

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ
З КУРСУ „ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН”**
для студентів машинобудівних спеціальностей
усіх форм навчання

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 3 від 08.12.06

Харків НТУ «ХПІ» 2007

Методичні вказівки до лабораторних робіт з курсу „Теорія механізмів та машин” для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання/ Уклад. М. А. Ткачук, В. Б. Зеленський, З. С. Сафонова та ін. – Харків: НТУ «ХПІ», 2007.

Укладачі: М. А. Ткачук
В. Б. Зеленський
З. С. Сафонова
А. О. Зарубіна
Г. А. Кротенко
О. І. Зінченко
Г. Д. Гриценко

Рецензент О. В. Устиненко
Кафедра теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин

ВСТУП

В курсі „Теорія механізмів і машин” вивчаються наукові основи створення сучасних машин та механізмів, а також методи їх теоретичного та експериментального дослідження.

Цей курс є першим у циклі дисциплін машинознавства і для студентів є одним із найскладніших. Його засвоєння студентами полегшується при зближенні теорії з практикою і забезпеченні наочності навчального процесу. Успішне рішення даного питання в першу чергу залежить від належної організації лабораторного практикуму.

Робота в лабораторії навчає студентів застосовувати теоретичні знання при розв’язанні практичних технічних задач, допомагає вникати в фізичну суть питань машинознавства, дає навички використання вимірювальної техніки і проведення експериментальних досліджень.

У даному збірнику методичних вказівок містяться 11 лабораторних робіт, які охоплюють весь теоретичний курс дисципліни „Теорія механізмів і машин”.

В ньому розглянуті такі основні питання:

- 1) структура та класифікація механізмів;
- 2) вивчення методики визначення геометричних та кінематичних параметрів механізмів за допомогою інструментів і приладів;
- 3) вивчення методів експериментального визначення сил і моментів, які діють у механізмах і машинах;
- 4) методика дослідного визначення коефіцієнтів тертя і ККД механізмів;
- 5) методика балансування деталей, які обертаються.

Лабораторна робота 1

СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета роботи – набуття навичок побудови кінематичних і структурних схем плоских важільних механізмів та розчленування механізму на групи.

Кінематичне дослідження плоских важільних механізмів доцільно виконувати частинами, у певній послідовності. Кожна з частин являє собою деяку сукупність ланок, зв’язаних кінематичними парами, і називається структурною групою (групою Ассура).

1.1. Елементи теорії

Важільним, або шарнірно-важільним, прийнято називати механізм, який містить тільки нижчі кінематичні пари (за винятком гвинтових). Механізм, будь-які рухомі точки якого переміщуються в паралельних площинах, називається плоским [2, 18-59].

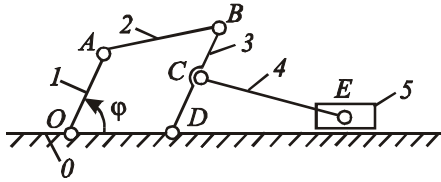


Рисунок 1.1 – Кінематична схема плоского шестиланковика

На рис. 1.1 подано кінематичну схему плоского шестиланковика. Під кінематичною схемою розуміють умовне зображення механізму, що дає правильне уявлення про відносний рух його ланок. На кінематичній схемі обертальні кінематичні пари зображуються як кружки, а поступальні – у вигляді прямокутників, зв'язаних з рухомою або нерухомою напрямною.

Механізм, зображений на рис. 1.1, містить 5 рухомих ланок та одну нерухому – стояк (ланка 0). Ланка, рух якої відомий, називається початковою, або вхідною і позначається стрілкою (ланка 1).

Під кількістю ступенів рухомості будемо розуміти кількість узагальнених координат, що задають положення механізму відносно стояка.

Кількість ступенів рухомості W плоского механізму можна визначити за формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2p_n - p_v, \quad (1.1)$$

де n – кількість рухомих ланок механізму; p_n – кількість нижчих кінематичних пар; p_v – кількість вищих кінематичних пар.

Механізм, який розглядається, містить 5 рухомих ланок та 7 нижчих кінематичних пар.

Підставивши ці значення у формулу (1.1), маємо:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1,$$

таким чином переконуємося, що кількість ступенів рухомості механізму дорівнює одиниці.

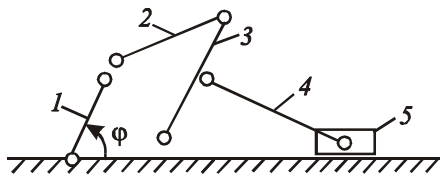


Рисунок 1.2 – Складові групи механізму

Механізм, кінематична схема якого зображена на рис. 1.1, можна уявити як складений із декількох ланок та груп ланок (рис. 1.2): початкової ланки 1 і стояка 0, ланок 2 і 3, ланок 4 і 5.

Початкова ланка має один ступінь рухомості – її положення визначається однією координатою (кутом φ).

Приєднавши до початкової ланки та стояка групу ланок 2 і 3, одержимо

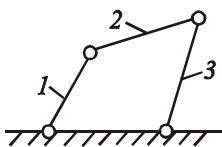


Рисунок 1.3 – Кінематична схема чотириланковика

чотириланковий механізм (рис. 1.3), кількість ступенів рухомості якого підраховано за формулою (1.1), і також дорівнює одиниці ($W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$).

Після приєднання до чотириланковика (рис. 1.3) групи ланок 4 і 5 одержимо шестиланковий механізм (рис. 1.1), кількість ступенів рухомості якого дорівнює одиниці.

Отже, кількість ступенів рухомості при послідовному приєднанні груп ланок не змінилася, оскільки кожна з доданих груп ланок відносно тих ланок, до яких вона приєднується при утворенні механізму, має нульовий ступінь рухомості; після приєднання такої групи елементами вільних кінематичних пар до стояка кількість ступенів рухомості дорівнює нулю. Так, кількість ступенів рухомості групи ланок 2 і 3 після приєднання до стояка (рис. 1.4) дорівнює нулю ($W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$).

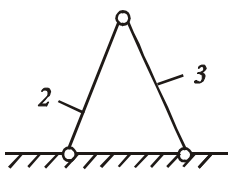


Рисунок 1.4 – Схема плоского кінематичного ланцюга з $W = 0$

Найпростіший плоский кінематичний ланцюг,

кількість ступенів рухомості якого після приєднання його своїми вільними елементами до стояка дорівнює нулю, називається *структурною групою Ассура*.

Будь-який багатоланковий плоский важільний механізм можна сконструювати шляхом послідовного приєднання структурних груп до вже одержаного кінематичного ланцюга. При цьому перша група приєднується до початкової ланки та стояка.

Застосовуючи формулу (1.1) до структурної групи, знайдемо:

$$W = 3n - 2p_n = 0. \quad (1.2)$$

Оскільки n і p_n можуть бути тільки цілими числами, з формули (1.2) виходить, що кількість ланок структурної групи повинна бути парним числом: $n = 2, 4, 6, \dots$

Треба відзначити, що до структурної групи входять тільки ті кінематичні пари, які утворюють ланки групи між собою та з ланками ланцюга, до якого група приєднується. Тому кінематична пара, утворена ланками 3 та 4 (рис. 1.1 та 1.2), до структурної групи 2–3 не належить, але входить до структурної групи 4–5.

Для полегшення виділення структурних груп доцільно побудувати *структурну схему механізму*. Стояк зображають прямою лінією зі штриховкою, всі кінематичні пари – кружками, як обертальні пари, кожен ланку – багатокутником, кількість вершин якого дорівнює кількості кінематичних пар, утворених цією ланкою. Ланку, що утворює тільки дві кінематичні пари, зображують відрізком прямої. Початкову (вхідну) ланку позначають стрілкою. Структурна схема механізму, кінематична схема якого показана на рис. 1.1, зображена на рис. 1.5, а.

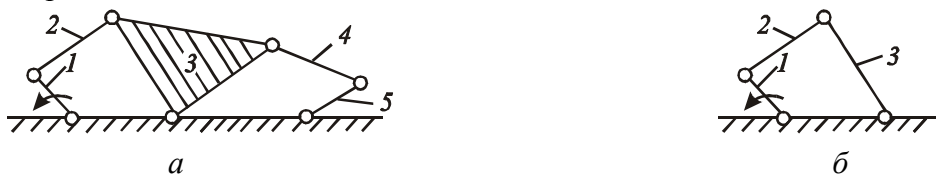


Рисунок 1.5 – Структурні схеми механізмів

Клас структурної групи (за І. І. Артоболевським) [1, 90-116] визначається кількістю кінематичних пар, які утворюють найбільш складний замкнений контур. Конттури складаються або з сторін однієї ланки (згідно з структурною схемою), або усі сторони контуру належать різним ланкам. Порядок структурної групи визначається кількістю елементів кінематичних пар, якими вона приєднується до наявного кінематичного ланцюга.

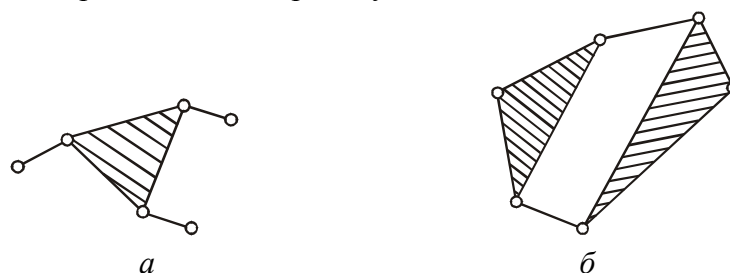


Рисунок 1.6 – Групи Ассура

Будь-яка структурна група, що містить 2 ланки, – це група 2-го класу 2-го порядку (двоповодкова група). Чотириланкова група може бути або 3-го класу 3-го порядку (рис. 1.6, а), або 4-го класу 2-го порядку (рис. 1.6, б). Більш складні групи зустрічаються рідко і тут не розглядаються.

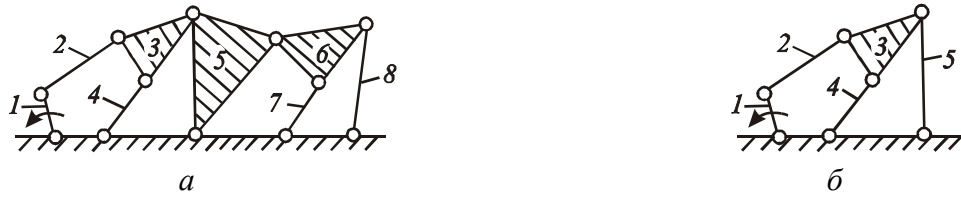


Рисунок 1.7 – Структурні схеми механізмів

Розглянемо процес пошуку структурних груп на прикладах механізмів, структурні схеми яких зображено на рис. 1.5, *a* та 1.7, *a*. Для виділення структурних груп спочатку шукають найпростішу дволанкову групу, що утворює кінематичні пари лише з початковою ланкою та зі стояком (на рис. 1.5 – це група ланок 2 і 3). Якщо такої групи немає (рис. 1.7, *a*, ланка 3 не утворює кінематичної пари зі стояком), то шукають чотириланкову групу, яка утворює кінематичні пари тільки з початковою ланкою та зі стояком (на рис. 1.7, *a* – це група ланок 2, 3, 4 і 5). Початкова ланка зі стояком і приєднаною до них першою виділеною структурною групою утворюють механізм, показаний на рис. 1.5, *б* та 1.7, *б*.

Далі знову шукаємо найпростішу дволанкову, а якщо її немає, то – чотириланкову групу, приєднану до названих вище механізмів. Для механізму, структурна схема якого зображена на рис. 1.5, *a*, – це група ланок 4 та 5, а для механізму (рис. 1.7, *a*) – група ланок 6 та 7 або 6 та 8. Якщо вихідною є ланка 7, то структурну групу утворюють ланки 6 та 7. Отже, механізм (рис. 1.1, 1.5.) складається з початкової ланки, стояка та двох структурних груп 2–3 та 4–5. Для механізму, структурна група якого зображена на рис. 1.7, *a*, шляхом нашарування структурних груп одержано механізм, структурна схема якого показана на рис. 1.8. У загальному випадку при наявності ланки 8 механізм має нульовий ступінь рухомості, тобто перетворюється у ферму. Згідно з формулою (1.1) при $n = 8$, $p_n = 12$ маємо $W = 3 \cdot 8 - 2 \cdot 12 = 0$.

При деяких співвідношеннях розмірів ланок механізм, який розглядається, може мати один ступінь рухомості. При цьому ланка 8 не впливає на рух інших ланок і вносить надлишкові в'язі.



Рисунок 1.8 – Структурна схема механізму 3-го класу

Таким чином, якщо експериментально з'ясували, що механізм рухається, а формула Чебишева показує, що він рухатись не може, то це означає – в ньому закладені надлишкові в'язі, обумовлені його спеціальною метрикою. Розчленування механізму на структурні групи допомагає виявити ці в'язі.

Клас механізму визначається найбільшим класом структурної групи, яка входить до його складу, і залежить від вибору початкової ланки. Так, якщо в механізмі 3-го класу (рис. 1.8) за початкову прийняти ланку 7, то він перетвориться у механізм 2-го класу, оскільки, крім початкової ланки та стояка, містить 3 двоповодкові групи 2-го класу: ланки 6 та 5, 3 та 4, та ланки 2 і 1.

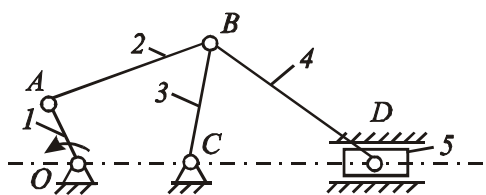


Рисунок 1.9 – Кінематична схема механізму з складним шарніром

Зустрічаються механізми, в яких декілька обертальних кінематичних пар мають спільну геометричну вісь відносного обертання (рис. 1.9). У точці *B* з'єднані 3 ланки: ланки 2, 3 і 4.

Якщо в шарнірній точці з'єднано m ланок, то ці ланки утворюють $m-1$ кінематичних пар. Отже, один кружок у точці B відповідає двом обертальним кінематичним парам. При складанні структурної схеми механізму необхідно вирішити, які ланки утворюють

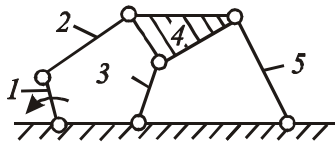


Рисунок 1.10 – Структурна схема механізму 3-го класу

кінематичні пари, позначені одним кружком. Це питання вирішується неоднозначно. Можна прийняти, що ланки 2 і 3 утворюють обертальні пари. В цьому випадку одержимо механізм 2-го класу, структурна схема якого показана на рис. 1.5, а якщо вважати, що ланки 2 і 4 та ланки 3 і 4 утворюють кінематичні пари,

то механізм буде 3-го класу і йому відповідатиме структурна схема, зображена на рис. 1.10. Бажано прийняти перший варіант, який дає механізм меншого класу, більш простий для розрахунків.

1.2. Порядок виконання роботи

1. Для кожного з механізмів, виданих викладачем, намалювати кінематичну схему.
2. Для кожного механізму визначити кількість ланок і кількість нижчих кінематичних пар.
3. За формулою Чебишева визначити кількість ступенів рухомості механізмів.
4. Намалювати структурні схеми механізмів.
5. Для кожного механізму виділити групи Ассура, порядок їх нашарування та надлишкові в'язі, обумовлені спеціальною метрикою механізму, якщо вони присутні.
6. Визначити клас і порядок кожної з структурних груп та клас механізму.

1.3. Оформлення роботи

Результати виконання роботи відобразити в протоколі (додаток А). Кінематичні та структурні схеми побудувати спочатку на чернетці, після перевірки викладачем занести до протоколу.

Контрольні питання

1. Що таке кінематична схема механізму?
2. Що таке структурна схема механізму і чим вона відрізняється від кінематичної схеми?
3. Що таке структурна група Ассура?
4. Як зображаються кінематичні пари на структурній схемі?
5. Як зображаються ланки на структурній схемі?
6. Як визначається клас і порядок групи Ассура?
7. Як визначається клас механізму?

Лабораторна робота 2

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ ПЛОЩИННОЇ КІНЕМАТИЧНОЇ ПАРИ

Мета роботи – експериментальне визначення коефіцієнта тертя площинної кінематичної пари.

2.1. Елементи теорії

Площинною називають таку кінематичну пару, елементи ланок котрої уявляють собою стичні площини чи їх ділянки і яка дозволяє плоский відносний рух ланок. Нехай до ланки 2 (рис. 2.1), що утворює площинну пару з нерухомою ланкою 1, прикладена система

активних сил з рівнодіючою цих сил \bar{P} , така, що спричиняє поступальний рух ланки 2.

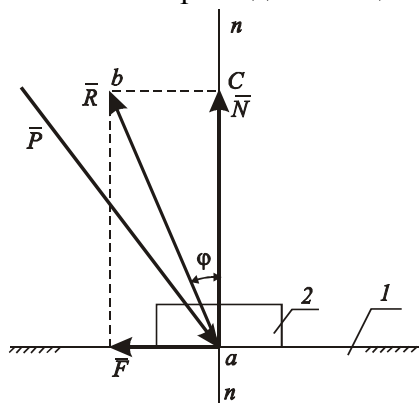


Рисунок 2.1 – Схема площинної пари

Згідно з другим законом Ньютона можна записати:

$$m \cdot \bar{a} = \bar{P} + \bar{R}, \quad (2.1)$$

де m – маса ланки 2, a – прискорення поступального руху, R – реакція, яка прикладена до ланки 2 з боку ланки 1.

Розкладемо реакцію R на дві складові: одну з них \bar{N} направимо по нормалі nn до стичних поверхонь, а другу \bar{F} – протилежно швидкості ланки 2.

Для векторів \bar{N} та \bar{F} справедлива рівність:

$$\bar{N} + \bar{F} = \bar{R}. \quad (2.2)$$

Складову \bar{N} називають нормальною складовою реакції \bar{R} або ідеальною реакцією, а складову \bar{F} – силою тертя (вона визначає опір відносному руху ланок). Значення нормальної складової реакції \bar{N} можна завжди знайти, якщо спроектувати рівняння (2.1) на нормаль nn . Найпростішу залежність між модулями сили тертя та нормальної складової дає формула Кулона:

$$F \leq f \cdot N, \quad (2.3)$$

де f – коефіцієнт тертя.

Коефіцієнт тертя, таким чином, є коефіцієнтом пропорційності у залежності сили тертя F від нормальної складової реакції N .

Дослідним шляхом визначено, що до початку відносного руху сила тертя збільшується від нуля до деякого максимального значення, яке (значення) відповідає моменту переходу від спокою до відносного руху (ця обставина врахована у формулі (2.3) знаком нерівності). Після початку відносного руху сила тертя декілька зменшується і залишається постійною, якщо фізико-хімічні властивості поверхонь тертя не змінюються.

Тому розрізняють силу тертя F_0 – в момент початку відносного руху, яку називають силою тертя спокою, та силу тертя ковзання F , а також відповідні їм коефіцієнти тертя: спокою f_0 та тертя ковзання f . Коефіцієнт тертя спокою називають також коефіцієнтом зчеплення.

Таким чином сила тертя спокою

$$F_0 = f_0 \cdot N, \quad (2.4)$$

а сила тертя ковзання

$$F = f \cdot N. \quad (2.5)$$

Значення коефіцієнта тертя ковзання залежить в основному від таких факторів: матеріалів поверхонь тертя, механічної та термічної обробки цих поверхонь, швидкості відносного руху та температури. Коефіцієнт тертя спокою залежить також від тривалості попереднього контакту стичних тіл. У даній роботі досліджується залежність коефіцієнта тертя від матеріалів поверхонь тертя.

Кут φ (рис. 2.1) між лінією дії реакції R та нормаллю nn називають кутом тертя. Його значення може бути знайдене з трикутника abc відповідно залежності:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F}{N} = f. \quad (2.6)$$

Аналогічну залежність можна записати для моменту початку відносного руху:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{F_0}{N} = f_0. \quad (2.7)$$

Таким чином маємо для кута тертя спокою:

$$\varphi_0 = \operatorname{arctg} f_0, \quad (2.8)$$

для кута тертя ковзання

$$\varphi = \operatorname{arctg} f. \quad (2.9)$$

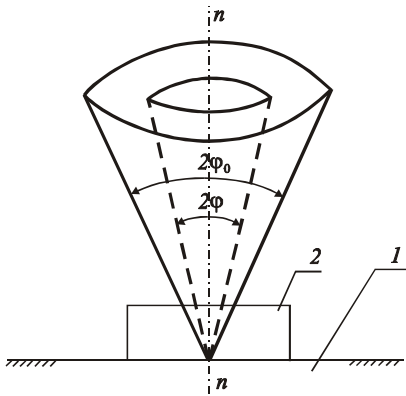


Рисунок 2.2 – Схема конуса тертя

Геометричне місце всіх можливих напрямків лінії дії повної реакції R називають конусом тертя. Розрізняють конуси тертя спокою та ковзання.

Якщо коефіцієнт тертя не залежить від напрямку відносного руху ланок, то конус тертя буде круглим з кутом при вершині 2φ (конус тертя ковзання) або $2\varphi_0$ (конус тертя спокою). Обидва конуси зображені на рис. 2.2.

