

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

РОБОЧИЙ ЗОШИТ

для виконання лабораторних робіт

з освітньої компоненти

«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

Харків 2026

Робочий зошит розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 30 березня 2026 р., протокол № 13.

Призначено для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальностей J7 «Залізничний транспорт» і G3 «Електрична інженерія» усіх форм здобуття освіти.

Укладачі:

проф. В. І. Мороз,
доценти В. С. Тіщенко,
В. В. Захарченко

Рецензент

доц. О. А. Логвіненко

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| Вступ..... | 4 |
| <i>Лабораторна робота 1.</i> Структурний аналіз маніпуляторів промислових роботів..... | 6 |
| <i>Лабораторна робота 2.</i> Кінематичний аналіз кулачкових механізмів.. | 11 |
| <i>Лабораторна робота 3.</i> Обмір зубчастих коліс..... | 19 |
| <i>Лабораторна робота 4.</i> Побудова евольвентних профілів зубців..... | 26 |
| <i>Лабораторна робота 5.</i> Зрівноважування мас, що обертаються..... | 32 |
| <i>Лабораторна робота 6.</i> Визначення коефіцієнтів тертя ковзання і тертя кочення..... | 42 |
| <i>Лабораторна робота 7.</i> Дослідження різьбового з'єднання..... | 49 |
| <i>Лабораторна робота 8.</i> Плоскопаралельні кінцеві міри довжини та універсальні вимірювальні засоби..... | 61 |
| Список літератури..... | 68 |

ВСТУП

Під час підготовки спеціалістів для залізничного транспорту навчальними планами передбачено вивчення здобувачами вищої освіти механіко-енергетичного факультету спеціальностей J7 «Залізничний транспорт» і G3 «Електрична інженерія» усіх форм навчання першого-другого курсів освітньої компоненти «Прикладна механіка». Формуючи теоретичну базу з цієї освітньої компоненти, головну увагу приділяють лекційним курсам, які висвітлюють основні питання. Під час вивчення курсу прикладної механіки важливим аспектом є проведення лабораторних занять із метою здобуття відповідних практичних навичок.

Вищесказане зумовило необхідність розроблення і введення до навчального процесу робочого зошита для виконання лабораторних робіт з освітньої компоненти «Прикладна механіка», у якому подано комплексне уявлення про обсяг і структуру лабораторного практикуму, специфіку виконання робіт і оформлення звітів, наведено належні рекомендації та теоретичні засади, а також запропоновано літературу.

Методичні вказівки відповідають розробленій на кафедрі механіки і проектування машин новій концепції та побудованій на її основі технології проведення лабораторного практикуму із загальноінженерних освітніх компонент. Особливістю нової технології є переміщення основної підготовки у відповідну лабораторію для проведення у відведений час за тиждень лабораторних робіт. Конструкцію та особливості експериментального дослідження вивчають на основі методичних розробок і консультацій викладачів, завідувача лабораторії, старшого лаборанта.

Для проведення лабораторного практикуму староста групи (заступник старости, старший підгрупи) за тиждень (термін обговорюють із викладачем) узгоджує день і час для проведення самостійної підготовки

до лабораторної роботи у відповідній лабораторії кафедри. Під час самостійної підготовки старший підгрупи відповідає за дотримання правил поведінки та вимог техніки безпеки в лабораторії, одержує в завідувача лабораторії відповідні навчально-методичні матеріали, організовує проведення робіт у встановлений термін.

Здобувачів вищої освіти забезпечують відповідними методичними матеріалами, потрібними консультаціями з боку викладача, завідувача лабораторії, старшого лаборанта, які мають змогу контролювати підготовку до виконання лабораторної роботи на ЕОМ. На початку занять старший підгрупи доповідає викладачеві про готовність здобувачів до виконання роботи.

Методичні вказівки містять загальні рекомендації для виконання лабораторних робіт, типові зразки протоколів, у яких наведено послідовність дій, відомості про перелік і форму надання одержаних результатів, а також додаткові матеріали з використання методичних розробок та інструкцій під час самостійної підготовки в навчальній лабораторії.

Обов'язковою умовою допуску до лабораторного практикуму є вивчення правил техніки безпеки та охорони праці під час першого відвідування здобувачами навчальної лабораторії.

