гвинта (відстань по твірній між однойменними точками сусідніх витків, для однолозового гвинта $H=h$); d_c – середній діаметр гвинтової лінії (півсума зовнішнього і внутрішнього діаметрів гвинта).

Кут тертя ρ і коефіцієнт тертя f зв'язані залежностями

$$f = \operatorname{tg} \rho; \quad \rho = \operatorname{arctg} f. \quad (9.3)$$

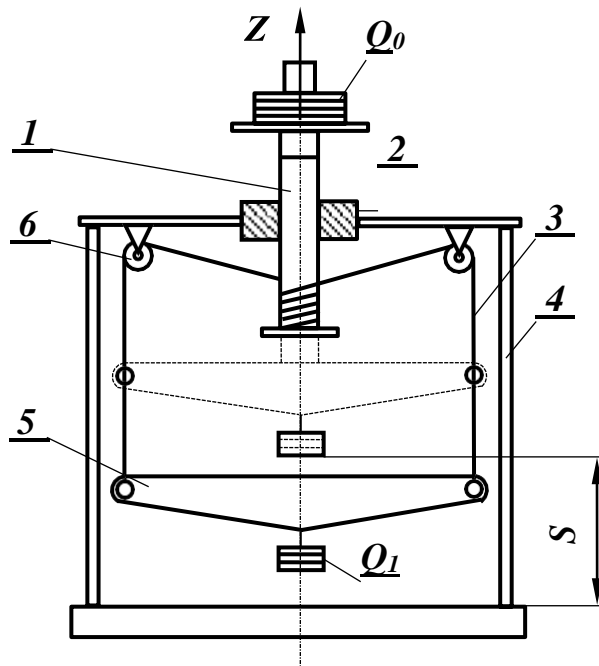


Рисунок 9.2 - Схема гвинтової установки

Кут тертя ρ і коефіцієнт тертя f визначаються дослідом на установці (рис.9.2), що складається із гвинта 1, гайки 2, шнура 3, стояка 4, траверси 5, роликів 6. Гвинт навантажений тягарем Q_0 , а траверса – Q_1 . При звільненні траверси вона почне опускатися, а шнури змусять обертатися гвинт. Гвинт, виконуючи обертально-поступальний рух, підіймає тягар Q_0 . Позначимо вагу гвинта Q_{20} , а траверси – Q_t . Рух гвинта можна розкласти на обертовий навколо вертикальної осі Z і поступальний вздовж цієї осі.

Диференціальне рівняння обертання гвинта

$$J \cdot \beta = M_z, \quad (9.4)$$

де J – момент інерції гвинта з тягарем відносно його осі; β – кутове прискорення гвинта; M_z – момент сил, що діють на гвинт, який можна визначити

$$M_z = R \cdot d_a - M_0, \quad (9.5)$$

де R – сила натягу шнурів 3; d_a – зовнішній діаметр гвинта; M_0 – момент опору обертанню гвинта, який визначається

$$M_0 = Q \cdot \frac{d_c}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho), \quad (9.6)$$

де $Q = (Q_0 + Q_{ze})$ – осьове навантаження гвинта.

Підставивши в (9.4) значення M_z із рівняння (9.5), отримаємо

$$J \cdot \beta = R \cdot d_a - M_0. \quad (9.7)$$

Визначимо з цього рівняння силу натягу шнурів R , розглянувши рух тягара Q_I разом з траверсою Q_T . Для цього запишемо диференціальне рівняння його поступального руху:

$$mz = (Q_I + Q_T) - R, \quad (9.8)$$

де m – маса тягара Q_I і траверси Q_T .

Вважаючи, що шнур не розтягується, можна стверджувати, що величини z і β зв'язані залежністю $z = \frac{d_a}{2} \cdot \beta$. Продиференціювавши двічі обидві частини цієї рівності, одержимо:

$$z = \frac{d_a}{2} \cdot \beta.$$

Звідси

$$\beta = \frac{2 \cdot z}{d_a}.$$

Підставивши в рівняння (9.7) значення β і розв'язавши його разом з рівнянням (9.8), одержимо

$$z = \frac{\frac{d_a}{2} [d_a (Q_I + Q_T) - M_0]}{J + \frac{1}{2} d_a^2 \cdot m}. \quad (9.9)$$

Права частина рівняння (9.9) є величина стала для даного гвинта. Позначивши її літерою k , а $(Q_I + Q_T) = Q_2$, одержимо

$$z = k = \frac{1}{2} d_a (d_a \cdot Q_2 - M_0) \cdot \frac{1}{J + \frac{1}{2} d^2 \cdot m} \quad (9.10)$$

Проінтегрувавши (9.10), знайдемо загальний розв'язок

$$z = \frac{k \cdot t^2}{2} + C_1 \cdot t + C_2 \quad (9.11)$$

Сталі C_1 і C_2 визначимо із початкових умов. Розмістивши початок координат у площині, від якої починає падати тягар, знаходимо, що при $t=0$; $z=0$; $C_1=C_2=0$. Тоді при $t=T$ і $z=S$ рівняння (9.11) буде мати вигляд

$$S = \frac{k \cdot T^2}{2},$$

звідки

$$k = \frac{2 \cdot S}{T^2}, \quad (9.12)$$

де S – шлях, пройдений тягарем Q_I за час T . Підставивши значення k у формулу (9.10), отримаємо

$$M_0 = \frac{\frac{1}{2} d_a^2 \cdot T^2 \cdot Q_2 - 2S \left(J + \frac{1}{2} d^2 \cdot m \right)}{\frac{1}{2} d_a \cdot T^2}.$$