Необхідно мати на увазі, що до початку відносного руху повна реакція R може розміщатись усередині або на поверхні конуса тертя спокою, а під час руху – тільки на поверхні конуса тертя ковзання [1, 477-483], [2, 225-230].

2.2. Лабораторний пристрій

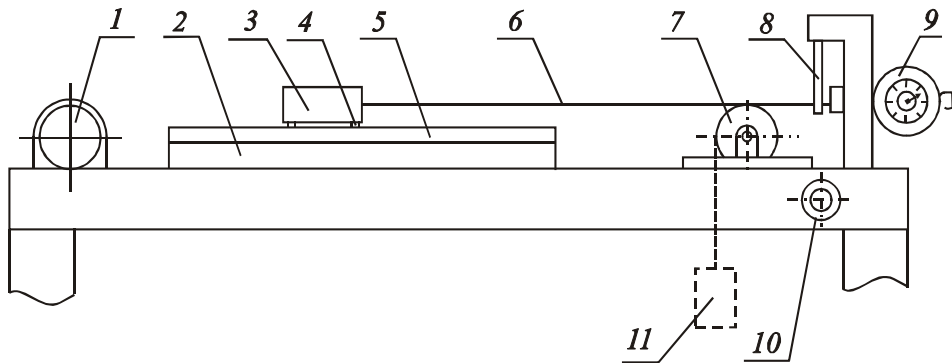


Рисунок 2.3 – Схема лабораторного пристрою

Робота виконується на пристрої, що має наступну принципову будову (рис 2.3). Площинна пара, коефіцієнт тертя якої ми повинні визначити, утворена плитою 5, закріпленою на візку 2, та ковпачками 4, які надіті на спеціальні виступи нижньої поверхні повзуна 3. Плита 5 та ковпачки 4 змінні, зроблені з різних матеріалів. Візок, обладнаний роликами, приводиться в рух електродвигуном 1 через редуктор. Повзун сталевим тросиком з'єднаний з балочкою 8, що виконує роль динамометра. Електродвигун вмикається тумблером 10, який має три фіксованих стани: "рух візка вліво", "вимкнено" та "рух візка вправо". Кінцеві вимикачі, обладнані на установці, вмикають електродвигун у крайніх положеннях візка.

Перед кожним дослідом візок повинен бути в крайньому правому положенні, тільки потім тумблер 10 вмикають у стан, що викликає рух візка вліво. При цьому сила тертя між плитою та повзуном примушує їх пересуватись в одному напрямку. Крім того, повзун з'єднаний тросиком з балочкою, яка внаслідок навантаження силами тертя прогинається. При горизонтальному положенні площини 5 та тросика 6 сила натягу останнього дорівнює силі тертя між повзуном та площиною і визначається за деформацією балочки 8; для заміру деформації використовують індикатор 9 годинникового типу.

Для того, щоб перейти від показників стрілки індикатора в поділках шкали до сили натягу тросика в ньютонах, що дорівнює, як було сказано, силі тертя між повзуном та плитою, необхідно провести тарування. Для цього використовують блок 7, через який перекидають нитку, з'єднану з балочкою. На нижній кінець нитки підвішують тарувальні вантажі 11.

При кожному i -тому тарувальному досліді ми знаємо вагу P_T тарувального вантажу та фіксуємо показник S_T індикатора і маємо можливість підрахувати ціну поділка шкали, $\frac{H}{\text{мм}}$:

$$k_i = \frac{P_T}{S_T}, \quad (2.10)$$

а потім знайти їх середнє значення $k_{\text{ср}}$.

Нормальна складова реакції N дорівнює вазі повзуна, оскільки плита горизонтальна.

2.3. Послідовність виконання роботи

1. Підготувати лабораторну установку для проведення дослідів:
 - а) покласти на візок плиту з заданого викладачем матеріалу;
 - б) надіти на повзун ковпачки з заданого викладачем матеріалу;
 - в) увімкнути живлення електродвигуна;
 - г) поставити візок у початкове положення.
2. Провести не менше ніж три досліди для кожного сполучення матеріалів. До протоколу (додаток Б) занести середнє арифметичне значення показників індикатора в момент початку відносного руху повзуна по плиті та під час руху.
3. Занести до протоколу повну вагу повзуна.
4. Провести тарування індикатора та визначити середню ціну поділки шкали.
5. Визначити сили тертя та коефіцієнти тертя спокою та ковзання для кожного сполучення матеріалів поверхонь тертя.
6. Накреслити осьовий переріз конусів тертя спокою та ковзання для одного із сполучень матеріалів поверхонь тертя.

Всі розрахунки виконувати в протоколі (додаток Б).

Контрольні питання

1. Яка складова повної реакції однієї ланки на другу має назву сили тертя?
2. Як визначається нормальна складова повної реакції в даній роботі?
3. Яка сила тертя має назву сили тертя спокою?
4. За якою формулою підраховується коефіцієнт тертя?
5. Який з коефіцієнтів тертя більший: спокою чи ковзання?
6. Від яких факторів залежить значення коефіцієнта тертя?

7. Що має назву кута тертя?
8. Яка залежність між кутом та коефіцієнтом тертя?
9. Яка принципова схема лабораторної установки для визначення коефіцієнтів тертя?
10. З якою метою проводяться тарувальні досліди?
11. Яким чином проводиться тарування?
12. Яким чином за показниками шкали індикатора підраховується сила тертя?
13. В який момент фіксується сила тертя спокою?

Лабораторна робота 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ГВИНТОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ТА КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ В ПАРІ ГВИНТ–ГАЙКА

Мета роботи – визначити ККД гвинтового механізму, дослідити вплив на його значення сили корисного опору.

Коефіцієнт корисної дії (скорочено ККД) – один з важливих узагальнюючих показників якості механізму. Теоретично визначити ККД з наперед заданою точністю навіть для простих механізмів (з малою кількістю ланок) практично неможливо, оскільки без проведення спеціальних дослідів не вдається врахувати всі різноманітні фактори, які впливають на значення сил тертя в кінематичних парах механізму. Через це і доводиться визначати ККД експериментально [1, 494-496].

Одержані дані дозволяють визначити за цих же умов приблизні значення коефіцієнта тертя в кінематичній парі гвинт–гайка [5, 465-468].

3.1. Лабораторний пристрій

Пристрій (рис. 3.1) містить електродвигун 1, який через редуктор 2 приводить до руху гвинт 3. Гайка 4 і гвинт 3 утворюють кінематичну пару 5-го класу. Гайка може переміщатися тільки поступально вгору та вниз, оскільки утримується від повороту стрижнем 7. Один кінець стрижня закріплено на обоймі гайки, а другий – несе на собі шариковий підшипник, зовнішнє кільце котрого введено у вертикальний паз станини.

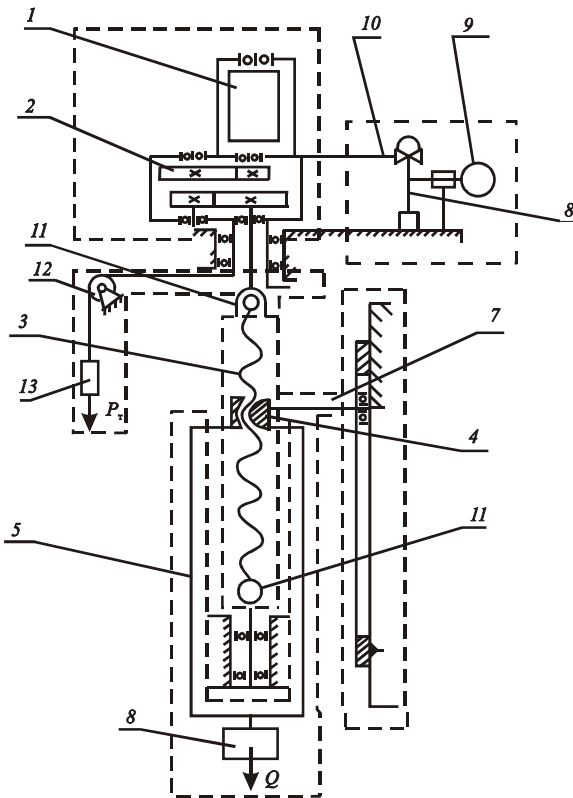


Рисунок 3.1 – Схема лабораторного пристрою

Для створення осевого навантаження гайки 4 на спеціальному змінному пристрої 5 підвішуються вантажі 6. Повне осьове навантаження складається з ваги пристрою, вантажів та гайки з обоймою.

Статор електродвигуна жорстко з'єднаний з корпусом редуктора, а корпус утворює шарнір зі станиною установки. Вісь цього шарніра збіжна з віссю статора електродвигуна. Від довільного обертання відносно станини статор утримує пружна балка (пластина) 8, закріплена на станині. У пружну балку упира-

ється змонтований на статорі електродвигуна важіль 10, який при навантаженні електродвигуна викликає прогин балки. Прогин замірюють індикатором 9.

Гвинт 3 та гайка 4 змінні; для їх заміни треба зняти пристрій 5 з вантажами 6, від'єднати стрижень 7 разом з підшипником від гайки 4 та гвинт разом з гайкою від гнізд напівмуфт 11. Установка гвинта з гайкою проводиться у зворотному порядку. Гвинт і гайка взаємно притерті, тому при їх складанні необхідно сумістити нанесені на них спеціальні мітки.

Електродвигун пристрою включається послідовними вмиканням тумблера живлення та натиском пускової кнопки. Тумблер і кнопка розміщені на щитку керування (верхня права частина пристрою). Весь цикл (рух гайки догори, зміна напрямку обертання вала електродвигуна в крайньому верхньому положенні гайки, рух гайки вниз і вимикання електродвигуна при досягненні гайкою вихідного нижнього положення) виконується автоматично.

Під час обертання ротора електродвигуна на статор та жорстко з'єднаний з ним корпус редуктора діє реактивний момент, що за значенням дорівнює моменту сил опору гвинта, який, у свою чергу, дорівнює моменту рушійних сил гвинтової передачі. Від дії останнього важіль 10 прогинає балку 8. Значення прогину балки, заміряне в поділках шкали індикатора, використовується для обчислення моменту рушійних сил L_{pc} за допомогою проведеного заздалегідь тарування, тобто визначення ціни поділки шкали індикатора.

Для тарування індикатора застосовується спеціальний пристрій, до складу якого входять жорстко змонтований на нижній поверхні корпусу редуктора шківок та розташований на кронштейні станини ролик 12. Через ролик перекинута гнучкий тросик, до нижнього кінця якого підвішуються тарувальні вантажі 13. Тросик охоплює шківок і таким чином тарувальні вантажі утворюють момент відносно осі електродвигуна.

3.2. Визначення ККД гвинтової передачі

Коефіцієнт корисної дії η будь-якого механізму визначається згідно з формулою:

$$\eta = \frac{A_{ко}}{A_{pc}}, \quad (3.1)$$

де $A_{ко}$ – робота сил корисного опору; A_{pc} – робота рушійних сил на одному інтервалі руху ланок механізму.

Для гвинтової передачі маємо:

$$A_{ко} = Q \cdot p \cdot n, \quad (3.2)$$

де Q – осьове навантаження, Н; p – крок нарізки, мм; n – кількість обертів гвинта;

$$A_{pc} = L_{pc} 2\pi n, \quad (3.3)$$

де L_{pc} – момент рушійних сил.

Підставляючи (3.2) та (3.3) в (3.1), одержуємо для ККД

$$\eta = \frac{Q \cdot p}{2\pi L_{pc}}. \quad (3.4)$$

3.3. Наближене визначення коефіцієнта тертя в парі гвинт–гайка

Якщо не враховувати втрати на тертя в кінематичних парах, крім пари гвинт-гайка, то для коефіцієнта корисної дії гвинтової пари маємо [2]:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}})}, \quad (3.5)$$

де α – кут підйому гвинтової лінії, $\varphi_{\text{пр}}$ – приведений кут тертя. Ці величини можна знайти з виразів:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{\pi d_{\text{ср}}}, \quad (3.6)$$

$$\varphi_{\text{пр}} = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \beta}, \quad (3.7)$$

де $d_{\text{ср}}$ – середній діаметр гвинта; f – коефіцієнт тертя в парі гвинт-гайка, β – кут профілю нарізки.

Розв'язуючи спільно (3.5), (3.6) та (3.7), визначаємо f – коефіцієнт тертя в парі гвинт–гайка, якщо вже відомі η та параметри нарізки: p , $d_{\text{ср}}$, β .

3.4. Проведення експериментів та обробка їх результатів

1. Обладнати тарувальний пристрій.

2. Послідовно підвісити на тросик не менше 4 вантажів вагою P . Найбільшу вагу тарувального тягара вибрати так, щоб він створював момент сил, діючих на статор електродвигуна відносно його осі, не більший 0,9 Н м. Роботу виконувати при виключеному тумблері електроживлення.

3. Для кожного навантаження зареєструвати кількість поділок шкали індикатора x та підрахувати момент L_T :

$$L_T = P \cdot R, \quad (3.8)$$

де P – вага тарувального вантажу, R – радіус шківів тарувального пристрою, а потім підрахувати ціну поділки шкали індикатора, $\frac{\text{Нм}}{\text{под}}$:

$$k = \frac{L_T}{x}.$$

4. Знаючи k для кожного навантаження, підрахувати їх середнє значення. Дані тарувальних дослідів занести у протокол (додаток В).

5. Зняти тарувальний пристрій. Встановити згідно з вказівкою викладача відповідні гвинт та гайку. Перевірити надійність закріплення гвинта в муфті з'єднання його з валом редуктора та в п'яті. В початковому положенні гайка повинна знаходитись внизу.

6. Підвесити на обойму гайки пристрій 5 для вантажів 6 (рис. 3.1).

7. Включити тумблер електроживлення та виконати пробний пуск шляхом натискання кнопки включення електродвигуна.

8. Встановити шкалу індикатора на нульову помітку.

9. Виконати кілька (згідно з вказівкою викладача) серій дослідів з різним осьовим

навантаженням, реєструючи при цьому показники індикатора x .

10. Знаючи ціну поділки шкали індикатора, визначити значення для кожного випадку навантаження.

11. За формулою (3.4) підрахувати значення ККД гвинтової передачі.

12. Після визначення ККД послідовно використовуючи формули (3.5), (3.6) та (3.7) підрахувати приблизні значення коефіцієнта тертя.

13. Розрахунки занести в протокол (додаток В).

14. Після закінчення дослідів виключити тумблер електроживлення та привести установку до належного стану.

3.5. Параметри лабораторного пристрою

Нарізка гвинтової пари

1. Метрична M42x4,5 $d_{cp} = 39$ мм, $\beta = 30^\circ$, $p = 4,5$;

2. Прямокутна 42x4,5 $d_{cp} = 40$ мм, $\beta = 0$, $p = 4,5$;

3. Прямокутна 42x(3x8) $d_{cp} = 38$ мм, $\beta = 0$, $p = 24$.

Матеріал гвинта – сталь 45, гайки – сталь 20 або бронза ОЦС-5-5-5. Маса вантажів для створення осьового навантаження – 2 кг и 5 кг; пристрою для підвішення цих вантажів – 2 кг; гайки з обоймою – 1 кг. Маса вантажів для тарування – 0,5 кг, 1 кг, 1,5 кг. Радіус шківа тарувального пристрою $R = 30$ мм.

Контрольні питання

1. Що називається коефіцієнтом корисної дії?
2. Для якого механізму в даній роботі визначається ККД?
3. Що приводить у рух гвинт установки?
4. Яким чином створюється осьове навантаження гвинтової пари?
5. Яким чином замірюється момент рушійних сил?
6. Яким приладом фіксується прогин пружної балки?
7. З якою метою проводиться тарування індикатора?
8. Скільки тарувальних дослідів проводиться?
9. За якою формулою визначається ККД?
10. За якою формулою визначається робота сил опору?
11. За якою формулою визначається робота рушійних сил?
12. Для чого потрібно знати крок гвинтової пари?
13. Що означають літера M та числа у позначенні гвинта M42x4,5?
14. Чому дорівнює радіус шківа тарувального пристрою?
15. За якою формулою визначається ціна поділки шкали індикатора?
16. Як за поділками шкали індикатора визначається момент рушійних сил?

Лабораторна робота 4

ПРОФІЛЮВАННЯ ЗУБІВ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ КОЛІС ЗА МЕТОДОМ ОБГИНАННЯ

Мета роботи – ознайомлення студентів з профілюванням зубів евольвентних прямозубих циліндричних зубчастих коліс методом обгинання за допомогою спеціальної моделі.

4.1. Верстатне зачеплення заготовки та різального інструмента

4.1.1. Більшість зубчастих коліс, що використовуються у сучасних машинах, виготовляється за методом обгинання. У разі застосування даного методу заготовці та різальному інструменту надають на верстаті рух подачі, що відтворює процес зачеплення. Таке зачеплення називають верстатним. Рух взаємного обгинання колеса-заготовки і різального інструмента поєднується з технологічним рухом інструмента, який виконує зрізання матеріалу заготовки. При цьому різальні кромки інструмента описують так звану твірну поверхню.

Перпендикулярний напрямку різання переріз твірної поверхні називається вихідним твірним контуром (ВТК) інструмента. Твірна поверхня інструмента та бічна поверхня заготовки, яка надрізається, є взаємно обгинаючими. Таким чином, у верстатному зачепленні відбувається взаємне обкочування інструмента і колеса, що надрізається [2, 364-373].

4.1.2. Різальним інструментом є різальна шестірня, черв'ячна фреза або інструментальна рейка.

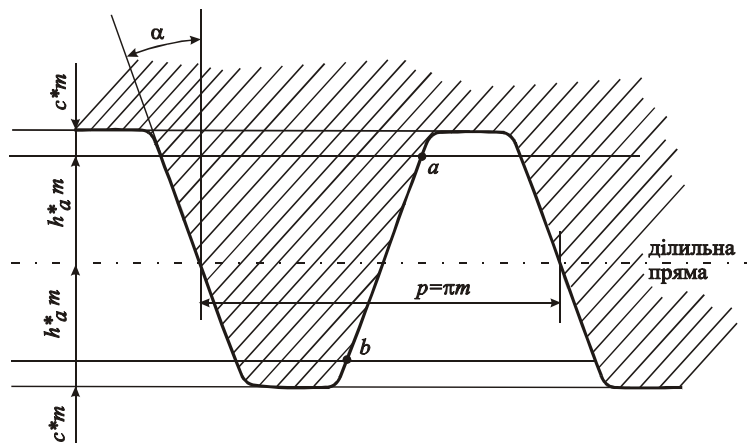


Рисунок 4.1 – Профіль інструментальної рейки

Форма та розміри нормального ВТК різального інструмента стандартизовані. ВТК характеризується модулем m , кутом профілю α , коефіцієнтом висоти головки зуба h_a^* , коефіцієнтом скруглення профілю c^* (рис. 4.1). За стандартом $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$.

Пряма, що поділяє зуб ВТК на дві рівні за висотою частини, називається ділильною

прямою. Прямолінійна ділянка профілю ВТК, визначена літерами a і b (рис. 4.1), називається головним профілем. Точки a і b – його граничні точки.

4.1.3. Розташування рейки на верстаті може бути різним відносно колеса, яке нарізається, і залежить від розміщення ділильної прямої рейки відносно ділильного кола колеса. У верстатному зачепленні центроїда рейки – це пряма, паралельна ділильній прямій ВТК, і яка є дотичною до ділильного кола. Центроїда заготовки – це ділильне коло. Відстань між ділильною прямою і центроїдою рейки називається зміщенням рейки і дорівнює добутку модуля зуба m на коефіцієнт зміщення x . Зміщення є додатним, якщо ділильна пряма рейки не торкається ділильного кола колеса і не перетинає його; якщо ж ділильна пряма рейки перетинає ділильне коло, то зміщення – від'ємне. Якщо $xm = 0$, центроїдою рейки є ділильна пряма.

Форма зубів колеса, що нарізається, визначається параметрами інструмента, а також кількістю зубів колеса та зміщенням xm [3, 42-53].

4.1.4. Згідно з властивостями евольвентного зачеплення полюс P_0 верстатного зачеплення – це точка, в якій центроїда рейки торкається до ділильного кола зубчастого колеса (рис. 4.2). Лінія зачеплення дотична (в точці N) до основного кола і проходить через

поллюс P_0 . Довжина її активної частини обмежена точками B'_e та B''_e , що містяться на перетині лінії верстатного зачеплення з прямою QQ граничних точок та колом вершин зубів колеса, що нарізається.

Якщо точка N (початок лінії зачеплення) лежить вище прямої граничних точок, то у русі рейки відносно колеса крайня точка e прямолінійної частини профілю рейки перетинає евольвенту зуба колеса. Таке явище називається підрізом зубів. Підріз послаблює зуб колеса, зменшує активну частину його профілю. Щоб уникнути підрізу, треба виконати умову

$$P_0N \geq P_0B'_e, \quad (4.1)$$

за якою пряма QQ розташована не нижче точки N .

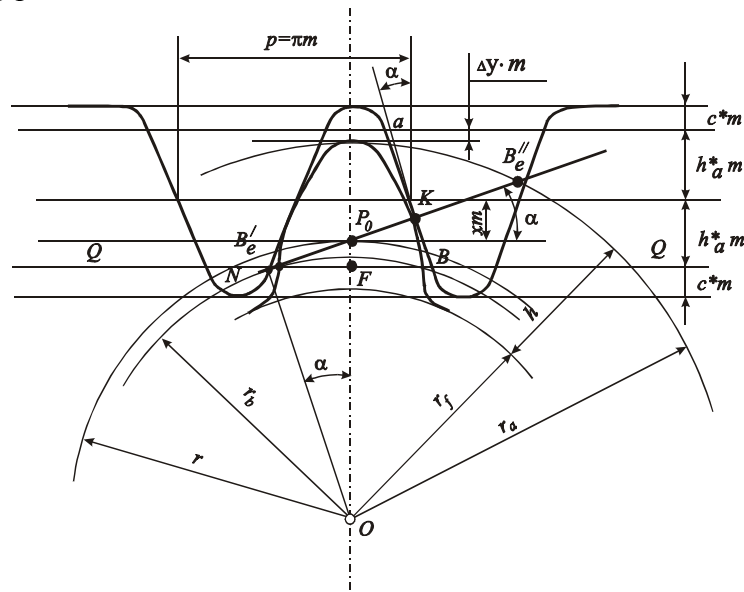


Рисунок 4.2 – Схема верстатного зачеплення

Використовуючи цю умову, визначимо мінімальну кількість зубів z , коли вони не будуть підрізані. З трикутника P_0ON (див. рис. 4.2) маємо: $P_0N = (P_0O) \sin \alpha$, а з трикутника $P_0FB'_e$ – $P_0B'_e = P_0F / \sin \alpha$. Але P_0O дорівнює радіусу діляльного кола зубчастого колеса, тобто $P_0O = r = mz/2$, де z – кількість зубів колеса, а $P_0F = m(h_a^* - x)$.

Тоді з урахуванням останніх виразів маємо з (4.1)

$$z \geq \frac{2(h_a^* - x)}{\sin^2 \alpha}. \quad (4.2)$$

Якщо зміщення $xm = 0$, то з виразу (4.2) отримуємо мінімальну кількість зубів прямозубого колеса без зміщення за умови, що підріз зубів буде відсутнім:

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}. \quad (4.3)$$

У разі стандартного ВТК $z_{\min} = 17$.

Розв'язуючи нерівність (4.2) відносно зміщення x з урахуванням виразу (4.3), отримуємо мінімальний коефіцієнт зміщення рейки, при якому підріз зубів буде відсутнім:

$$x_{\min} = h_a^* \left(1 - \frac{z}{z_{\min}}\right). \quad (4.4)$$

4.1.5. Разом з усуненням підрізу зміщення рейки впливає на геометричні параметри зубів у цілому. Так, змінюється радіус вершин зубів r_a , товщина зубів S по ділильному колу, товщина зубів S_a по колу вершин зубів тощо.

Заготовка виконується у вигляді циліндра, радіус якого дорівнює радіусу кола вершин зубів. Останній визначається за умови збереження стандартного радіального зазору в зубчастій передачі, що дорівнює c^*m . Згідно з цим, вважаючи, що в експлуатації колесо зачіпляється з рейкою, маємо

$$r_a = \frac{mz}{2} + h_a^*m + xm, \quad (4.5)$$

Товщина зуба по ділильному колу, як виходить з рис. 4.2, визначається за формулою

$$S = m\left(\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha\right). \quad (4.6)$$

Збільшення коефіцієнта зміщення приводить до зменшення товщини зуба по колу вершин зубів. При певному коефіцієнті зміщення, що називається максимальним (x_{\max}), настає загострення зуба ($S_a = 0$).

Особливо велика небезпека загострення зубів у коліс з малою кількістю зубів.

Для усунення зламу вершини загостреного зуба коефіцієнт зміщення повинен бути таким, щоб товщина S_a була не менш, ніж $0,2m$.

Товщину зуба S_a визначають за формулою

$$S_a = r_a \left(\frac{S}{r} + 2 \operatorname{inv} \alpha - 2 \operatorname{inv} \alpha_a \right), \quad (4.7)$$

де $\alpha_a = \arccos \frac{r_b}{r_a}$, $r_b = r \cos \alpha$.

4.2. Опис моделі

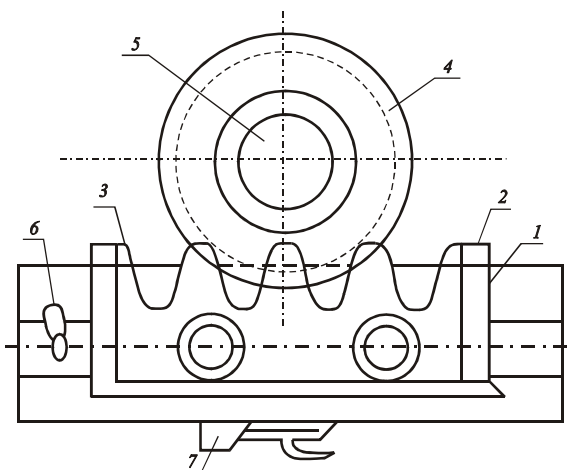


Рисунок 4.3 – Схема моделі для профілювання зубів за методом обгинання

Модель для профілювання зубів за методом обгинання (рис. 4.3) складається з чотирьох основних деталей: корпусу 1 з напрямним пазом для рухомої планки 2, до якої гвинтами кріпиться рейка 3, і двох з'єднаних дисків 4, що обертаються навколо нерухомої осі. Один з дисків 4 (синього кольору) має діаметр, що дорівнює діаметру ділильного кола. Цей диск обіймається сталевим тросом, кінці якого закріплені на рухомій планці. Передбачена можливість натягування тросу, завдяки чому рейка перекощується відносно диска без ковзання. Трос натягують за допомогою гвинта або ексцентрика. На верхньому диску, який має дещо більший діаметр, кріплять притискальною шайбою 5 паперовий круг, що відіграє роль заготовки. Центр паперового круга-заготовки при його закріпленні на верхньому диску слід сумістити з центральною голкою диска. Рей-

ка поступово переміщається за допомогою храпового механізму натискуванням на клавішу 7 храпового колеса, або безпосередньо від зусилля, що прикладається до дисків рукою. При кожному натискуванні рейка переміщується вліво на один крок. Поворотом важеля b проти стрілки годинника можна послабити натяг троса і перевести диск у потрібну позицію. У разі відсутності важеля натяг троса зменшується поверненням гвинта натягування троса.

4.3. Порядок виконання роботи

1. Підібрати паперовий диск-заготовку згідно з заданим діаметром верхнього диска моделі і закріпити його на моделі притискною шайбою (діаметр паперового диска більше розрахункового діаметра заготовки, що визначається формулою (4.5)).

2. Користуючись рухомою шкалою планки, поставити рейку в позицію, що відповідає $x_m = 0$.

3. Клавішею храпового механізму (а якщо він відсутній, то звичайними поворотами дисків моделі) переміщувати рейку справа наліво і в кожній позиції обводити олівцем всі зуби рейки по контуру. У такий спосіб накреслити 2–3 зуба колеса без зміщення.

4. Згідно з заданим значенням діаметра ділильного кола і модуля (позначені на рейці) визначити кількість зубів колеса, що нарізається, і мінімальний коефіцієнт зміщення x_{\min} .

5. Послабити натяг троса і повернути диск приблизно на 120° . Поставити рейку по шкалі в позицію, відповідну зміщенню $x_{\min}m$, та аналогічно попередньому накреслити 2–3 зуба колеса зі зміщенням.

6. Повторити п. 5 при від'ємному зміщенні ($-x_{\min}m$).

7. Підрахувати за формулою (4.5) радіуси кіл (основного та вершин зубів) колеса без зміщення та зі зміщенням.

8. Зняти з моделі диск-заготовку, нанести на ньому основне та ділильне кола, коло вершин зубів колеса без зміщення та зі зміщенням.

9. Підрахувати товщину перших двох коліс по ділильному колу. Результат порівняти зі значеннями, знайденими шляхом обміру.

10. Заміряти товщину зуба S_a колеса зі зміщенням по колу вершин зубів колеса і перевірити, чи є отримане значення припустимим.

11. Розрахунки занести у протокол (додаток Г).

4.4. Контрольні запитання

1. Дайте загальну характеристику виготовлення зубчастих коліс методом обгинання.

2. Що таке вихідний твірний контур? Якими параметрами характеризується ВТК? Які значення цих параметрів за стандартом?

3. Яка пряма є центроїдою рейки, якщо зміщення рейки відсутнє?

4. Що таке підріз зубів? У яких випадках він виникає?

5. За рахунок чого усувається підріз зубів при виготовленні зубчастих коліс методом обгинання?

6. Наведіть формулу, за якою можна визначити мінімальну кількість зубів колеса за умови, що при $x = 0$ підріз зубів відсутній.

7. За якою формулою обчислюється мінімальне зміщення рейки за умови, що під-різ зубів буде відсутнім?

8. За якою формулою обчислюється товщина зуба по ділильному колу?

9. До чого може привести збільшення коефіцієнта зміщення рейки? Яка умова обмежує значення цього коефіцієнта?

Лабораторна робота 5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРЯМОЗУБИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Мета роботи – експериментальне визначення параметрів прямозубих циліндричних зубчастих коліс.

5.1. Параметри зубчастих коліс, які потрібно визначити

В тих випадках, коли ми не маємо креслення зубчастих коліс, основні параметри системи зубчастого зачеплення можна знайти, обмірюючи зубчасту пару. Це може бути необхідним, наприклад, під час експлуатації при заміні коліс внаслідок поломки.

Систему зачеплення пари евольвентних прямозубих коліс, нарізаних за допомогою інструментальної рейки, задають такі параметри:

1. Модуль m .
2. Кут профілю зуба рейки α .
3. Коефіцієнт висоти головки зуба рейки h_a^* .
4. Коефіцієнт радіального зазору c^* .
5. Число зубів шестерні z_1 .
6. Число зубців колеса z_2 .
7. Коефіцієнт зміщення рейки відносно шестерні x_1 .
8. Коефіцієнт зміщення рейки відносно колеса x_2 .

Перші чотири параметри визначають робочий контур інструментальної рейки і їх значення нормалізовані. Подивимось, чи можна знайти за результатами замірів кожну з цих величин [2, 364-373], [3, 42-53].

Евольвента, яка окреслює теоретичний профіль зуба, повністю залежить від єдиної величини – радіуса основного кола:

$$r_b = \frac{mz}{2} \cos \alpha. \quad (5.1)$$

Отже обміром можна знайти тільки добуток $m \cos \alpha$, але не кожну з величин m і α . Ми зможемо тільки підібрати такі значення m і α , щоб вони були ближчі до стандартних, а добуток мав значення, знайдене за результатами обміру.

Радіус r_f кола западини зубчастого колеса (рис. 5.1) залежить від висоти голо-

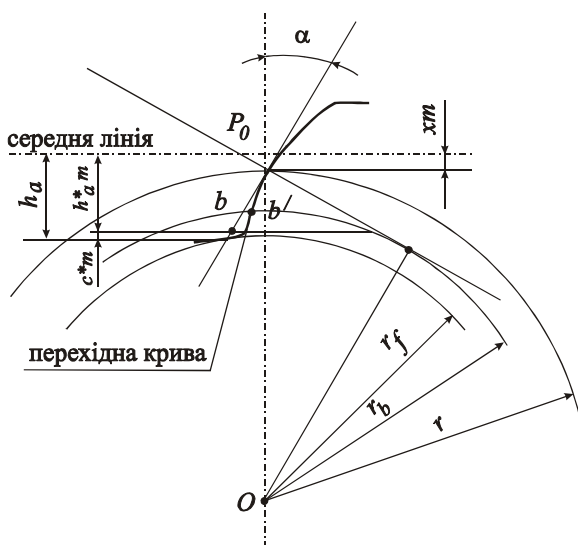


Рисунок 5.1 – Профіль зуба зубчастого колеса

вки інструментальної рейки $h_a = m(h_a^* + c^*)$.

Від значення mh_a^* залежить положення граничної точки «b» між головним профілем зуба і перехідною кривою. Знайти обміром r_f – радіус кола, на якому лежить гранична точка, важко. Тому обміром будемо визначати $(h_a^* + c^*)$, а потім підбирати стандартні значення кожного з цих коефіцієнтів так, щоб забезпечувалось знайдене значення їх суми.

Таким чином, **мета лабораторної роботи** – визначення значень $z_1, z_2, m \cos \alpha, (h_a^* + c^*), x_1, x_2$ для пари коліс, обмірюваних студентами, і вибір значень m, α, h_a^*, c^* , які відповідають вимогам стандартів і результатам обміру. Замірюючи радіуси r_{a1} і r_{a2} вершин зубців, можна знайти розміри радіальних зазорів c' і c'' і, якщо вони не відповідають стандартним, підрахувати такі радіуси r_{a1}, r_{a2} , котрі забезпечать стандартний радіальний зазор.

5.2. Визначення модуля і кута профілю інструментальної рейки

Підрахуємо число зубців шестірні z_1 і колеса z_2 .

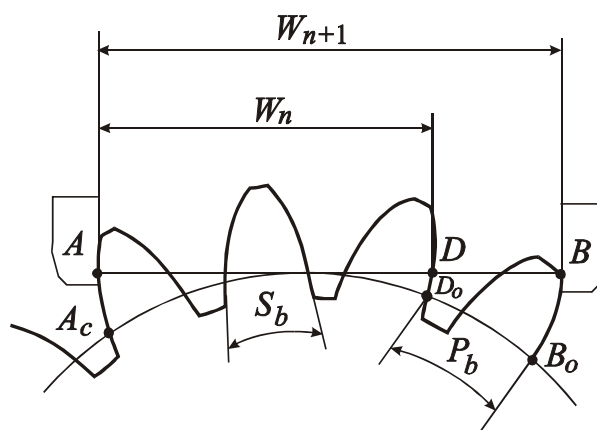


Рисунок 5.2 – Схема заміру довжини загальної нормалі

Для визначення m і α зробимо такі заміри: обхопимо штангенциркулем зубці шестірні так, щоб губки інструмента торкались окреслених по евольвентам головних профілів обхоплених зубців (рис. 5.2). Щоб виконати цю вимогу, потрібно z_n вибирати залежно від числа z кожного обмірюваного колеса згідно з табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Вибір z_n

Число зубців шестірні або колеса	Число обхоплених зубців
$z \leq 18$	2
$19 \leq z \leq 27$	3
$28 \leq z \leq 36$	4
$37 \leq z \leq 45$	5
$46 \leq z \leq 54$	6
$55 \leq z \leq 63$	7

Табл. 5.1 складена для $\alpha = 20^\circ$ і $h_a^* = 1$, тому її не можна застосовувати для будь-яких практичних випадків. Дані табл. 5.1 орієнтовні і при обмірах потрібно слідкувати, чи торкаються губки штангенциркуля до головних профілів. Лінія AD , яка з'єднує точки дотику, перпендикулярна робочим площинам губок штангенциркуля, дотичним до евольвент. Таким чином, лінія AD є нормаль до обох охоплених профілів. Тому вона називається загальною нормаллю. Із властивостей евольвенти виходить, що лінія AD торкається основного кола і якщо її котити по основному колу без ковзання, точка A прийде в точку A_0 , а D – в D_0 . Значить, $W_n = AD = A_0D_0$.

Дуга A_0D_0 вміщує $(n-1)$ крок P_b і товщину зуба S_b по основному колу (рис. 5.2).

Тому

$$W_n = S_b + (n-1)P_b. \quad (5.2)$$

Якщо обхопити на один зуб більше, то

$$W_{n+1} = S_b + nP_b. \quad (5.3)$$

З рівнянь (5.2) і (5.3) маємо:

$$P_b = W_{n+1} - W_n, \quad (5.4)$$

$$S_b = nW_n - (n-1)W_{n+1}. \quad (5.5)$$

Оскільки $P_b = \pi m \cos \alpha$, то

$$m \cos \alpha = \frac{1}{\pi} P_b. \quad (5.6)$$

Для підвищення точності обробки результатів вимірів W_n визначимо на основі даних, одержаних при обмірі шестірні і колеса. Використовуючи формулу (5.4), запишемо (5.6) таким чином:

$$m \cos \alpha = \frac{1}{2\pi} (W'_{n+1} - W'_n) + (W''_{n+1} - W''_n), \quad (5.7)$$

де W'_n і W'_{n+1} – середні значення відрізків W_n і W_{n+1} , одержані при обмірі шестірні, а W''_n і W''_{n+1} – ті ж обміри, що стосуються колеса.

Задамо в (5.7) $\alpha = 20^\circ$, і підрахуємо значення модуля. Близький до стандартного значення (табл. 5.2) результат, приймається для наступних розрахунків.

Таблиця 5.2 – Модуль зубчастих коліс (СТ СЭВ 310 – 76)

1-й ряд	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	16
2-й ряд	1,711	2,25	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	

Примітка: Допускається вживання модулів 3,25; 3,75; 4,25 мм для автомобільної промисловості і модуля 6,211 мм – для тракторної.

5.3. Визначення коефіцієнтів зміщення рейки

Знайдемо товщину зуба шестірні, нарізаної зі зміщенням і по колу довільного радіуса r_y . Точкам A і B (рис. 5.3), розміщеним на перетині евольвенти з колом радіуса r і

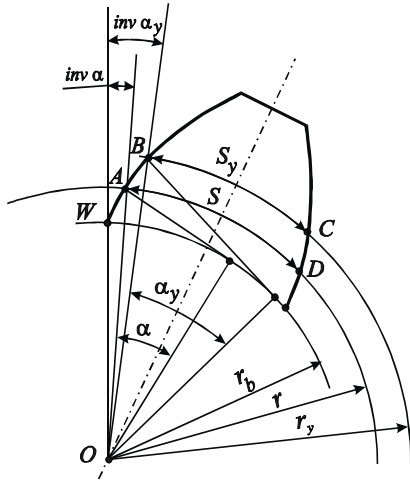


Рисунок 5.3 – Схема визначення товщини зуба
 $inv = 0$.

колом радіуса r_y , відповідають кути профілю α і α_y та евольвентні кути $\angle WOA = inv\alpha$ і $\angle WOB = inv\alpha_y$.

$$\begin{aligned} \text{Звідси виходить, що } \angle AOB &= inv\alpha_y - inv\alpha. \\ \angle BOC &= \angle AOD - 2\angle AOB = \frac{S}{r} - 2(inv\alpha_y - inv\alpha). \end{aligned}$$

Таким чином, довжина відповідної центральному куту BOC дуги по колу з радіусом r_y ,

$$S_y = r_y \left[\frac{S}{r} - 2(inv\alpha_y - inv\alpha) \right]. \quad (5.8.)$$

Використаємо вираз (5.8) для визначення товщини зуба S_b по основному колу. Для цього $r_y = r_b$, $\alpha_y = 0$,

Скориставшись формулами $r_b = \frac{mz}{2} \cos \alpha$; $r = \frac{mz}{2}$; $S = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha \right)$, одержимо

$$S_b = \frac{mz}{2} \cos \alpha \left[\frac{\pi + 4x \operatorname{tg} \alpha}{z} + 2inv\alpha \right]. \quad (5.9)$$

Враховуючи (5.6), останній вираз можна привести до такого вигляду:

$$\frac{S_b}{P_b} = \frac{1}{2} + \frac{2x \operatorname{tg} \alpha + z inv\alpha}{\pi}. \quad (5.10)$$

Звідси

$$2x \operatorname{tg} \alpha = \pi \left(\frac{S_b}{P_b} - \frac{1}{2} \right) z inv\alpha. \quad (5.11)$$

Введемо позначення

$$A = \pi \left(\frac{S_b}{P_b} - \frac{1}{2} \right) \quad (5.12)$$

і, розв'язуючи (5.11) відносно x , маємо

$$x = \frac{A - z inv\alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (5.13)$$

Знайдемо співвідношення, яке дозволить виразити A через допоміжні параметри W_n і W_{n+1} . Підставляючи в (5.12) значення S_b з формули (5.2), матимемо

$$A = \pi \left[\frac{W_n - P_b(n-1)}{P_b} - \frac{1}{2} \right].$$

Для шестерні і колеса

$$A = \pi \left[\frac{W_n}{P_b} - n + \frac{1}{2} \right]; \quad (5.14)$$

$$A = \pi \left[\frac{W'_n}{P_b} - n + \frac{1}{2} \right], \quad (5.15)$$

де $P_b = \pi m \cos \alpha$, m і α – стандартні значення.

5.4. Перевірка одержаних результатів

Знайдемо кут зачеплення зубчастої пари, яку розглядаємо.