Підставивши в це рівняння значення M_0 із (9.6), одержимо

$$\operatorname{tg}(\gamma + \rho) = \frac{\frac{1}{2} d_a^2 \cdot T^2 \cdot Q_2 - 2S \left(J + \frac{1}{2} d^2 \cdot m \right)}{\frac{1}{2} d_a \cdot T^2 \cdot Q_2 \cdot \frac{1}{2} d_c}, \quad (9.13)$$

де $Q_2 = (Q_I + Q_T)$ – сила ваги тягаря, що падає і траверси; T – час падіння тягаря Q_I ; J_I – момент інерції гвинта і тягаря Q_0 відносно осі Z ; m – маса тягаря Q_I і траверси Q_T ; d_a – зовнішній діаметр гвинта; $Q = (Q_0 + Q_{2a})$ – сила ваги тягарів Q_0 на гвинті і гвинта Q_{2a} ; d_c – середній діаметр гвинта.

Визначивши із (9.2) кут γ , а із (9.13) значення $\operatorname{tg}(\gamma + \rho)$ і підставивши їх в формулу (9.1) обчислимо ККД гвинтової пари. Кут тертя ρ визначимо за формулою

$$\rho = \arctg(\gamma + \rho) - \gamma,$$

а коефіцієнт тертя f – із залежності (9.3).

Лабораторне обладнання і приладдя

Дослідна установка для визначення ККД і коефіцієнта тертя; комплект тягарів; секундомір; штангенциркуль, лінійка.

Послідовність виконання роботи

1. Визначити геометричні параметри гвинта: H, R, d_a, d_f, d_c .
2. Визначити за формулою (9.2) кут підйому γ гвинтової лінії.
3. Навантаживши гвинт тягарем Q_0 , підібрати вантаж Q_1 так, щоб при падінні останнього гвинт плавно підіймався.
4. Обчислити сумарний момент інерції J гвинта і тягара (дисків) Q_0 , що обертається разом з гвинтом.
5. Заміряти секундоміром час T падіння тягара Q_1 .
6. Обчислити $tg(\gamma + \rho)$ кут тертя ρ і коефіцієнт тертя f .
7. Визначити ККД гвинтової пари.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Схема установки.
3. Геометричні параметри гвинта (h, H, R, d_a, d_f, d_c).
4. Кут підйому гвинтової лінії.
5. Результати вимірів та обчислень: $Q_2, H; m, кг; Q_0, H; J, кг/м^2; S, м; T, с$. Визначити $tg(\gamma + \rho)$.
6. Визначення кута тертя ρ .
7. Визначення коефіцієнта тертя f .
8. Визначення ККД гвинтової пари η .
9. Висновки.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Як визначається кут підйому гвинтової лінії?
2. Як визначається ККД гвинтової пари?
3. Який зв'язок між коефіцієнтом тертя і кутом тертя?
4. Які види нарізки ви знаєте?
5. Як визначається зведений коефіцієнт тертя ?
6. Що називається ККД?
7. Написати умови самогальмування гвинта.

ЛІТЕРАТУРА

1. Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту „Синтез кулачкових механізмів” для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад. М. А. Ткачук, О. І. Зінченко, Г. А. Кротенко та інш. – Харків: НТУ «ХП», 2010. – 24 с.
2. Грунауер О.А., Долгіх І.Д. Теорія механізмів і машин (системний підхід), НМК ВО, Київ, 1992. - 376 с.
3. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник. Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак та ін. - Івано-Франківськ: 1996. - 357 с.
4. Методичні вказівки до лабораторних робіт з курсу “Теорія механізмів і машин” для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Укладачі М.А. Ткачук, В.Б. Зеленський, З.С. Сафонова, А.О. Зарубіна, Г.А. Кротенко, О.І. Зінченко, Г.Д. Гриценко. - НТУ “ХП”, 2007. – 64 с.
5. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
6. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. – К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
7. Кіницький Я.Т. Практикум з теорії механізмів і машин. Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 452 с.

ЗМІСТ

Загальні вказівки	2
Лабораторна робота № 1 «Динамічне балансування ротора»	3
Лабораторна робота № 2 «Аналіз кінематики планетарного конічного редуктора»	12
Лабораторна робота № 3 «Аналіз кінематики планетарного циліндричного редуктора».....	15
Лабораторна робота № 4 «Експериментальне визначення моменту інерції ланки».....	19
Лабораторна робота № 5 «Визначення параметрів прямозубих евольвентних коліс».....	26
Лабораторна робота № 6 «Кінематичний аналіз коробки зміни передач (КЗП)»	30
Лабораторна робота № 7 «Визначення коефіцієнта корисної дії (ККД) черв'ячного редуктора».....	35
Лабораторна робота № 8 «Визначення коефіцієнта корисної дії (ККД) гвинтової пари».....	38
Література.....	43