При дотику без зазору

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} 2 \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.16)$$

Таблиця 5.3 – Функція $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

град. хв.	0	10	20	30	40	50
18	0,010760	0,011071	0,011387	0,011709	0,012038	0,012373
19	0,012715	0,013063	0,013418	0,013779	0,014148	0,0145123
20	0,014904	0,015293	0,015689	0,016092	0,016502	0,016920
21	0,017345	0,017777	0,018217	0,018665	0,019120	0,019583
22	0,020054	0,020533	0,021019	0,021514	0,022018	0,022529
23	0,023044	0,023557	0,024114	0,024660	0,025214	0,025778
24	0,026350	0,026931	0,027521	0,028121	0,028729	0,029348
25	0,029975	0,030613	0,031260	0,031917	0,032583	0,033260
26	0,033947	0,034644	0,035352	0,036069	0,036798	0,037537
27	0,038287	0,039047	0,039819	0,040602	0,041395	0,042201
28	0,043017	0,043845	0,044685	0,045537	0,046400	0,047276
29	0,048164	0,049064	0,049976	0,050901	0,051838	0,052788
30	0,053751	0,054728	0,055717	0,056720	0,057736	0,058765

Підставляючи у (5.16) знайдені значення x_1 і x_2 , отримуємо $\operatorname{inv} \alpha_w$ і за табл. 5.3 знайдемо кут α_w . Міжцентрова відстань

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}. \quad (5.17)$$

Таким чином можна підрахувати значення a_w . Але цю ж величину a_w можна заміряти на приборі для комплексної перевірки шестерень (рис. 5.4), (який випускається заводом "Калібр").

За напрямними станини 3 переміщуються супорти 2 і 8 з оправками 4 і 7 для шестерень 5 і 6, які можуть вводиться у зажину 1, та забезпечує їх дотик без зазору. Міжцентрова відстань a_w підраховується за шкалою прибору з точністю до 0,02 мм.

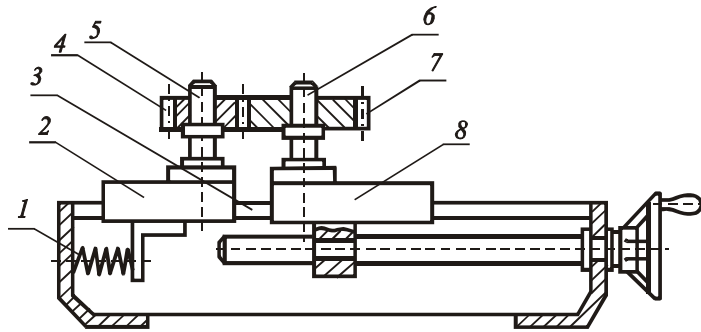


Рисунок 5.4 – Схема пристрою „Калібр” для заміру міжцентрової відстані

5.5. Визначення висоти головки зуба інструментальної рейки

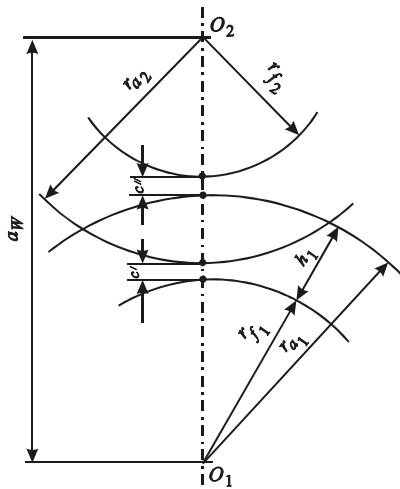


Рисунок 5.5 – Схема заміру міжцентрової відстані

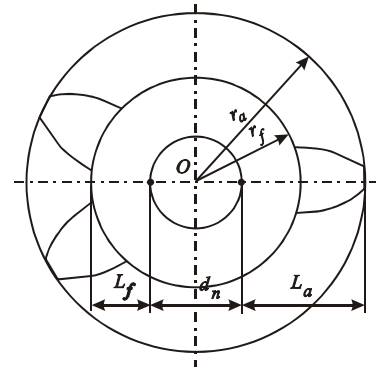


Рисунок 5.6 – Схема визначення діаметрів кіл западин та вершин

Якщо висота головки зуба інструментальної рейки $h_a = m(h_a^* + c^*)$, то радіус кола западини шестірні, яка нарізана таким інструментом з коефіцієнтом зміщення x буде $r_f = r - m(h_a^* + c^* - x)$.

Звідси

$$h_a^* + c^* = \frac{r - r_f}{m} + x. \quad (5.18)$$

Значення $(h_a^* + c^*)$ потрібно знайти для обох зубчастих коліс пари. Вони можуть відрізнитись тільки внаслідок неточностей обміру і розрахунку. За ГОСТом 13755–81 $h_a^* = 1$ і $c^* = 0,25$ або $h_a^* = 0,8$ і $c^* = 0,2$ для коліс з укороченим зубом. Виходячи з цього, можна підібрати значення h_a^* , c^* , які будуть відповідати вимогам ГОСТ і будуть наближені до результатів обміру.

На рис. 5.5 видно, що

$$c' = a_w - r_{f1} - r_{a2}. \quad (5.19)$$

Формули (5.19) можна використати для визначення фактичних радіальних зазорів в обмірюваній зубчастій парі.

Якщо одержані значення відрізняються від стандартних ($c^* m$), то формулою (5.19)

можна скористатися для підрахунку радіусів кола вершин зубців r_{a_1}' і r_{a_1}'' пари зубчастих коліс, які будуть виготовлені заново і у яких радіальні зазори будуть стандартними.

Щоб скористатися формулами (5.18) і (5.19), потрібно заміряти d_f і d_a шестерні і колеса зубчастої пари. При парному числі зубців заміри виконують безпосередньо, при непарному – по схемі, показаній на рис. 5.6. У цьому випадку вимірюють діаметр посадочного отвору d_n і допоміжні розміри L_a і L_f .

Тоді $d_a = d_n + 2L_a$, $d_f = d_n + 2L_f$.

5.6. Порядок виконання роботи

Для виконання роботи студенту видають пару прямозубих циліндричних коліс і штангенциркуль.

1. Підрахувати числа зубців z_1 і z_2 шестерні і колеса.
2. Визначити W_n і W_{n+1} для шестерні і колеса і підрахувати $m \cos \alpha$. Задаючи стандартне значення α , перевірити відповідність стандарту значення m .
3. Підрахувати x_1 і x_2 і знайти a_w . Перевірити знайдене значення a_w безпосереднім заміром на приборі "Калібр".
4. Заміряти або підрахувати значення r_a і r_f для шестерні і колеса. Знайти $(h_a^* + c^*)$.
5. Перевірити відповідність значень c' і c'' до стандарту. Вирахувати радіуси кіл вершин зубців r_{a_1}' і r_{a_2}' , при яких зубчасті колеса будуть працювати зі стандартними радіальними зазорами.
6. Розрахунки занести у протокол (додаток Д).

Контрольні питання

1. У яких випадках на практиці з'являється необхідність знайти параметри системи зачеплення шляхом обміру?
2. Вид яких параметрів залежить система зачеплення?
3. Які параметри визначають профіль інструментальної рейки?
4. Які параметри визначають розміщення інструментальної рейки відносно заготовки?
5. Від яких параметрів залежить теоретичний профіль зуба?
6. Чи можна однозначно визначити m і α на основі результатів обміру? Чому?
7. На основі яких міркувань визначають m і α ?
8. Які величини потрібно заміряти, щоб визначити систему зачеплення?
9. З якої умови визначають число зубців, охоплених штангенциркулем при замірі загальної нормалі W_n ? Як знайти це число?
10. Як визначаються діаметри кіл вершин і западин при непарному числі зубців на основі замірів?
11. Чому дорівнює довжина загальної нормалі W_n при обхваті зубців шестерні?
12. Як знайти основний крок зубчастого колеса і товщину зуба по основному колу?
13. Чому дорівнює кут профілю зуба на ділільному колі?
14. Чому дорівнює кут профілю зуба на основному колі? Чому дорівнює його ін-

вольота?

15. Чому дорівнює товщина зуба на дільному колі?
16. Які величини, знайдені на основі обміру, використовуються для визначення коефіцієнтів зміщення рейки?
17. Чому дорівнює радіус кола западин зміщеного зубчастого колеса?
18. Як перевірити результати розрахунків з визначення параметрів системи зачеплення зубчастої пари?
19. Як підрахувати фактичне значення радіального зазору?
20. У якому випадку на основі обміру можна знайти значення r_a і r_f ?
21. Як знайти товщину зуба на колі довільного радіуса?

Лабораторна робота 6 КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ З НЕРУХОМИМИ ОСЯМИ

Мета роботи – ознайомлення студентів з визначенням передаточних відношень складних зубчастих передач з нерухомими осями обертання на прикладі моделі коробки передач, складеної з циліндричних зубчастих коліс.

6.1. Елементи теорії

У сучасних машинах широко використовуються механізми з зубчастими колесами, що мають постійне передаточне відношення.

Передаточним відношенням i_{kj} називається відношення кутової швидкості k -го колеса до кутової швидкості j -го колеса:

$$i_{kj} = \frac{\omega_k}{\omega_j}. \quad (6.1)$$

Розглянемо коліві початкові циліндри (рис. 6.1) з радіусами r_{W_1} , r_{W_2} .

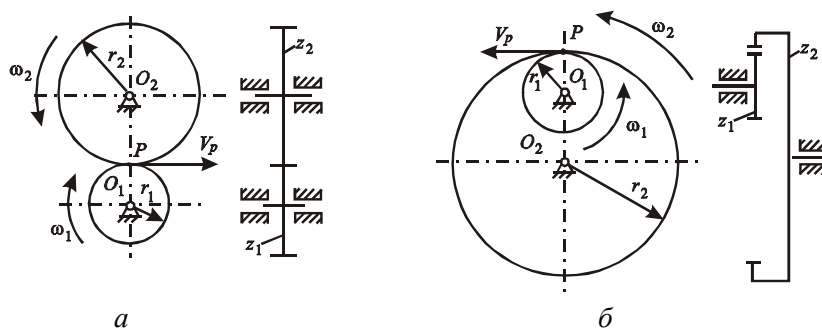


Рисунок 6.1 – Схеми зубчастого зачеплення: *a* – схема зовнішнього зачеплення; *б* – схема внутрішнього зачеплення

При перекочуванні циліндрів без ковзання модуль швидкості V_p у точці P їх контакту дорівнює

$$V_p = |\omega_1| \cdot r_{W_1} = |\omega_2| \cdot r_{W_2}, \quad (6.2)$$

звідси маємо, що передаточне відношення такого механізму

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_{W_2}}{r_{W_1}}, \quad (6.3)$$

де верхній знак «+» стосується внутрішнього зачеплення, а нижній «-» – зовнішнього.

Таким чином, якщо відомі початкові радіуси коліс, то їх передаточне відношення визначається за формулою (6.3). Відношення радіусів можна замінити відношенням кількостей зубів колес, тоді

$$i_{12} = \pm \frac{r_{W_2}}{r_{W_1}} = \pm \frac{z_2}{z_1}. \quad (6.4)$$

Найпростіший зубчастий механізм – це триланковий механізм, що складається з двох зубчастих колес та стояка. Такий механізм являє собою так званий зубчастий ступінь. Одним зубчастим ступенем можна реалізувати не досить велике передаточне відношення ($i \leq 5 \div 6$). Тому у разі необхідності одержання значно більших передаточних відношень використовують складні зубчасті передачі (рис. 6.2).

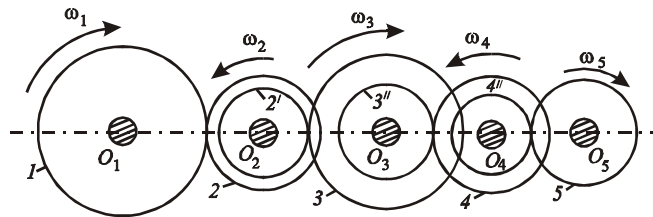


Рисунок 6.2 – Схема складної зубчастої передачі

Передача, що використовується для зниження кутової швидкості веденого вала порівняно з кутовою швидкістю ведучого і утворюється системою взаємодіючих коліс, вміщених в єдиний корпус, називається редуктором [2, 402-406], [4, 205-216].

Якщо конструкція складної зубчастої передачі дає змогу вводити до зачеплення різні пари зубчастих коліс і таким чином змінювати передаточне відношення, передачу називають коробкою швидкостей.

Передача, що підвищує кутову швидкість веденого вала, називається мультиплікатором. Загальне передаточне відношення механізму (рис. 6.2)

$$i_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5}.$$

Визначимо передаточне відношення для кожного зубчастого ступеня:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3}; i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4}; i_{45} = \frac{\omega_4}{\omega_5}. \quad (6.4)$$

Помножимо одержані передаточні відношення:

$$i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \cdot i_{45} = \frac{\omega_1 \cdot \omega_2 \cdot \omega_3 \cdot \omega_4}{\omega_2 \cdot \omega_3 \cdot \omega_4 \cdot \omega_5} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = i_{15}.$$

Таким чином, передаточне відношення складного механізму дорівнює добутку передаточних відношень простих зубчастих механізмів, що входять до його складу.

У загальному випадку, коли в зачепленні перебувають n коліс, рівняння для загального відношення i_{1n} може бути записане так:

$$i_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = i_{12} i_{23} i_{34} \dots i_{(n-1)n}. \quad (6.5)$$

Оскільки

$$i_{12} = \pm \frac{z_2}{z_1}; i_{23} = \pm \frac{z_3}{z_2}; \dots i_{(n-1)n} = \pm \frac{z_n}{z_{(n-1)'}}$$

то

$$i_{1n} = (-1)^k \frac{z_2 z_3 z_4 \dots z_n}{z_1 z_2' z_3' \dots z_{(n-1)'}} \quad (6.6)$$

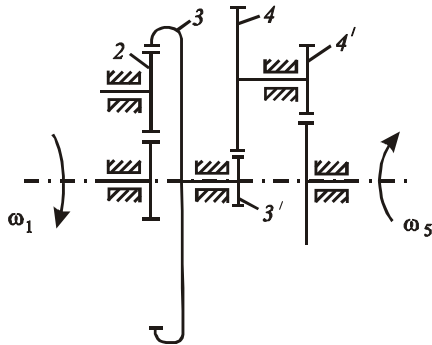


Рисунок 6.3 – Схема редуктора

Множник $(-1)^k$ дозволяє визначити знак передаточного відношення складного зубчастого механізму. При зовнішньому зачепленні змінюється знак кутової швидкості, тому множник $(-1)^k$ треба підносити до степеня, що відповідає кількості k зовнішніх зачеплень. Для практичних розрахунків можна користуватися формулою:

$$i_{1n} = (-1)^k \frac{|\omega_1|}{|\omega_n|} = (-1)^k |i_{12}| \cdot |i_{2/3}| \cdot \dots \cdot |i_{(n-1)n}| \quad (6.7)$$

Приклад. Розглянемо редуктор (рис. 6.3). Колеса мають таку кількість зубців: $z_1 = 20$; $z_2 = 20$; $z_3 = 60$; $z_{3'} = 16$; $z_4 = 24$; $z_{4'} = 15$; $z_5 = 25$. Загальне передаточне відношення

$$i_{15} = i_{12} i_{23} i_{34} i_{45} = (-1)^3 \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_2 z_3' z_4'} = (-1)^3 \frac{60}{20} \cdot \frac{24}{16} \cdot \frac{25}{15} = -7,5.$$

6.2. Опис пристрою

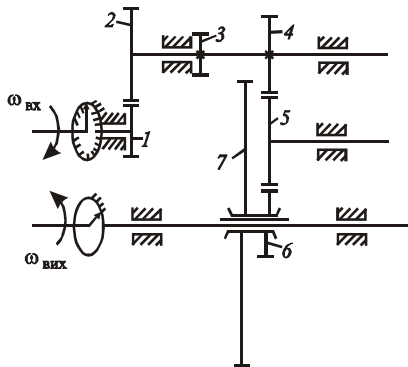


Рисунок 6.4 – Схема коробки швидкостей

Пристрій являє собою модель коробки швидкостей (рис. 6.4) з нерухомими осями зубчастих коліс. Коробка швидкостей дозволяє при незмінній кутовій швидкості $\omega_{вх}$ вхідного вала реалізувати три різних кутових швидкості вихідного вала (окрім холостого ходу та прямої передачі при з'єднанні вхідного і вихідного валів). Передаточне відношення змінюється перемикачем швидкості, що вміщує зубчасті колеса 3 та 5 і може пересуватись вздовж веденого вала, з'єднуючи різні пари коліс. Для спостереження за рухом валів біля вхідного та вихідного валів на станині моделі закріплені колові шкали, а на колесах – стрілки, що показують на шкалах кути повороту ланок.

6.3. Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з будовою коробки передач, наведеної на рис. 6.4. Підрахувати кількість зубів z_1, z_2, \dots, z_8 коліс 1, 2, ..., 8.
2. Накреслити окремо кінематичні схеми зубчастих передач, що відповідають кожному із передаточних відношень коробки швидкостей.
3. Обчислити передаточні відношення для кожної із накреслених схем.
4. Для кожної із схем, отриманих у п. 2, за допомогою перемикача швидкостей

з'єднати відповідні зубчасті колеса та визначити експериментально передаточні відношення. Порівняти результати з розрахунковими даними.

5. Розрахунки занести у протокол (додаток Е).

Контрольні питання

1. Які механізми називаються редукторами?
2. Що таке зубчастий ступінь?
3. Як визначається передаточне відношення ступеня?
4. Як вирішується загальне передаточне відношення рядового зубчастого з'єднання?
5. Навести приклад зубчастої пари з зовнішнім зачепленням.
6. Навести приклад зубчастої пари з внутрішнім зачепленням.
7. Як визначити знак передаточного відношення складного зубчастого механізму?

Лабораторна робота 7

ПЛАНЕТАРНІ МЕХАНІЗМИ ТА ЇХ ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ

Мета роботи – ознайомлення студентів із одним з методів визначення передаточного відношення планетарних механізмів.

7.1. Основні означення

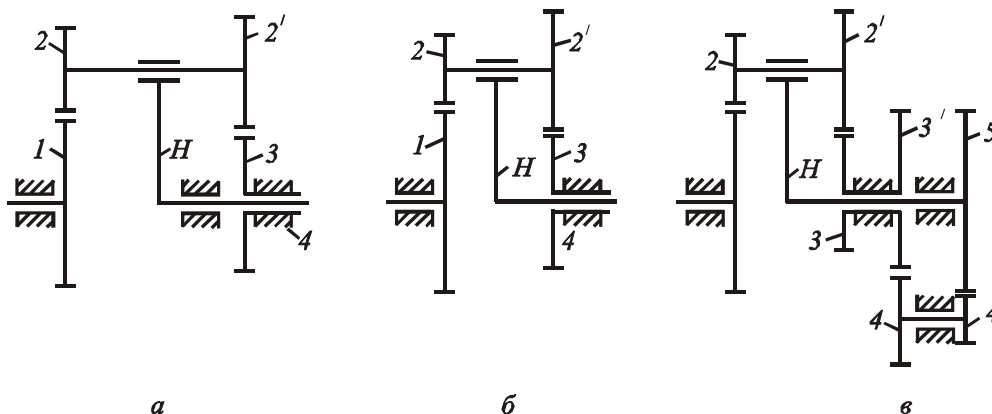


Рисунок 7.1 – Схеми складних зубчастих передач

Зубчастий механізм, який містить хоча б одне колесо з рухомою відносно стояка віссю обертання, називається планетарним. Ланки планетарного механізму дістали спеціальні назви. *Сателіт* – це зубчасте колесо з рухомою в системі стояка віссю обертання (колеса 2 і 2' на рис. 7.1). Жорстко з'єднані між собою сателіти утворюють блок сателітів (ланки 2- 2', рис. 7.1). *Водило* – ланка, що несе на собі підшипники сателітів (ланка *H* рис. 7.1). Нерухома вісь, навколо якої обертається водило *H*, називається *основною*. Зубчасті колеса, сполучені з сателітами, осі обертання яких збігаються з основною віссю, дістали назву *центральных* (колеса 1 і 3, рис. 7.1).

Планетарний механізм може мати кількість ступенів рухомості, що дорівнює одиниці. Нагадаємо, що кількістю ступенів рухомості механізму називається кількість незалежних координат, які задають положення усіх його ланок у системі стояка. Планетарний

механізм, кількість ступенів рухомості котрого більше одиниці, називають диференціальним. А механізм, складений з диференціального та ланцюга, що перетворює увесь механізм в однорухомий – планетарним з замикаючим ланцюгом (рис. 7.1, в).

Визначимо кількість ступенів рухомості механізмів, кінематичні схеми яких подані на рис. 7.1. Скориставшись структурною формулою П. Л. Чебишева

$$W = 3n - 2p_n - p_v, \quad (7.1)$$

де n – кількість рухомих ланок, p_n – кількість нижчих кінематичних пар, p_v – кількість вищих пар, отримаємо для механізмів:

$$a) n = 4, p_n = 4, p_v = 2 \text{ і } W = 2;$$

$$б) n = 3, p_n = 3, p_v = 2 \text{ і } W = 1;$$

$$в) n = 5, p_n = 5, p_v = 4 \text{ і } W = 1.$$

Отже механізм *a* – диференціальний. На відносний рух водила і центрального колеса 3 механізму *в* накладена в'язь за допомогою замикаючого ланцюга, що складається із зубчастих колес 3', 4, 4', 5, і механізм є планетарним з замикаючим ланцюгом. Водило планетарних механізмів несе, як правило, кілька однакових ланок–сателітів або їх блоків. На кінематичній схемі зображена тільки одна з цих ланок, бо інші не накладають нових в'язей на рух у цілому [2, 406-422], [4, 216-223].

7.2. Метод інверсії

В теорії механізмів методом інверсії називають метод, заснований на зміні системи відліку, при якій роль стояка щодо спостерігача відіграє одна задана рухома ланка. Механізм, що розглядається в новій системі відліку, називається оберненим. Роз'яснимо метод інверсії на прикладі.

Розглянемо механізм, кінематична схема якого показана на рис. 7.2.

Задана кількість зубів коліс: $z_1 = 90$, $z_2 = 30$, $z'_2 = 20$, $z_3 = 80$. Потрібно визначити передаточне відношення $i_{1H} = \omega_1 / \omega_H$, де ω_1 і ω_H – кутові швидкості ланок 1 і H.

Рисунок 7.2 –Схема планетарного механізму

Цей механізм складається з ланок 1, 2–2', 3 та H і є планетарним, бо містить сателіти 2–2', рухомих вісь яких несе водило H; кількість ступенів рухомості $W = 1$, що впливає з (7.1), оскільки $n = 3$, $p_n = 3$, $p_v = 2$.

Для визначення передаточного відношення i_{1H} застосуємо метод інверсії. Уявно надамо всім ланкам механізму обертання навколо осі A–A' з кутовою швидкістю – ω_H і побудуємо наступну табл. 7.1, де наведені значення кутових швидкостей ланок до обертання та після нього.

Таблиця 7.1 – Значення кутових швидкостей ланок до обертання та після нього

Ланка	Кутова швидкість	
	до обертання	після обертання
<i>I</i>	ω_1	$\omega_1 - \omega_H$
<i>2-2'</i>	ω_2	$\omega_2 - \omega_H$
<i>3</i>	0	$-\omega_H$
<i>H</i>	ω_H	0

Як бачимо, водило в оберненому русі має нульову кутову швидкість, тобто в оберненому механізмі відіграє роль стояка. Даний механізм являє собою рядове або послідовне з'єднання зубчастих коліс, осі яких нерухомі. Тоді, позначаючи надстроковим індексом *H* передаточні відношення оберненого механізму, маємо:

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = i_{12}^H \cdot i_{23}^H. \quad (7.2)$$

Оскільки $i_{12}^H = -\frac{z_2}{z_1}$, $i_{23}^H = \frac{z_3}{z_2}$, то

$$i_{13}^H = -\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2} = -\frac{30 \cdot 80}{30 \cdot 20} = -4. \quad (7.3)$$

З виразу (7.2) знаходимо $i_{13}^H = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1$,

звідки

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{13}^H. \quad (7.4)$$

Користуючись (7.3), маємо $i_{1H} = 1 - i_{13}^H = 1 - (-4) = 5$.

7.3. Порядок виконання роботи

1. Накреслити кінематичну схему механізму, відповідно до наданої моделі.
2. Підрахувати кількість рухомих ланок, нижчих і вищих кінематичних пар, визначити ступінь рухомості механізму.
3. Підрахувати кількість зубів кожного зубчастого колеса, що входить до складу механізму.
4. Визначити передаточне відношення між заданими ланками механізму, користуючись методом інверсії.
5. Перевірити здобуте передаточне відношення на моделі, підраховуючи кількість *N* обертів одного вала при заданій кількості *k* (*k* = 1-3) обертів іншого. Наприклад, якщо *k* і *N* є кількості обертів відповідно до ланок *H* і *I*, то $i_{1H} = \frac{N}{k}$.

6. Розрахунки занести у протокол (додаток Ж).

Контрольні питання

1. Який механізм називається планетарним?
2. Які назви мають ланки планетарного механізму?

3. Назвіть різновиди планетарних механізмів. Як відрізняються кількості їх ступенів рухомості?
4. Накресліть кінематичну схему будь-якого планетарного механізму з внутрішнім (зовнішнім) зачепленням нерухомого центрального колеса і сателіта.
5. За яким методом визначається передаточне відношення планетарного механізму? Поясніть зміст цього методу.
6. Яким чином експериментально можна визначити передаточне відношення планетарного механізму?

Лабораторна робота 8 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЗВЕДЕНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МЕХАНІЗМУ

Мета роботи – ознайомлення студентів з методикою експериментального знаходження цієї характеристики без розв'язання двох, названих вище задач. Крім цього, лабораторні пристрої, розміщені на кафедрі ТММіСАПР, дозволяють паралельно розв'язанню основної задачі проілюструвати вплив геометрії мас машини на значення зведеного моменту інерції.

Вивчаючи динаміку механізмів, які за припущенням складаються з абсолютно жорстких ланок і кількість ступенів рухомості яких дорівнює 1, замінюють реальний механізм одномасовою моделлю – ланкою зведення. Якщо вона здійснює обертовий рух, то її момент інерції відносно осі обертання називається зведеним. Для багатьох механізмів зведений момент є змінним і залежить від кута, котрий задає положення ланки зведення. Зведений момент інерції розраховується за умови, що кінетична енергія моделі в будь-який момент часу обертання повинна дорівнювати кінетичній енергії ланок механізму.

Аналітичне визначення зведеного моменту інерції – досить трудомістка операція, яка потребує попереднього обчислення геометрії мас ланок механізму і розв'язання задачі її кінематичного дослідження [2, 140-153].

8.1. Методика експериментального визначення зведеного моменту інерції

Три експериментальні пристрої, розміщені на кафедрі, складаються з плоских важільних механізмів з одним ступенем рухомості. Для цих механізмів і визначається експериментально зведений момент інерції $I(\varphi)$, де φ – узагальнена координата, що задає положення вхідної ланки-кривошипа.

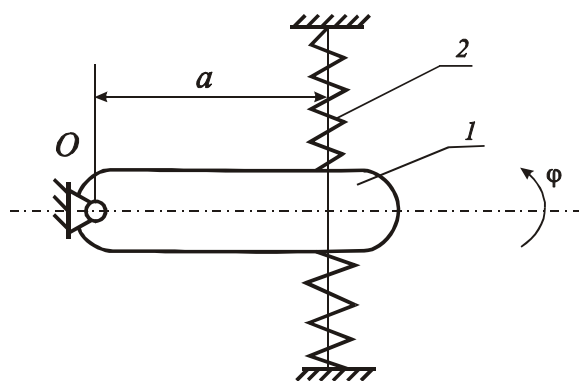


Рисунок 8.1 – Динамічна модель механізму

У цьому випадку динамічна модель механізму являє собою кривошип того чи іншого механізму – ланку l , яка може обертатись навколо нерухомої точки O і момент інерції якої дорівнює $I(\varphi)$ (рис. 8.1).

Якщо до цієї ланки приєднати пружини, то динамічна модель механізму являє собою важільний механізм з одним ступенем рухомості. Для цих механізмів і визначається експериментально зведений момент інерції $I(\varphi)$, де φ – узагальнена координата, що задає положення вхідної ланки-кривошипа.

Якщо до цієї ланки приєднати пружини, то динамічна модель механізму являє собою важільний механізм з одним ступенем рухомості. Для цих механізмів і визначається експериментально зведений момент інерції $I(\varphi)$, де φ – узагальнена координата, що задає положення вхідної ланки-кривошипа.

жину 2 (рис. 8.1), тоді виникає коливальна система з параметрами: $I(\varphi)$ – зведений момент інерції, c – жорсткість пружин, a – відстань від осі обертання ланки до точки закріплення пружини, φ – кут обертання ланки при коливаннях.

Скориставшись рівнянням Лагранжа другого роду, можна записати рівняння руху (довільних коливань) динамічної моделі таким чином:

$$I(\varphi)\ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{dI}{d\varphi} \dot{\varphi}^2 + ca^2 \sin \varphi = 0. \quad (8.1)$$

При експерименті кут φ змінюється незначно, і тому в рівнянні (8.1) можна прийняти $\sin \varphi = \varphi$; $I(\varphi)$ – періодична, неперервна, повільно змінна функція. Нехтуючи другим додатком у лівій частині рівняння як величиною другого порядку малості порівняно з іншими двома, рівняння (8.1) запишемо так:

$$I(\varphi)\ddot{\varphi} + ca^2\varphi = 0. \quad (8.2)$$

Це рівняння вільних коливань системи. Власну частоту її коливань для деякої конфігурації механізму, яка визначається кутом $\varphi = \varphi_i$, знаходять за формулою:

$$k = \sqrt{\frac{ca^2}{I(\varphi_i)}}. \quad (8.3)$$

Звідси маємо значення функції $I(\varphi)$, якщо $\varphi = \varphi_i$,

$$I(\varphi_i) = \frac{ca^2}{k^2}. \quad (8.4)$$

У виразі (8.4) c і a – відомі параметри експериментальних пристроїв. Таким чином, для підрахунку $I(\varphi)$ потрібно додатково знайти k , яке і визначається експериментом.

Діючи на коливальну систему періодичною силою з деякою частотою ω , можна досягти резонансу.

У цьому випадку частота власних коливань системи k буде дорівнювати частоті збурюючої сили ω :

$$k = \omega. \quad (8.5)$$

Під час виконання лабораторної роботи спеціальними пристроями створюють вимушені коливання системи і потім заміряють величини, необхідні для підрахунку резонансної частоти k за формулою:

$$k = \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, T = \frac{60}{n}, \quad (8.6)$$

де T – період резонансних коливань; n – резонансна частота обертання ексцентрика, який викликає вимушені коливання системи важільного механізму.

8.2. Лабораторні пристрої

Кожен з трьох пристроїв для визначення зведеного моменту інерції складається з власне механізму, зведений момент якого визначається, і допоміжної частини, до складу якої входять пристрої для збудження резонансних коливань і для заміру частоти обертання ексцентрика збудження.

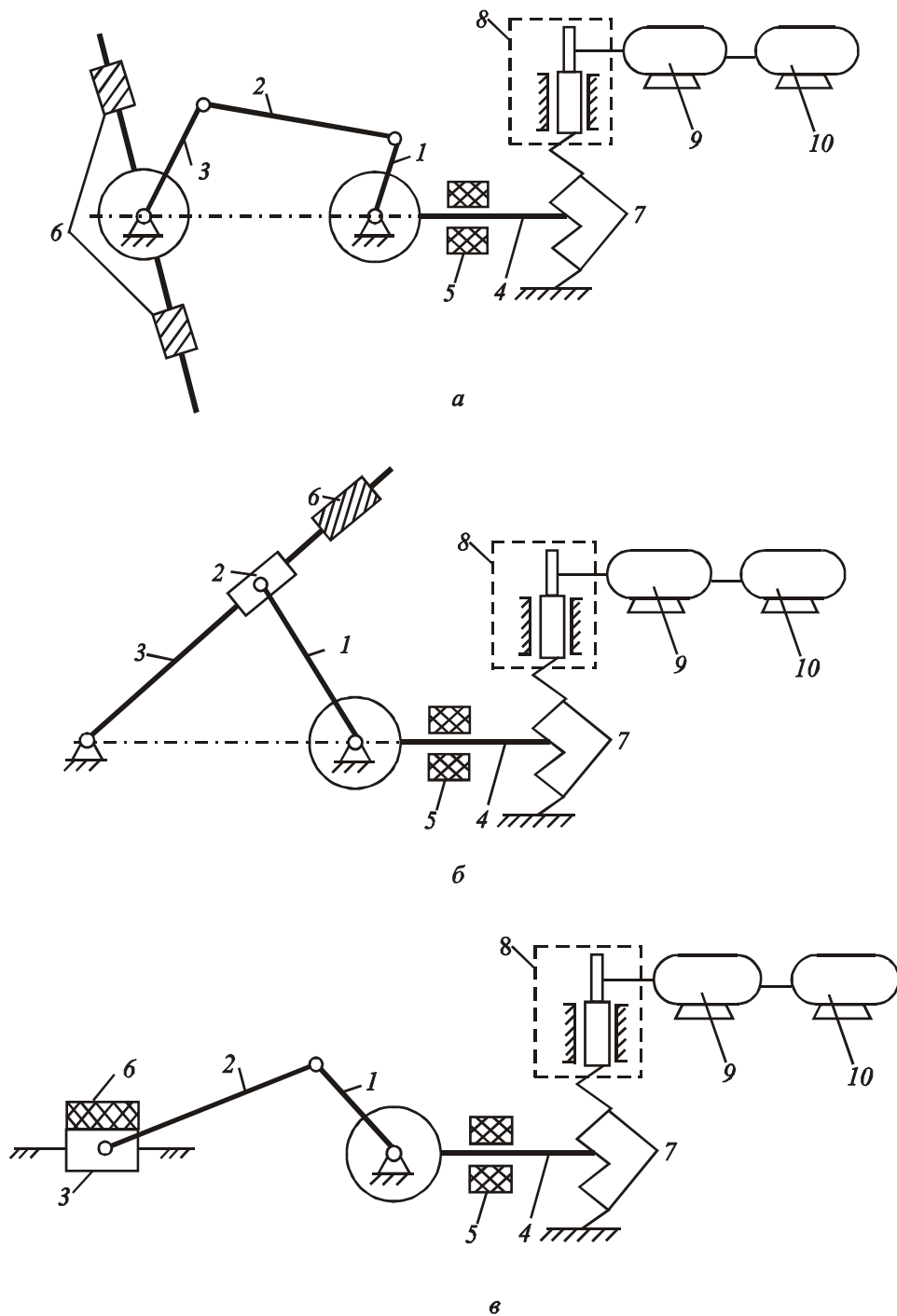


Рисунок 8.2 – Схеми лабораторних пристроїв для визначення зведеного моменту інерції

Основний механізм і допоміжна частина зібрані на одній станині. Основний механізм лабораторного пристрою ТММ-46/1 – шарнірний чотириланковик (рис. 8.2, а); пристрою ТММ-46/2 – чотириланковий кулісний механізм (рис. 8.2, б); пристрою ТММ-46/3 – чотириланковий кривошипно-повзунний механізм (рис. 8.2, в).

В усіх цих механізмах ланки 1, 2, 3 – рухомі. Ланка 1 є вхідною, або – ланкою зведення. З нею стопорним гвинтом жорстко зв'язаний важіль 4, по якому переміщається тягар 5, що фіксується гвинтом у різних положеннях. До важеля 4 прикріплена пружина 7, необхідна для створення коливальної системи.

На ланці 3 знаходиться тягар b , положення якого на ланці 3 можна змінювати. Задаючи різні положення тягарів 5 і 6, досягаємо зміни значення $I(\varphi)$ для одного і того ж φ_i .

Ланку 1 можна повертати відносно важеля 4 з наступною фіксацією, що дозволяє за лімба на ланці 1 встановлювати потрібне значення кута $\varphi = \varphi_i$, для якого визначається $I(\varphi)$.

Збуджувач 8 приводиться в рух електродвигуном постійного струму 9 і викликає вимушені коливання. Резонансна частота n (об/хв) визначається за силою струму в ланцюзі тахогенератора 10, вал якого жорстко зв'язаний з валом електродвигуна 9.

Електропостачання на пристрій подається від мережі змінного струму 220 В. Далі напруга іде на діодний випрямляч, а від нього – до електродвигуна 9. Швидкість обертання ротора електродвигуна змінюється за допомогою потенціометра спеціальною рукояткою, розташованою на панелі керування. На панелі знаходиться також тумблер для включення електродвигуна в електромережу.

Для визначення частоти обертання використовується тахометр 10. Сила струму I в його ланцюзі вимірюється міліамперметром і є функцією частоти обертання n , об/хв, тобто $I = f(n)$. Графік цих залежностей для кожного з пристроїв наведено на рис. 8.3.

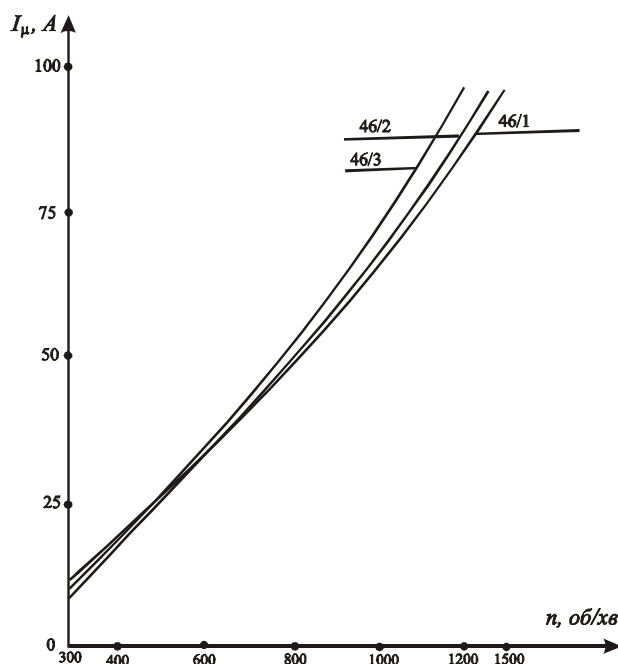


Рисунок 8.3 – Графіки залежності $I(n_i)$ для кожного з лабораторних пристроїв

У табл. 8.1 для кожного з пристроїв подані значення параметрів a і c .

Таблиця 8.1 – Параметри пристроїв

Індекс пристрою	Параметри	
	c , [Н/м]	a , [м]
46/1	6860	0,18
46/2	6400	0,18
46/3	6480	0,18

8.3. Постановка дослідів і обробка результатів

1. Встановити на ланках 1 і 3 рухомі тягарі за вказівкою викладача і закріпити їх фіксуєчими гвинтами.
2. Повертаючи кривошип 1 відносно важеля 4, поставити позначку "0" лімбу проти риски на важелі. Стопорним гвинтом зафіксувати необхідне положення.
3. Під наглядом викладача включити тумблер і рукояткою регулятора установити найменші оберти електродвигуна.
4. Повільно збільшуючи за допомогою рукоятки регулятора кутову швидкість двигуна, ввести коливальну систему в резонанс.
5. Зняти показники міліамперметра в резонансному режимі і занести їх до протоколу роботи (додаток 3).
6. Зупинити пристрій, виключивши тумблер.
7. Повторити попередні пункти 2, 3, 4, 5, 6, установлюючи кривошип 1 по лімбу відносно важеля 4 на відмітках 30° , 60° , 90° , ..., 330° .
8. Скориставшись графіком (рис. 8.3), за експериментально визначеними показниками амперметра знайти значення n , об/хв, – резонансної частоти обертання ексцентрика збуджувача.
9. За формулою (8.6) підрахувати резонансну частоту k коливань, а за формулою (8.4) – значення зведеного моменту інерції $I(\varphi)$, яке відповідає даному значенню φ_i .
10. За результатами розрахунків побудувати графік функції $I(\varphi)$ (додаток 3).

Контрольні питання

1. Що таке зведений момент інерції механізму?
2. Яка мета даної лабораторної роботи?
3. Назвіть пристрої, що використовуються в лабораторній роботі.
4. Яким рівнянням користуються для запису рівняння руху динамічної моделі?
5. Якими припущеннями користуються при перетворенні рівняння Лагранжа?
6. Як увести коливальну систему у резонанс?
7. З якою метою досягають резонансу?
8. З яких частин складається пристрій для лабораторної роботи?
9. Яка ланка в пристрої є ланкою зведення?
10. Як і за допомогою чого збуджують вимушені коливання?

Лабораторна робота 9 ДИНАМІЧНЕ БАЛАНСУВАННЯ

Мета роботи – ознайомити студентів з методом динамічного балансування ланок, які обертаються.

9.1. Призначення динамічного балансування

Обертові ланки машини у разі довільного розподілу їх мас передають на опори, крім статичних, ще й додаткові навантаження, які збуджують коливання фундаменту і всієї будови, розхитують кріплення машини до фундаменту, зменшують її ККД.

У теорії балансування будь-яке обертове тіло називають ротором.

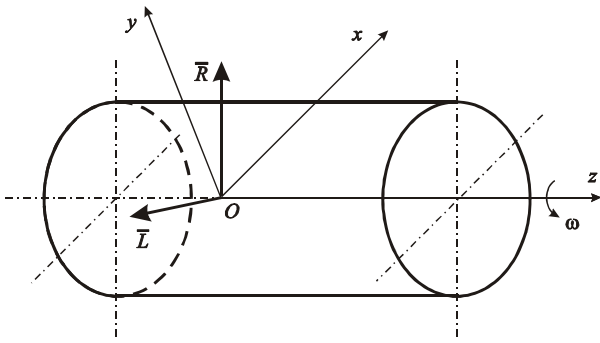


Рисунок 9.1 – Схема ротору

Розглянемо ротор, що рівномірно обертається навколо осі (рис. 9.1) з постійною кутовою швидкістю. Візьмемо довільну точку на осі обертання як початок системи координат x, y, z , що жорстко зв'язана з ротором. Зведемо систему елементарних сил інерції ротора до точки O . Як відомо з курсу теоретичної механіки, модулі відповідних головного вектора та головного моменту сил

інерції визначаються за наступними формулами:

$$R = M\rho_s\omega^2, \quad (9.1)$$

$$L = \omega^2\sqrt{I_{xz}^2 + I_{yz}^2}, \quad (9.2)$$

де M – маса ротора; ρ_s – відстань від центра мас ротора до осі його обертання; I_{xz}, I_{yz} – відцентрові моменти інерції. Вектори \vec{R} та \vec{L} перпендикулярні осі Z .

Динамічні реакції відсутні, коли головний вектор \vec{R} і головний момент \vec{L} сил інерції є нульовими:

$$\vec{R} = 0, \quad \vec{L} = 0, \quad (9.2')$$

тобто, коли

$$\rho_s = 0, \quad (9.3)$$

$$I_{xz} = I_{yz} = 0. \quad (9.4)$$

Якщо виконується лише умова (9.3), то ротор зрівноважений статично, а якщо виконані умови (9.3), (9.4), ротор називається динамічно зрівноваженим, а його вісь – вільною віссю.

У процесі конструювання ланок, що обертаються, належить прагнути надати такі їх форми, при яких вони були б динамічно зрівноважені. Зокрема, умова (9.4) виконується, якщо ланка має площину матеріальної симетрії, перпендикулярну осі обертання.

Але навіть у тому випадку, коли креслення ланки передбачає виконання умов (9.3), (9.4), вони задовольняються з деяким наближенням внаслідок технологічних похибок виготовлення і монтажу, а також неоднорідності матеріалу. Тому під час роботи машини все ж таки виникають динамічні реакції, і для їх зниження в технологічний процес виготовлення машини вводять операцію динамічного балансування, у ході якої значення ρ_s, I_{xz}, I_{yz} , зменшують до певної припустимої межі.

Динамічному балансуванню підлягають колінчасті вали двигунів внутрішнього згорання, ротори турбін, електричних генераторів, центрифуг та ін. Менш важливі деталі, насамперед ті, що мають невеликі відносні розміри вздовж осі обертання (завдяки чому невеликими є відцентрові моменти інерції), балансують статично. У цьому разі зводиться до мінімуму тільки значення ρ_s [2, 215-225], [5, 554-563].

Балансування проводять на спеціальних балансувальних верстатах або висвердлюванням отворів у матеріалі ротора, або кріпленням на ньому додаткових мас (противаг).

9.2. Розміщення противаг

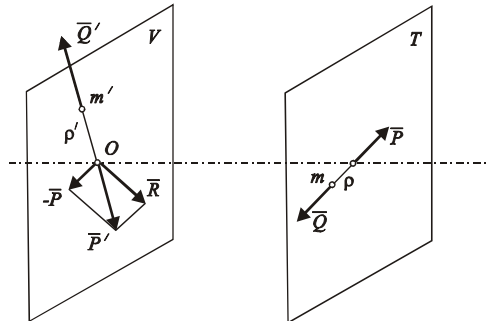


Рисунок 9.2 – Схеми площин противаг

Виберемо довільно дві площини T і V , які перпендикулярні осі Z обертання ротора (рис. 9.2). За центр зведення елементарних сил інерції візьмемо точку O перетину площини V з віссю Z . Одну з сил пари, момент якої визначається рівнянням (9.2), розмістимо у площині T , другу – у площині V . Нехай ці сили (\bar{P} і $-\bar{P}$) розташовуються так, як показано на рис. 9.2. У

площині V розмістилися дві сили – головний вектор \bar{R} і одна з сил пари. Після їх геометричного додавання отримаємо силу \bar{P}' . Таким чином, система сил інерції зведена до двох схрещених сил \bar{P} і \bar{P}' , що лежать у площинах T і V . Очевидно, що умови (9.2') виконуються, коли в цих площинах закріплені противаги з масами m і m' , відцентрові сили \bar{Q} і \bar{Q}' котрих задовольняють умовам:

$$\bar{P} + \bar{Q} = 0; \bar{P}' + \bar{Q}' = 0. \quad (9.5)$$

Сили \bar{P} і \bar{P}' , \bar{Q} і \bar{Q}' залежать від кутової швидкості обертання ротора. З рівнянь (9.1), (9.2) виходить, що \bar{P} і \bar{P}' пропорційні ω^2 . Цій самій величині пропорційні \bar{Q} і \bar{Q}' . Відтак, якщо умови (9.5) виконуються для якогось значення ω , то вони виконуються і для довільних її значень.

Таким чином, задача динамічного балансування зводиться до визначення мас і місць кріплення двох противаг у площинах T і V . Будемо називати їх площинами зрівноваження. Вибір цих площин обмежений тільки практичною можливістю кріплення противаг, але для зменшення мас противаг бажано збільшувати відстань між площинами зрівноваження.

9.3. Принцип роботи балансувального верстата

У масовому виробництві застосовують високопродуктивні верстати, спеціально виготовлені для балансування якої-небудь однієї деталі і забезпечені автоматичними пристроями, які визначають параметри противаг.

Деякі з таких верстатів мають принцип роботи, аналогічний принципу роботи описаного нижче верстата системи Б. В. Шитікова, який є зручним для балансування деталей, які виготовляються невеликими партіями.

Схема верстата показана на рис. 9.3. Ротор розміщується на рухомій рамі I так, що вісь C , навколо якої вона коливається, лежить в одній із обраних площин зрівноваження (рис. 9.3 – у площині V). Маса рами і ротора утворюють разом із пружинами пружну сис-

тому, яка може коливатися у вертикальній площині навколо горизонтальної осі C . Ротор розташовується на роликах 2 і може обертатись навколо осі Z . При цьому рама верстата разом з ротором, що балансується, здійснює коливання, які можна розглядати як вимушені, під дією неврівноваженої інерційної сили \bar{P} , яка лежить у площині T .

Момент інерційної сили \bar{P}' відносно осі C є нульовим, і ця сила не впливає на коливання рами. Частота збурюючої сили дорівнює кутовій швидкості ω обертання ротора.

Розженемо ротор до кутової швидкості, що перевищує власну частоту коливань пружної системи верстата, відведемо розгінний пристрій від ротора. Під дією сил тертя ω буде повільно зменшуватись, постійно наближаючись до частоти k власних коливань пружної системи. Амплітуда коливань при цьому буде зростати і в момент резонансу досягне максимуму.

Як відомо з теоретичної механіки, якщо значення ω однакові, то амплітуди вимушених коливань пропорційні амплітудам збурюючих сил.

Отже, максимальна амплітуда на резонансі, яка відповідає завжди одній і тій же частоті k , пропорційна неврівноваженій інерційній силі ротора. На цьому ґрунтується наведений нижче метод балансування.

Конструкція експериментальної установки відповідає схемі, наведеній на рис. 9.3. Вона має прилад для розгону ротора, що балансується. Амплітуда коливань рами з ротором навколо осі C вимірюється спеціальним датчиком, а її величина пропорційна показанням амперметра. У площинах T і V установлені диски, що мають прорізи для розміщення противаг на заданій відстані від осі ротора. Крім того, існує можливість повернути диски на заданий кут відносно осі ротора.

9.4. Метод балансування

Під час балансування мають бути визначені параметри двох противаг у двох різних

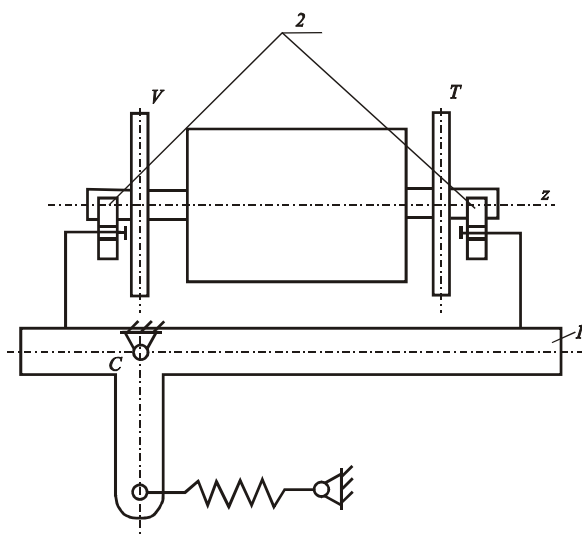


Рисунок 9.3 – Схема балансувального станка

площинах зрівноваження T і V . Суміщаючи по чергово площини T і V з віссю C качання рами (рис. 9.3), ми можемо розв'язувати ці задачі незалежно одна від одної, бо в обох випадках коливання збуджуються тільки однією з неврівноважених схрещених сил (\bar{P} або \bar{P}') і від іншої не залежать.

Розглянемо докладно, як визначити масу m противаги G і місце її закріплення у площині T . Для цього необхідно провести три пробні розгони. Під час першого розгону реєструється максимальна амплітуда A коливань рами

ми, викликана неврівноваженою силою P . Для другого розгону в довільній точці B площини закріплюється пробна противага (рис. 9.4, а), маса якої m_0 також приймається дові-

льною (від 20 до 60 г). Нехай інерційна сила пробної протизаги у резонансі (тобто коли $\omega = k$) дорівнює \bar{Q}_0 . У цей момент рухома система верстата здійснює коливання від збурюючої сили

$$\bar{P}_2 = \bar{P} + \bar{Q}_0. \quad (9.6)$$

Тепер максимальна амплітуда A_2 пропорційна P_2 . Вектори, що входять до рівняння (9.6), показані на рис. 9.4, б.

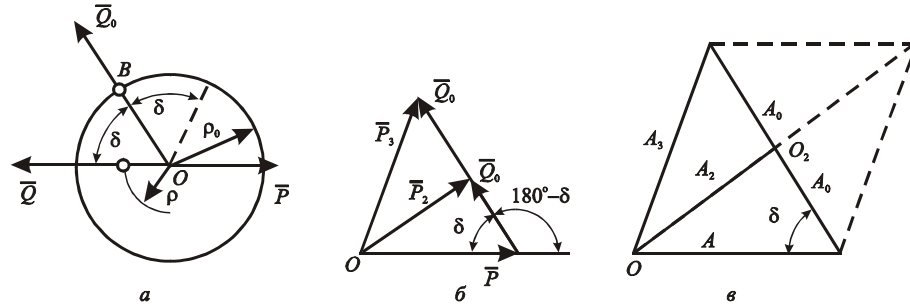


Рисунок 9.4 – Схеми розміщення протизаг

Для третього розгону у тій самій точці B закріпимо пробну протизагу з подвійною масою $2m_0$. Тоді збурююча сила, що викликає резонансні коливання рухомої системи, буде (рис. 9.4, б)

$$\bar{P}_3 = \bar{P} + 2\bar{Q}_0. \quad (9.7)$$

Максимальна амплітуда A_3 , записана під час третього розгону, пропорційна P_3 . Побудуємо тепер трикутники амплітуд (рис. 9.4, в). Сторони трикутників амплітуд пропорційні відповідним сторонам трикутників сил. Отже, ці трикутники подібні, і їх кути рівні. Відрізок A_0 на рис. 9.4, відповідає Q_0 на рис. 9.4, б і зображає ту максимальну амплітуду коливань, яку мав би зрівноважений ротор з закріпленою на ньому протизагою Q_0 .

Побудуємо на відрізках A і A_3 паралелограм з діагоналями $2A_2$ і $2A_0$ (показаний пунктиром на рис. 9.4, в). Використовуючи відоме з геометрії співвідношення між сторонами паралелограма і його діагоналями, дістанемо

$$2(A^2 + A_3^2) = (2A_2)^2 + (2A_0)^2. \quad (9.8)$$

Розв'язуючи рівняння (9.8) відносно A_0 , одержимо

$$A_0 = \sqrt{0,5(A^2 + A_3^2) - A_2^2}. \quad (9.9)$$

З умов пропорційності сил і амплітуд у резонансі виходить, що

$$\frac{A_0}{Q_0} = \frac{A}{P}, \quad (9.10)$$

звідки

$$P = Q_0 \frac{A}{A_0}. \quad (9.11)$$

Протизага у площині T повинна бути обрана такою, щоб виконувалась перша з умов (9.5), за якою $Q = P$. Отже,

$$Q = Q_0 \frac{A}{A_0}. \quad (9.12)$$

Нехай ρ і ρ_0 – відстані від осі обертання до центра мас противаги G і пробної противаги Q_0 . Тоді при кутовій швидкості $\omega = k$, що відповідає резонансу

$$Q = m\rho k^2; \quad Q_0 = m_0\rho_0 k^2.$$

Підставляючи ці вирази для Q і Q_0 в (9.12), отримуємо

$$m\rho = m_0\rho_0 \frac{A}{A_0}, \quad (9.13)$$

де $m\rho$ – статичний момент маси противаги відносно осі обертання.

Значення ρ та ρ_0 слід добирати по можливості великими.

Знайдемо кут, який визначає місце кріплення коректуючої противаги в площині T . Позначимо через δ кут між векторами \bar{Q} і \bar{Q}_0 (рис. 9.4, а). Оскільки сила \bar{Q} повинна бути протилежною неврівноваженій силі \bar{P} , то кут між векторами \bar{P} і \bar{Q}_0 становить $180^\circ - \delta$. Відмітимо його на рис. 9.4, б. Схожі кути при вершинах трикутників сил і амплітуд однакові, а тому кут між сторонами A і A_0 трикутника амплітуд дорівнює δ (рис. 9.4, в).

Застосовуючи теорему косинусів до трикутника амплітуд зі сторонами A , A_0 , A_2 , отримаємо

$$A_2^2 = A^2 + A_0^2 - 2AA_0 \cos \delta,$$

звідки

$$\cos \delta = (A^2 + A_0^2 - A_2^2) / 2AA_0. \quad (9.14)$$

У межах від 0 до π рівняння (9.14) має два рівних за значенням та протилежних за знаком кореня. Згідно з цим кут δ може бути відкладений з обох боків лінії OB . Тому шляхом додаткового розгону ротора доводиться перевіряти, яке кутове положення противаги відповідає умові балансування.

Після закріплення противаги у площині T ротор знімається з верстата і знову установлюється на ролики так, щоб площини зрівноваження помінялись місцями. За методикою, описаною вище, визначається маса і місце закріплення противаги в площині V .

9.5. Порядок виконання роботи

1. Ввімкнути живлення експериментального верстата.
2. Закріпити диск, що визначає площину зрівноваження і не збігається з віссю коливань рами у початковому кутовому положенні відносно основного тіла ротора. Риска, позначена на кутовому лімбі диска нулем, повинна бути навпроти відповідної риски на основному тілі ротора.
3. За допомогою рукоятки, що вмикає електродвигун і притискає прогумований диск на валу двигуна до барабана ротора, розігнати ротор.
4. Ввімкнути тумблер "сеть" на амперметрі для вимірювання амплітуд коливання рами. Ввімкнути тумблер "измерение" на амперметрі і зняти показання амперметра, які приймаються як A_0 .
5. Вибрати з комплекту противаг, який надано до експериментального верстата, пробну противагу, для якої існує в комплекті противага подвійної маси. Закріпити вибрану

противагу в радіальному прорізу диска на відстані 30–70 мм від осі ротора.

6. Повторити роботу за пп. 3–4 для вимірювання амплітуди A_2 власних коливань рами з пробною противагою.

7. Змінити на диску пробну противагу на противагу подвійної маси.

8. Повторити роботу за пп. 3–4 для вимірювання амплітуди A_3 власних коливань рами з пробною противагою подвійної маси.

9. Виконати розрахунки з визначення параметрів коректуючої противаги.

10. Закріпити коректуючу противагу в радіальному прорізу диска на розрахунковій відстані від осі ротора, повернути диск на визначений кут і закріпити його. Повторити роботу за пп. 3–4. Якщо амплітуда власних коливань рами буде значною, після зупинки ротора повернути диск на визначений кут від початкового положення у напрямі, протилежному попередньому, і знову розігнати ротор. Переконатись, що амплітуди коливань рами з коректуючою противагою відсутні або незначні.

Експериментальна робота проводиться тільки для однієї площини зрівноваження (знаходиться противага на одному диску).

11. Розрахунки занести у протокол (додаток I)

Контрольні питання

1. Від яких величин залежать динамічні реакції в опорах ротора, що обертається навколо осі?

2. Якими формулами визначаються головний вектор та головний момент сил інерції ротора? Як вони напрямлені?

3. За яких умов динамічні реакції будуть відсутні?

4. З якою метою виконується статичне та динамічне балансування ланок, що обертаються?

5. В яких випадках обмежуються статичним балансуванням?

6. За яким методом проводиться динамічне балансування ротора?

7. Які параметри двох противаг у площинах зрівноваження повинні бути визначені?

8. Що таке статичний момент деякої маси?

9. Яке фізичне явище використовується в експерименті для визначення параметрів противаг у балансувальному верстаті?

10. Які три пробні розгони потрібно виконати в експерименті для знаходження параметрів противаги і що визначається під час розгонів?

Лабораторна робота 10

ЗРІВНОВАЖЕННЯ ОБЕРТОВИХ ЛАНОК

Мета роботи – визначення параметрів противаг, що забезпечить зрівноваження ланок, які обертаються, і практична перевірка одержаного результату.

Під час обертання ланок довільної форми на їх опорах виникають додаткові динамічні реакції, що викликають вібрацію машини, небезпечну як для самої машини, так і для обслуговуючого персоналу. Уникнути цього можна шляхом зрівноваження ланки.

Задача зрівноваження ланки, яка обертається, полягає в тому, щоб звести до припустимого рівня динамічні реакції в опорах. Для цього ланка повинна мати відповідну до умов зрівноваження форму, або на ній повинні закріплюватись спеціально розраховані протизаваги. У наш час задача зрівноваження має важливе практичне значення у зв'язку з загальною тенденцією збільшення швидкохідності машин [2, 201-215].

10.1. Метод зрівноваження

10.1.1. Для розв'язання задачі зрівноваження скористаємось методом кінетостатики.

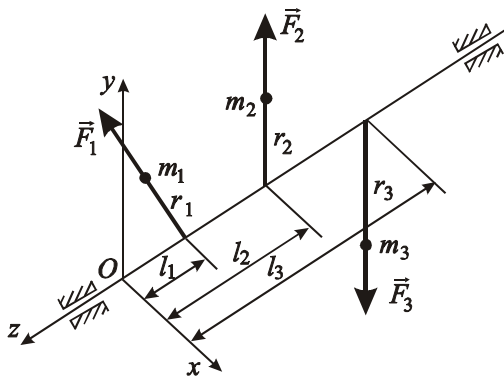


Рисунок 10.1 – Схема розташування обертальних мас

Нехай конструкція ланки така, що можна вважати її складеною з декількох точкових мас m_i , розташованих на відстанях r_i від осі обертання (рис. 10.1).

Під час обертання ланки з постійною кутовою швидкістю ω інерційна сила кожної маси

$$\vec{F}_i = -m_i \omega^2 \vec{r}_i. \quad (10.1)$$

Система інерційних сил ланки зводиться до головного вектора \vec{R} і головного моменту \vec{M} :

$$\vec{R} = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i, \quad (10.2)$$

$$\vec{M} = \sum_{i=1}^n \vec{M}_i, \quad (10.3)$$

де \vec{M} – момент сили \vec{F}_i відносно обраного центра зведення; n – кількість мас в системі.

З метою зрівноваження на ланці встановимо протизаваги так, щоб головний вектор і головний момент стали нульовими. Для цього оберемо такі дві площини зрівноваження, на яких було б зручно закріпити дві протизаваги. Бажано також, щоб відстань між площинами зрівноваження була якомога більшою. Позначимо вибрані площини зрівноваження P і Q (рис. 10.2).

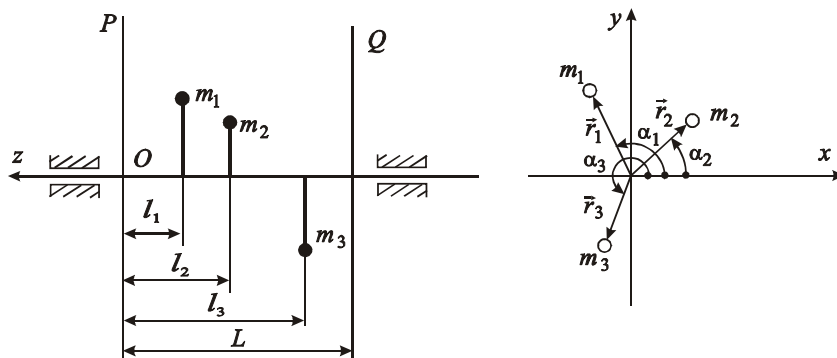


Рисунок 10.2 – Схеми розміщення площин для протизаваг

Нехай вісь OZ нерухомої відносно стояка систем координат $OXYZ$ збігається з віссю обертання, а початок системи координат лежить у площині P .

Через невірноважені маси перпендикулярно осі обертання проведемо площини 1, 2, 3. Їх відстані від площини P задамо відрізками l_1, l_2, l_3 . Положення кожної маси можна визначити циліндричними координатами r_i, α_i, l_i , де α_i – кут між вектором r_i і віссю X .

10.1.2. Позначимо маси протизаваг. Протизаваги розглядаємо як точкові маси m_p і m_q , розміщенні відповідно у площинах P і Q . Відстані мас від осі обертання позначимо r_p, r_q ,

кути з віссю X – α_p, α_q .

Прийmemo за центр зведення точку O . Тоді умови динамічного зрівноваження ланки запишуться так:

$$\sum_1^3 m_i \omega^2 \vec{r}_i + m_p \omega^2 \vec{r}_p + m_q \omega^2 \vec{r}_q = 0, \quad (10.4)$$

$$\sum_1^3 m_i l_i \omega^2 \vec{r}_i + m_q L \omega^2 \vec{r}_q = 0. \quad (10.5)$$

У рівнянні (10.5) усі вектори моментів умовно повернуті на 90° до збігу з відповідними радіусами–векторами. Загальний множник ω^2 входить у додатки рівнянь (10.4) і (10.5), поділивши які на нього, маємо:

$$\sum_1^3 m_i \vec{r}_i + m_p \vec{r}_p + m_q \vec{r}_q = 0, \quad (10.6)$$

$$\sum_1^3 m_i l_i \vec{r}_i + m_q L \vec{r}_q = 0. \quad (10.7)$$

Для розв'язання задачі споектуємо рівняння (10.7) на осі X та Y . Внаслідок цього маємо:

$$\sum_1^3 m_i r_i l_i \cos \alpha_i + m_q r_q L \cos \alpha_q = 0, \quad (10.8)$$

$$\sum_1^3 m_i r_i l_i \sin \alpha_i + m_q r_q L \sin \alpha_q = 0. \quad (10.9)$$

Розділимо всі члени цих рівнянь на L і введемо такі позначення:

$$B_x = \sum_1^3 m_i r_i l_i \cos \alpha_i / L; \quad B_y = \sum_1^3 m_i r_i l_i \sin \alpha_i / L; \quad S_q = m_q r_q,$$

де S_q – статичний момент противаги у площині Q , який треба знайти. Тоді система (10.8), (10.9) матиме вигляд:

$$B_x + S_q \cos \alpha_q = 0, \quad (10.10)$$

$$B_y + S_q \sin \alpha_q = 0. \quad (10.11)$$

Підносячи ліві і праві частини рівнянь (10.10) і (10.11) до квадрата і складаючи їх почленно, маємо

$$S_q = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}. \quad (10.12)$$

З (10.10) і (10.11) випливає, що $\cos \alpha_q = -\frac{B_x}{S_q}$, $\sin \alpha_q = -\frac{B_y}{S_q}$.

Скористаємось формулою для тангенса половинного кута:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_q}{2} = \frac{\sin \alpha_q}{1 + \cos \alpha_q} = \frac{B_y}{B_x - S_q} = U_q. \quad (10.13)$$

Таким чином, якщо $B_x = S_q \neq 0$, тоді

$$\alpha_q = 2 \operatorname{arctg} (U_q), \quad (10.14)$$

а якщо $B_x - S_q = 0$, тоді $\alpha_q = 180^\circ$.

Для визначення $m_p r_p$ і кута α_p звернемося до рівняння (10.6). Спроектуємо його на осі X і Y :

$$\begin{aligned} A_x + S_p \cos \alpha_p + S_q \cos \alpha_q &= 0, \\ A_y + S_p \sin \alpha_p + S_q \sin \alpha_q &= 0, \end{aligned}$$

де введені позначення:

$$A_x = \sum_1^3 m_i r_i \cos \alpha_i; \quad A_y = \sum_1^3 m_i r_i \sin \alpha_i; \quad S_p = m_p r_p.$$

Враховуючи (10.10) і (10.11), будемо мати:

$$(A_x - B_x) + S_p \cos \alpha_p = 0. \quad (10.15)$$

$$(A_y - B_y) + S_p \sin \alpha_p = 0. \quad (10.16)$$

Таким чином, одержана система рівнянь аналогічна (10.10) і (10.11). Тому для визначення S_p і α_p можна скористатись формулами (10.12) – (10.14), замінюючи в них B_x і B_y величинами $(A_x - B_x)$, $(A_y - B_y)$:

$$S_p = \sqrt{(A_x - B_x)^2 + (A_y - B_y)^2}, \quad (10.17)$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_p}{2} = \frac{A_y - B_y}{A_x - B_x - S_p} = U_p. \quad (10.18)$$

Якщо $(A_x - B_x - S_p) \neq 0$, тоді

$$\alpha_p = 2 \operatorname{arctg}(U_p), \quad (10.19)$$

інакше

$$\alpha_p = 180^\circ.$$

10.2 Лабораторні пристрої

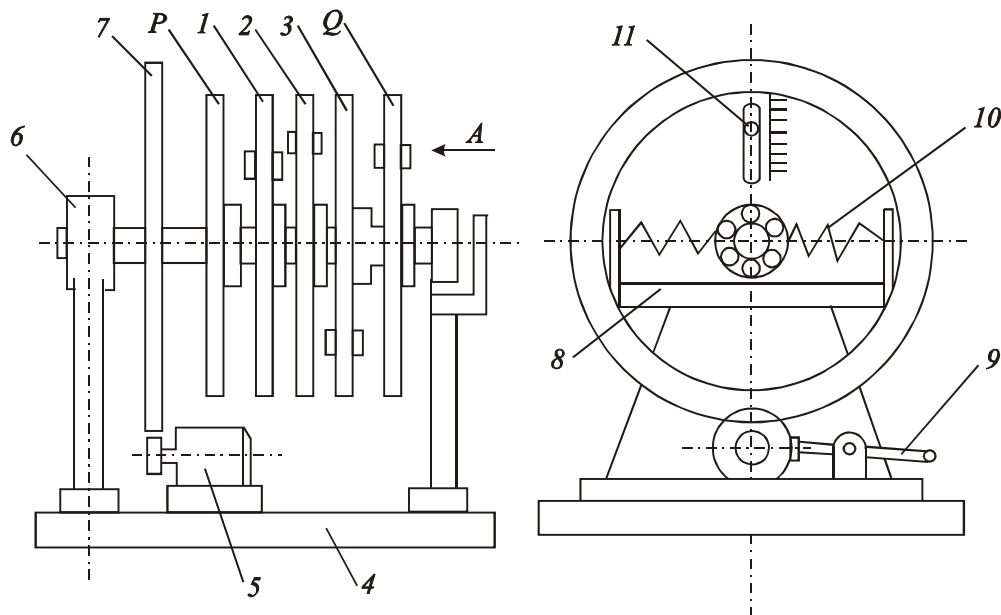


Рисунок 10.3 – Схема лабораторного пристрою

Пристрій ТММ-35 (рис. 10.3) складається з трьох головних частин: зрівноважувальної ланки, фрикційного приводу 5 і станини 4 з опорами. Зрівноважувальна ланка – це вал, на якому закріплені 6 дисків на відстані 80 мм один від одного. Крайній лівий диск 7 служить для розгону ланки і не містить незрівноважених мас. На дисках 1, 2, 3 закріплені тягарці, що моделюють незрівноваженість ланки. На дисках P і Q – противаги, знайдені при виконанні роботи. Під час роботи машини зрівноважувальна ланка обертається з значною кутовою швидкістю навколо власної осі. Ланки такого типу називають роторами. Диски зафіксовані на валу за допомогою гвинтів. Якщо гвинти відпустити, диски можуть провертатись навколо осі вала. Кутове положення дисків відносно вала визначається за допомогою кутових шкал (лімбів), з'єднаних з валом. На кожному диску виконано радіальні пази II , у яких закріплюють незрівноважені маси і противаги. Пази мають відмітки для визначення відстані r_i від осі обертання. Значення r_i може змінюватися від 40 до 90 мм.

Лівий кінець вала закріплено у сферичному шарикопідшипнику 6, який дозволяє ротору не тільки обертатись навколо осі, але і коливатися у горизонтальній площині. Правий кінець вала при цьому переміщується вздовж опорної планки 8. У середньому положенні ротор утримують пружини 10. Амплітуда коливань ротора характеризує значення його незрівноваженості.

Ротор приводиться у рух за допомогою електродвигуна 5 і фрикційної передачі. Електродвигун розміщений біля лівої опори на важелі, який дозволяє здійснити поворот відносно станини. Якщо опустити рукоятку 9 цього важеля, то фрикційний диск двигуна притиснеться до диску 7 і одночасно включиться двигун.

У комплекті пристрою маємо тягарці масою 40, 50, 60, 70 г, які використовуються для завдання незрівноваженості, а також як противаги.

10.3. Порядок виконання роботи

1. Завчасно взяти у керівника роботи дані про незрівноважені маси і визначити параметри противаг. Маси противаг задати з набору тягарців.
2. Включити пристрій. Переконатись у його зрівноваженості (відсутність коливань правого кінця вала).
3. Відповідно до завдання встановити незрівноважені маси на дисках 1, 2, 3. Розігнати ротор і впевнитись у його незрівноваженості.
4. Закріпити на дисках P і Q противаги, параметри яких знайдені (табл. 10.1). Розігнати ротор і впевнитись, що задача зрівноваження розв'язана вірно.
5. Скласти протокол виконаної роботи (додаток К). Схему розміщення мас на роторі зробити за зразком рис. 10.2.
6. Контрольний приклад (табл. 10.1).

У розглянутому прикладі противаги з однаковим статичним моментом розміщені симетрично відносно осі обертання. Тому їх головний вектор $\vec{R} = 0$, але $\vec{M} \neq 0$. Отже, відцентрові сили противаг становлять пару сил. Про це свідчать їх однакові статичні моменти і кут між радіус-векторами противаг, що дорівнює 180° (радіус-вектори противаг лежать в одній площині, яка містить вісь обертання).

Таблиця 10.1 – Визначення параметрів противаг

i	m_i , г	r_i , мм	α_i , град	$\frac{l_i}{L}$	$S_i = m_i r_i$	$\cos \alpha_i$	$\sin \alpha_i$	$m_i r_i \cos \alpha_i$	$m_i r_i \sin \alpha_i$	$m_i r_i \cos \alpha_i \cdot \frac{l_i}{L}$	$m_i r_i \sin \alpha_i \cdot \frac{l_i}{L}$
1	50	80	0	0,25	4000	1	0	4000	0	1000	0
2	50	80	120	0,50	4000	-0,5	0,866	-2000	3464	-1000	1732
3	50	80	240	0,75	4000	-0,5	-0,866	-2000	-3464	-1500	-2598
P	40	43,3	210	-	1732	-	-	$A_x = \Sigma$	$A_y = \Sigma$	$B_x = \Sigma$	$B_y = \Sigma$
Q	40	43,3	30	-	1732	-	-	0	0	-1500	-866

Контрольні питання

1. Яка мета лабораторної роботи?
2. Що таке метод кінетостатики?
3. Як розв'язується задача зрівноваження ланок, що обертаються?
4. Як вибираються площини зрівноваження?
5. Яким чином вибирається система координат $OXYZ$?
6. Як вибирають противаги?
7. З яких частин складається лабораторний пристрій?
8. Опишіть конструкцію зрівноважувальної ланки.
9. Що характеризує незрівноваженість ротора?
10. Як досягнути зрівноваженості ротора?

Лабораторна робота 11

ЗРІВНОВАЖЕННЯ ГОЛОВНОГО ВЕКТОРА СИЛ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи – порівняння ефективності різних методів зрівноваження мас машини на фундаменті.

Головний вектор сил інерції всіх ланок та головний момент сил інерції зрівноважуються реакціями з боку опор або фундаменту. У зв'язку з тим, що ці реакції, в загальному випадку, змінні за значенням та напрямком, виникають пружні коливання фундаменту, на якому встановлена машина. Щоб повністю або частково ліквідувати ці коливання, необхідно домагатися зменшення головного вектора сил інерції та головного моменту сил інерції або звести їх до нуля. Цей процес називається зрівноваженням мас машини на фундаменті [1, 680-692], [3, 162-170].

11.1. Елементи теорії

Механізм називають зрівноваженим статично, якщо у ньому сили інерції є зрівноваженими, а моменти сил інерції – незрівноваженими. Якщо у механізмі зрівноважені сили інерції і моменти сил інерції, його називають зрівноваженим динамічно.

Головний вектор сил інерції

$$\vec{P} = -m\vec{a}_S,$$

де m – маса механізму, яка не дорівнює нулю; a_S – прискорення центра рухомих мас механізму.

При статичному зрівноваженні механізму потрібно, щоб прискорення центра ваги було нульовим. Ця умова може бути виконана за рахунок розміщення на ланках спеціальних противаг.

Для кривошипно-повзунного механізму можна провести повне або часткове зрівноваження головного вектора сил інерції.

11.2. Повне зрівноваження кривошипно-повзунного механізму

Для кривошипно-повзунного механізму (рис. 11.1) добром мас противаг μ_2 (маса

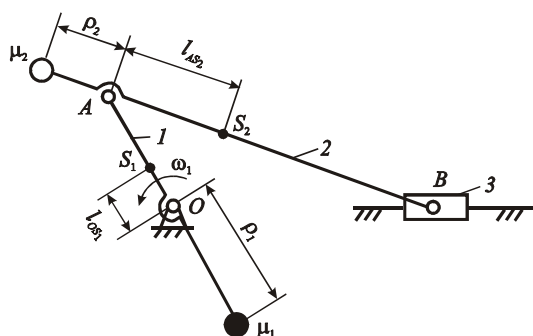


Рисунок 11.1 – Схема кривошипно-повзунного механізму

противаги на шатуні) та μ_1 (маса противаги на кривошипі) можна з'єднати центр ваги ланок, які рухаються, з нерухомим центром обертання кривошипа O .

Противагу μ_2 підбирають таким чином, щоб центр мас шатуна, повзуна з поршнем та противаги μ_2 лежав на осі A пальця кривошипа.

Попередньо зробимо так зване, статичне рознесення мас шатуна, замінюючи їх точковими масами m_{2A} і m_{2B} , які знаходяться в точках A і B .

Спільний центр цих точкових мас залишається в центрі мас S_2 шатуна. Тоді маємо

$$m_{2A} = m_2 \frac{l_{BS_2}}{l_2}, \quad m_{2B} = m_2 \frac{l_{AS_2}}{l_2},$$

де m_2 – маса шатуна; $l_2 = l_{AB}$, l_{AS_2} і l_{BS_2} – відстані від точки S_2 до точок A і B відповідно.

Закріпимо на шатуні механізму (рис. 11.1) противагу, статичний момент якої знайдемо з рівняння

$$-\mu_2 \rho_2 + m_B l_2 = 0, \quad (11.1)$$

де ρ_2 – відстань від точки A до центра мас противаги; l_2 – довжина шатуна.

$$m_B = m_{2B} + m_3,$$

де m_3 – маса повзуна (поршня).

Масу противаги μ_1 знаходимо за умови, що центр усіх рухомих мас, включаючи маси противаг, збігався б з точкою O .

Для визначення μ_1 запишемо рівняння статичного моменту

$$-\mu_1 \rho_1 + (m_2 + m_3 + \mu_2) l_1 + m_1 l_{OS_1},$$

де ρ_1 – відстань від осі обертання кривошипа до центра мас противаги; m_1 – маса кривошипа; l_{OS_1} – відстань від осі обертання до центра мас кривошипа (рис. 11.1); l_1 – радіус кривошипа.

Після закріплення обох противаг $\vec{R} = 0$, коливання машини значно зменшуються.

При такому зрівноваженні головного вектора сил інерції статичні моменти противаг є завеликими. Їх важко розташувати в габаритах механізму. Крім того, установка противаги на шатуні збільшує головний момент сил інерції механізму. Тому схема, яку розглянуто, досить рідко використовується на практиці.

11.3. Часткове зрівноваження горизонтальної проекції головного вектора сил інерції за допомогою противаги на кривошипі

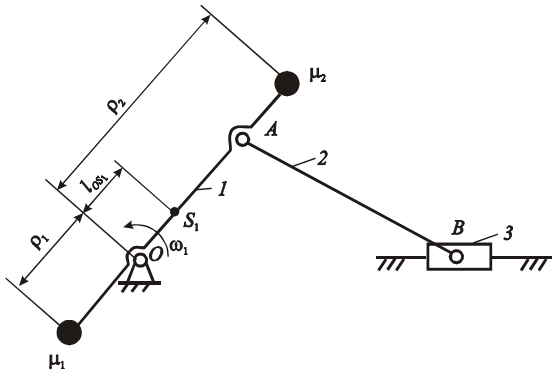


Рисунок 11.2 – Схема часткового зрівноваження сил інерції

Визначимо задачу зрівноваження горизонтальної проекції головного вектора сил інерції \vec{R} , не рахуючись з можливим збільшенням вертикальної проекції. Така постановка задачі є виправданою, якщо жорсткість фундаменту у вертикальному напрямі набагато більше, ніж у горизонтальному.

Для зрівноваження сили інерції мас, що обертаються, закріпимо на кривошипі противагу μ_1 (рис. 11.2), статичний момент якої задовольняє умові

$$-\mu_1 \rho_1 + m_A l_1 + m_1 l_{OS_1} = 0, \quad (11.2)$$

де ρ_1 – відстань від центра мас противаги до осі O .

Після закріплення противаги μ_1 залишається незрівноваженою сила $\vec{P}_B = -m_B a_B$ для маси m_B , де a_B прискорення точки B . Ця сила спрямована вздовж осі X .

Якщо кривошип рівномірно обертається з кутовою швидкістю ω_1 , сила \vec{P}_B є періодичною функцією кута φ_1 і її можна представити відповідним рядом Фур'є

$$P_B = a_1 \cos \varphi_1 + a_2 \cos 2\varphi_1 + a_4 \cos 4\varphi_1 + \dots,$$

де $\varphi_1 = \omega_1 t$, t – час, $a_1 = m_B l_1 \omega_1^2$, $a_2 = m_B l_1 \omega_1^2 \left(\lambda + \frac{\lambda^3}{4} + \dots \right)$, $a_4 = m_B l_1 \omega_1^2 \left(\frac{1}{16} \lambda^3 + \frac{3}{64} \lambda^5 + \dots \right)$,

$$\lambda = \frac{l_1}{l_{AB}}.$$

Оскільки значення λ звичайно дорівнює 0,2 – 0,3, то в розкладанні для P_B можна обмежитись кількома першими членами.

Складові сили P_B , що відповідають певному значенню коефіцієнта k ($k = 1, 2, 4 \dots$) перед кутом φ_1 , називаються силами інерції k -го порядку, або гармоніками k -го порядку.

Закріпимо на кривошипі ще одну противагу масою μ_2 так, щоб горизонтальна складова відцентрової сили інерції противаги зрівноважувала б першу гармоніку сили P_B . Маємо

$$-\mu_2 \rho_2 \omega_1^2 \cos \varphi_1 + m_B l_1 \omega_1^2 \cos \varphi_1 = 0,$$

звідси

$$\mu_2 = \frac{m_B l_1}{\rho_2}, \quad (11.3)$$

де ρ_2 – відстань від центра мас протизваги до точки O .

Дві зазначені протизваги можуть бути замінені однією, закріпленою на продовженні кривошипа, для якої виконується умова

$$\mu \rho = \mu_1 \rho_1 + \mu_2 \rho_2,$$

де μ – маса протизваги, а ρ – відстань від центра її мас до точки O .

Хоча перша гармоніка сили P_B зрівноважена, натомість з'явилась вертикальна складова відцентрової сили інерції протизваги μ_2 , яка дорівнює

$$P_y = -a_1 \sin \varphi_1.$$

Вплив цієї сили на коливання експериментального пристрою малопомітний завдяки великій жорсткості системи кріплення стояка механізму у вертикальному напрямі.

Якщо вказані значення жорсткості в різних напрямках однакові, найбільш доцільно було б зрівноважувати тільки половину першої гармоніки сили P_B (замість маси μ_2 брати масу $\frac{\mu_2}{2}$). Тоді найбільша залишкова сила інерції першого порядку буде

$$\sqrt{(0,5a_1)^2 + (0,5a_1)^2} = 0,7a_1.$$

11.4. Часткове зрівноваження головного вектора сил інерції за схемою Ланчестера

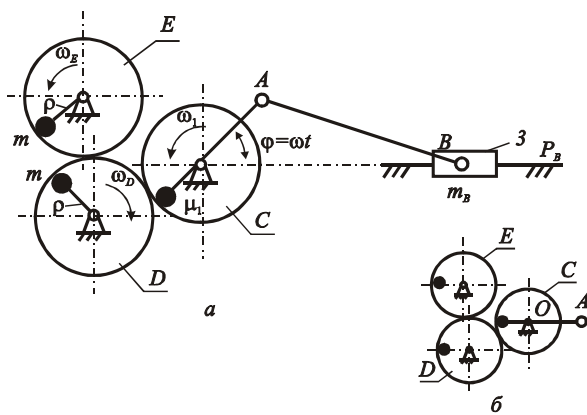


Рисунок 11.3 – Схема зрівноваження сил інерції за схемою Ланчестера

Як і в попередньому випадку, закріпимо на кривошипі протизваги μ_1 , параметр якої визначено згідно з рівнянням (11.2). Для зрівноваження першої гармоніки сили інерції P_B з'єднаємо з механізмом (рис. 11.3, а) три зубчасті колеса C , D та E з однаковою кількістю зубів. Колесо C закріплено на головному валі механізму. У зачепленні з ним перебуває колесо D , до якого, у свою чергу, зачіплюється колесо E . Відповідно, кутові швидкості зубчастих коліс

$$\omega_C = \omega_E = \omega_1; \quad \omega_D = -\omega_1.$$

Закріпимо на зубчастих колесах D та E протизваги з масою μ_2 на відстані ρ_2 від осі обертання так, щоб при $\varphi = 0$ їх сили інерції утворювали з віссю x кут π (рис. 11.3, б). Якщо кривошип повернеться на кут φ_1 , сили інерції протизваг на колесах E та D утворюють з віссю x кути:

$$\varphi_E = \pi + \varphi; \quad \varphi_D = \pi - \varphi.$$

Таким чином, їх горизонтальні проекції додаються, а вертикальні взаємно зрівноважуються.

Статичний момент $\frac{\mu_2 P_2}{2}$ знайдемо за умови (11.3) зрівноваження сили інерції першого порядку.

Аналогічну схему можна застосувати для зрівноваження сили інерції k -го порядку. Тоді колеса D та E повинні обертатися з кутовими швидкостями $k\omega_1$ та $-k\omega_1$.

11.5. Опис лабораторного пристрою

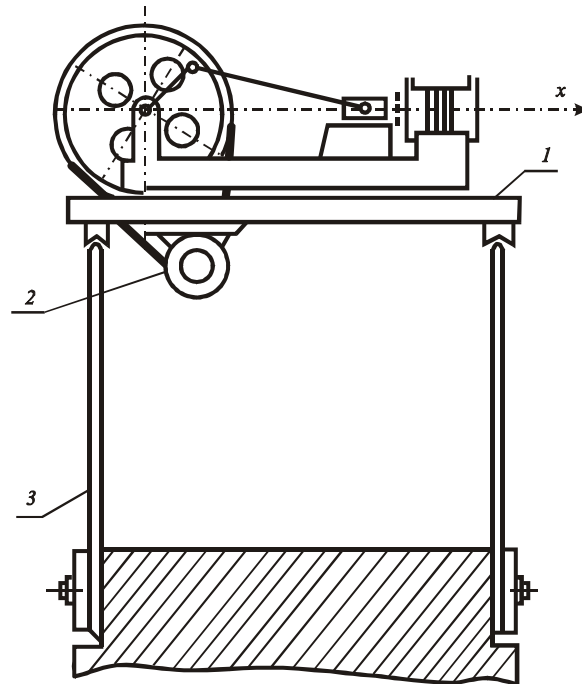


Рисунок 11.4 – Схема лабораторного пристрою

Кривошипно-повзунний механізм закріплено на плиті 1 , яка є стояком на пружній основі.

Колінчастий вал дістає обертання від електродвигуна 2 через пасову передачу. Плита 1 разом з закріпленими механізмом та електродвигуном 2 розташована на чотирьох пружних стрижнях 3 . Нижні кінці стрижнів жорстко закріплені на нерухомому фундаменті.

Довжину стрижнів підібрано так, щоб частота власних коливань системи в напрямку осі X була близькою до частоти обертання головного вала механізму. Тому вздовж осі x спостерігаються коливання, які є близькими до резонансних.

На ланках кривошипно-повзунного механізму або на спеціальному зрівноважувальному пристрої можуть закріплюватися противаги.

11.6. Порядок виконання роботи

1. Привести в дію незрівноважену машину.
2. Здійснити повне зрівноваження закріпленням на кривошипі та шатуні противаги.
3. Здійснити часткове зрівноваження, закріпивши на кривошипі противагу.
4. Приєднати зрівноважувальний пристрій з двома противагами на валах зубчастих коліс D та E .

Після здійснення операцій за кожним пунктом спостерігати горизонтальні коливання механізму й оцінити візуально ефект зрівноваження.

Контрольні питання

1. З якою метою виконується зрівноваження механізму?
2. Як називаються додаткові маси, що закріплюються на ланках?
3. На прикладі якого механізму розв'язується задача зрівноваження?
4. Як визначаються сили інерції обертових мас?
5. Як визначаються сили інерції мас, що рухаються поступально?
6. Якими є умови повного зрівноваження механізму?
7. Скільки противаг та на яких ланках потрібно закріпити при повному зрівноваженні кривошипно-повзунного механізму?
8. За якої умови визначається статичний момент противаги на шатуні?
9. За якої умови визначається статичний момент противаги на кривошипі?
10. Що можна зрівноважити за допомогою однієї противаги, закріпленої на кривошипі?
11. Якими є результати зрівноваження механізму за схемою Ланчестера?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов/К.В.Фролов, С. А. Попов и др. Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. А. С. Кореняко и др. – Киев: Вища шк., 1970. – 332 с.
4. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. – М.: Высш. шк., 1986.
5. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973 – 592 с.

ДОДАТОК А

НТУ „ХПІ” кафедра ТММіСАПР	Протокол лабораторної роботи «Структурний аналіз плоских важільних механізмів»	Студент _____ Група _____ Дата _____	
Кінематична схема	Кількість рухомих ланок		
	Кількість нижчих кінематичних пар $p_n =$		
	Кількість вищих кінематичних пар $p_v =$		
	Кількість ступенів рухомості за формулою Чебишева $W = 3n - 2p_n - p_v =$		
Структурна схема	Кількість ступенів рухомості, яка знайдена експериментально		
	Ланки, що приводять до надлишкових в'язей		
Групи Ассура			
Структурні схеми груп Ассура	Номери груп у порядку приєднання	Клас групи та механізму	Порядок групи
Роботу прийняв			

ДОДАТОК Б

НТУ „ХПІ” кафедра ТММіСАПР	Протокол лабораторної роботи «Експериментальне визначення коєфіцієнта тертя площинної кінематичної пари»	Студент _____ Група _____ Дата _____																																																										
Схема експериментальної установки		Тарувальні досліді																																																										
		<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th style="width: 5%;">i</th> <th style="width: 25%;">Вага вантажу, кг</th> <th style="width: 30%;">Поділки шкали індикатора S_T, діл</th> <th style="width: 40%;">Ціна поділки, k_i, Н/діл</th> </tr> <tr> <td align="center">1</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td align="center">2</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td align="center">3</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="4" style="text-align: center; padding: 5px;"> Середнє значення ціни поділки $k_{cp} = \frac{N}{\text{діл}}$ </td> </tr> </table>	i	Вага вантажу, кг	Поділки шкали індикатора S_T , діл	Ціна поділки, k_i , Н/діл	1				2				3				Середнє значення ціни поділки $k_{cp} = \frac{N}{\text{діл}}$																																									
i	Вага вантажу, кг	Поділки шкали індикатора S_T , діл	Ціна поділки, k_i , Н/діл																																																									
1																																																												
2																																																												
3																																																												
Середнє значення ціни поділки $k_{cp} = \frac{N}{\text{діл}}$																																																												
Основні досліді																																																												
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th rowspan="2" style="width: 5%;">№ п/п</th> <th colspan="2" style="width: 20%;">Матеріали повер- хонь тертя</th> <th rowspan="2" style="width: 10%;">Вага повзуна, кг</th> <th colspan="2" style="width: 20%;">Показники індикатора, кількість поділок</th> <th colspan="2" style="width: 15%;">Сила тертя, Н</th> <th colspan="2" style="width: 28%;">Коефіцієнт тертя</th> </tr> <tr> <th style="width: 10%;">повзун</th> <th style="width: 10%;">плита</th> <th style="width: 10%;">в момент по- чатку ковзання S_0</th> <th style="width: 10%;">при ковзанні S</th> <th style="width: 7%;">спокую F_0</th> <th style="width: 8%;">ковзання F</th> <th style="width: 14%;">спокую f_0</th> <th style="width: 14%;">ковзання f</th> </tr> <tr> <td align="center">1</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td align="center">2</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td align="center">3</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td align="center">4</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>	№ п/п	Матеріали повер- хонь тертя		Вага повзуна, кг	Показники індикатора, кількість поділок		Сила тертя, Н		Коефіцієнт тертя		повзун	плита	в момент по- чатку ковзання S_0	при ковзанні S	спокую F_0	ковзання F	спокую f_0	ковзання f	1										2										3										4											
№ п/п		Матеріали повер- хонь тертя			Вага повзуна, кг	Показники індикатора, кількість поділок		Сила тертя, Н		Коефіцієнт тертя																																																		
	повзун	плита	в момент по- чатку ковзання S_0	при ковзанні S		спокую F_0	ковзання F	спокую f_0	ковзання f																																																			
1																																																												
2																																																												
3																																																												
4																																																												
Формули для розрахунків			Осьовий переріз конусу тертя для матеріалів																																																									
$k_i =$ $k_{cp} =$ $F_0 =$ $F =$ $N =$ $f_0 =$ $f =$ $\varphi_0 =$ $\varphi =$																																																												
Роботу прийняв _____																																																												

ДОДАТОК В

НТУ „ХПІ” кафедра ТММіСАПР	Протокол лабораторної роботи «Експериментальне визначення коефіцієнта корисної дії гвинтової передачі та коефіцієнта тертя в парі гвинт – гайка»	Студент _____ Група _____ Дата _____																				
Характеристика гвинтової пари Крок нарізки $S = \dots\dots\dots$ мм Середній діаметр нарізки $d_{cp} = \dots\dots\dots$ мм Кут підйому гвинтової лінії $\alpha = \dots\dots\dots$ град. Кут профілю нарізки $\beta = \dots\dots\dots$ град. Матеріал гвинта..... гайки.....		Тарувальні досліди <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 5%;">i</th> <th style="width: 20%;">Вантаж P, Н</th> <th style="width: 20%;">Момент L_T, Н мм</th> <th style="width: 20%;">Кількість поділок, x</th> <th style="width: 25%;">Ціна поділки k_i, Н/діл</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td align="center">1</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td align="center">2</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td align="center">3</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p align="center">Середнє значення ціни поділки</p> $k_{cp} = \frac{N}{\text{діл}}$	i	Вантаж P , Н	Момент L_T , Н мм	Кількість поділок, x	Ціна поділки k_i , Н/діл	1					2					3				
i	Вантаж P , Н	Момент L_T , Н мм	Кількість поділок, x	Ціна поділки k_i , Н/діл																		
1																						
2																						
3																						
Основні досліди та підрахунки																						
№	осьовий вантаж Q , Н	кількість поділок, x	МОМЕНТ L_T , Н мм	ККД	$\text{tg}(\alpha + \varphi_{пр})$	$\alpha + \varphi_{пр}$	приведений кут тертя $\varphi_{пр}$, град	приведений коефіцієнт тертя $f_{пр}$	коефіцієнт тертя f													
Роботу прийняв																						

ДОДАТОК Г

НТУ „ХП” кафедра ТММіСАПР	Протокол лабораторної роботи «Профілювання зубів евольвентних циліндричних коліс за методом обгинання»	Студент _____ Група _____ Дата _____
1. Вихідні дані		
1.1. Модуль $m =$ 1.2. Діаметр ділильного кола заготовки $d =$	1.3. Кут профілю різального інструмента (рейки) $\alpha = 20^\circ$ 1.4. Коефіцієнт висоти головки зуба рейки $h_a^* =$	
2. Результати попередніх обчислень		
2.1. Кількість зубів, що нарізуються на заготовці діаметра d з модулем m $z =$ 2.2. Мінімальний коефіцієнт зміщення з яким підріз зубців буде відсутнім $x_{\min} =$ 2.3. Зміщення $x_{\min} \cdot m =$	2.4. Діаметр основного кола $d_b =$ 2.5. Діаметр кіл вершин зубів: 2.5.1. Колеса без зміщення $d_a =$ 2.5.2. Колеса із додатним зміщенням $d'_a =$	
3. Результати обчислень та вимірів товщини зубів		
3.1. Товщина зубця по ділильному колу: 3.1.1. Колеса без зміщення: за обчисленням $s =$ за виміром $s' =$ 3.1.2. Колеса з додатним зміщенням: за обчисленням $s =$ за виміром $s' =$	3.2. Товщина зубця по колу вершин: 3.2.1. Припустиме значення $s_a \geq$ 3.2.2. За виміром: колеса без зміщення $s_a =$ колеса з додатним зміщенням $s'_a =$	
Диск-заготовка з накресленими зубцями та проведеними на ньому колами діаметрів d , d_b і дугами кол d_a , d'_a додається до протоколу		
Роботу прийняв		

ДОДАТОК Д

НТУ „ХПІ” кафедра ТММіСАПР	Протокол лабораторної роботи «Експериментальне визначення параметрів прямозубих циліндричних зубчастих колес»	Студент _____ Група _____ Дата _____								
Схема установки штангенциркуля		Число зубців: шестірні $z_1 =$ колеса $z_2 =$ Число зубців, охоплених штангенциркулем: на шестірні $n_1 =$ на колесі $n_2 =$								
Обмір загальної нормалі		Основний крок, раз рахований по обмірам шестірні P_{b_1} колеса P_{b_2} середнє P_b Модуль верстатного зачеплення прийнято згідно ГОСТ, у $m =$ $\alpha =$ Основний крок при прийнятому $m =$ $P_b =$								
	шестірня		колесо							
	W'_n		W'_{n+1}	W''_n	W''_{n+1}					
1										
2										
3										
4										
середнє										
Радіуси ділительних кіл: шестерні $r_1 = m \cdot z_1$ колеса $r_2 = m \cdot z_2$		Коефіцієнти зміщення для: шестірні x_1 , де A_1 колеса x_2 , де A_2								
Кут зачеплення колеса і шестірні										
$inv\alpha_w$			α_w	$\cos \alpha_w$						
Міжцентрова відстань										
по розрахунку $a_w =$; по обміру на приладі «Калібр» $a'_w =$										
Обміри для визначення радіусів кіл вершин і западин										
непарне число зубців										
парне число зубців										
шестірня										
колесо										
шестірня										
колесо										
	d_{n_1}	L_{a_1}	L_{f_1}	d_{n_2}	L_{a_2}	L_{f_2}	d_{a_1}	d_{f_1}	d_{a_2}	d_{f_2}
1										
2										
3										
середнє										
								шестірня	колесо	
Радіус кола вершин								r_{a_1}	r_{a_2}	
Радіус кола западин								r_{f_1}	r_{f_2}	
Коефіцієнти, які визначають висоту						по розрахунку		$h_a^* + c^*$	$h_a^* + c^*$	
зубця інструментальної рейки						згідно з ГОСТом		h_a^*	c^*	
Радіальний зазор						при даних радіусах кіл вершин		c'_1	c'_2	
						стандартне значення		c		
Радіус кола вершин, при якому радіальний зазор буде мати стандартне значення								r_{a_1}	r_{a_2}	
Роботу прийняв										

ДОДАТОК Е

НТУ „ХПІ” кафедра ТММіСАПР	Протокол лабораторної роботи «Кінематичне дослідження зубчастих механізмів з нерухомими осями»		Студент _____ Група _____ Дата _____	
	Кінематична схема редуктора	Число зубців зачеплених коліс	Передаточне від- ношення кожного ступеню	Загальне переда- точне відношення
1				
2				
3				
Роботу прийняв				

ДОДАТОК Ж

НТУ „ХПІ” кафедра ТММіСАПР	Протокол лабораторної роботи «Планетарні механізми та їх передаточне відношення»	Студент _____ Група _____ Дата _____
Кінематична схема планетарного механізму		Числа зубів колес
 		$z_1 =$ $z_2 =$
Обчислення ступеня рухомості механізму		
Кількість рухомих ланок $n =$ Кількість вищих кінематичних пар $p_v =$ Кількість нижчих кінематичних пар $p_n =$ Кількість ступенів рухомості $W =$		
Обчислення передаточного відношення за методом інверсії		
Передаточне відношення, визначене експериментально		
Роботу прийняв		

ДОДАТОК 3

НТУ „ХПІ” кафедра ТММіСАПР	Протокол лабораторної роботи «Експериментальне визначення зведеного моменту інерції механізму»				Студент _____ Група _____ Дата _____																					
Параметри механізму $c =$ _____ Н/м $a =$ _____ м																										
№ п/п	φ_i	$i, \text{ мА}$	$n, \frac{\text{об}}{\text{хв}}$	$T, \text{ с}$	$p = \omega, \frac{1}{\text{с}}$	$I(\varphi_i), \text{ кг} \cdot \text{м}^2$																				
0	0																									
1	30																									
2	60																									
3	90																									
4	120																									
5	150																									
6	180																									
7	210																									
8	240																									
9	270																									
10	300																									
11	330																									
I $\mu_I = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$		<table border="1" style="width: 100%; height: 150px; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 16.6%;"></td> <td style="width: 16.6%;"></td> <td style="width: 16.6%;"></td> <td style="width: 16.6%;"></td> <td style="width: 16.6%;"></td> <td style="width: 16.6%;"></td> <td style="width: 16.6%;"></td> <td style="width: 16.6%;"></td> <td style="width: 16.6%;"></td> <td style="width: 16.6%;"></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">0</td> <td style="text-align: center;">90°</td> <td style="text-align: center;">180°</td> <td style="text-align: center;">270°</td> <td style="text-align: center;">360°</td> <td colspan="5"></td> </tr> </table>															0	90°	180°	270°	360°					
0	90°	180°	270°	360°																						
Роботу прийняв _____																										

ДОДАТОК І

НТУ „ХПІ” кафедра ТММіСАІР	Протокол лабораторної роботи «Динамічне балансування»	Студент _____ Група _____ Дата _____	
Схема балансувального верстата з ланкою(ротором), що балансується			
		Площина балансування	
		V	T
Відносні амплітуди коливань рами	ротор без противаг	A	
	ротор з пробною противагою	A_2	
	ротор з подвійною пробною противагою	A_3	
	зрівноважений ротор з проб- ною противагою	A_0	
Пробна противага	маса, г	m_0	
	радіус-вектор, мм	ρ_0	
Статичний момент зрівноважуючої (коректуючої) протива- ги, г · мм		$m \cdot \rho$	
Коректуюча противага	маса, г	m	
	радіус-вектор, мм	ρ	
Кут поміж радіус-векторами пробної та коректуючої противаги		$\cos \delta$	
		δ	
Відносна амплітуда власних коливань після закріплення коректуючої противаги		$A_{ост}$	
Ескіз взаємного розміщення пробної та коректуючої противаг			
Роботу прийняв			

ДОДАТОК К

НТУ „ХПІ” кафедра ТММіСАПР		Протокол лабораторної роботи «Зрівноваження обертових ланок»							Студент _____ Група _____ Дата _____		
i	m _i , г	r _i , мм	α _i , град	l _i /L	m _i r _i	cos α _i	sin α _i	m _i r _i cos α _i	m _i r _i sin α _i	m _i r _i cos α _i · $\frac{l_i}{L}$	m _i r _i sin α _i · $\frac{l_i}{L}$
1											
2											
3											
P				—	S _p =	—	—	A _x = Σ	A _y = Σ	B _x = Σ	B _y = Σ
Q				—	S _q =	—	—				
Схема розміщення незрівноважених мас і противаг на роторі											
Розрахункові формули											
Роботу прийняв											

ЗМІСТ

Вступ.....	3
Лабораторна робота 1	
Структурний аналіз плоских важільних механізмів.....	3
Лабораторна робота 2	
Експериментальне визначення коефіцієнта тертя площинної кінематичної пари.....	7
Лабораторна робота 3	
Експериментальне визначення коефіцієнта корисної дії гвинтової передачі та коефіцієнта тертя в парі гвинт–гайка.....	11
Лабораторна робота 4	
Профілювання зубів евольвентних циліндричних коліс за методом обгинання.....	14
Лабораторна робота 5	
Експериментальне визначення параметрів прямозубих циліндричних зубчатих коліс.....	19
Лабораторна робота 6	
Кінематичне дослідження зубчастих механізмів з нерухомими осями.....	26
Лабораторна робота 7	
Планетарні механізми та їх передаточне відношення.....	29
Лабораторна робота 8	
Експериментальне визначення зведеного моменту інерції механізму.....	32
Лабораторна робота 9	
Динамічне балансування.....	36
Лабораторна робота 10	
Зрівноваження обертових ланок.....	42
Лабораторна робота 11	
Зрівноваження головного вектора сил інерції кривошипно-повзунного механізму.....	47
Додатки.....	54

Навчальне видання

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ
З КУРСУ „ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН”**
для студентів машинобудівних спеціальностей
усіх форм навчання

Укладачі: **Ткачук** Микола Анатолійович
Зеленський Володимир Борисович
Сафонова Зінаїда Семенівна
Зарубіна Алла Олександрівна
Кротенко Галина Анатоліївна
Зінченко Олена Іванівна
Гриценко Геннадій Дмитрович

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук
Роботу до видання рекомендував В. К. Белов

Редактор О. І. Шпільова
Комп'ютерна верстка І. Я. Храмцова

План 2007 р., п. 19/

Підп. до друку	Формат 60x84 1/16.	Папір друк. №2.
Друк – ризографія.	Гарнітура Times.	Ум. друк. арк. 3,6.
Обл. – вид. арк. 4,8.	Наклад 50 прим.	Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ „ХПІ”.
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000 р.
61002 Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ „ХПІ”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21