Лабораторна робота 1

СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МАНІПУЛЯТОРІВ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

Мета роботи – ознайомлення з будовою, принципом роботи і технічними характеристиками різних маніпуляторів, що подано у вигляді моделей.

Опис маніпуляторів

Маніпулятор – це пристрій, що відтворює рух людської руки і є виконавчим органом промислового робота. Він являє собою відкритий кінематичний ланцюг, до складу якого входять обертальні та поступальні кінематичні пари [1-3]. Маніпулятор складається із стійки 0, плеча 1, передпліччя 2, кисті 3 і пальця 4 (захвату, якого в досліджуваних моделях немає) (рисунок 1.1).

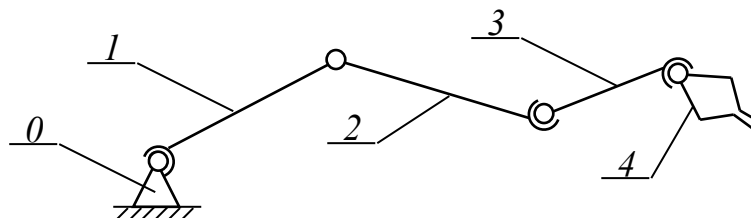


Рисунок 1.1 – Схема маніпулятора

До основних технічних показників маніпулятора, що визначають зі структурним аналізом, належать *ступінь рухомості, форма і розміри зони обслуговування*.

Ступінь рухомості відкритого кінематичного ланцюга визначають за відповідною структурною формулою. Вона дорівнює сумі ступенів рухомості окремих кінематичних пар, що входять до його складу. Ступені рухомості поділяють на переносні, що забезпечують переміщення захвату

в задану точку простору, і розташовані для орієнтації захвату відносно об'єкта маніпулювання. Кожний ступінь рухомості має окремий привод, тому кількість початкових ланок і узагальнених координат відповідно дорівнює кількості рухомих ланок, тобто всі рухомі ланки є початковими.

Зона обслуговування являє собою об'єм, у якому можна виконувати операції з об'єктом маніпулювання. Форма зони обслуговування і система координат для опису переносного руху залежить від виду трьох кінематичних пар (КП), що забезпечують перенесення захвату у просторі. Якщо всі три КП для переносного руху поступальні, то такий рух може бути описаний у прямокутній системі координат (*форма зони обслуговування – паралелепіпед*). Основною перевагою такого маніпулятора є висока точність руху і простота системи керування, а недоліком – підвищені габаритні розміри. Тому такі маніпулятори використовують дуже рідко, переважно для зварювання та складання деталей.

Переносний рух маніпулятора, що має дві поступальні і одну оберտальну КП, описують у циліндричній системі координат (*форма зони обслуговування – циліндр*). Такі маніпулятори застосовують для штампування. У випадках використання для переносного руху двох обертальних і однієї поступальної пари, а також трьох обертальних для його опису застосовують сферичну систему координат (*форма зони обслуговування – сфера*). Такі маніпулятори є більш компактними, але мають складну систему керування. Їх використовують для обслуговування верстатів.

Для структурного дослідження маніпулятора розробляють його кінематичну схему. *Кінематична схема* – це масштабне спрощене зображення механізму, на якому ланки пронумеровані арабськими цифрами, а зображені в певний спосіб кінематичні пари – латинськими літерами з позначенням їхнього класу римськими цифрами.

Протокол лабораторної роботи

1 Навести кінематичну схему призначеного викладачем механізму маніпулятора (рисунок 1.2).

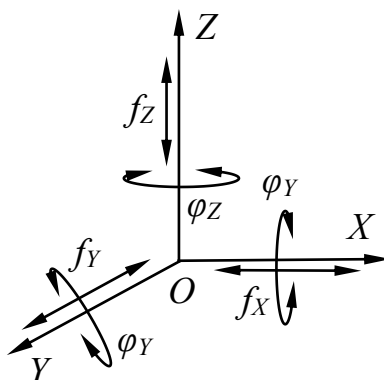


Рисунок 1.2 – Кінематична схема механізму

2 Будова механізму маніпулятора наведена в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

| Номер ланки | Розмір ланки | Рух, що здійснює ланка | Поточна початкова координата ланки | КП | Ланки, що утворили КП | Клас КП | Вид КП |
|-------------|--------------|------------------------|------------------------------------|----|-----------------------|---------|--------|
| 0 | | | | | | | |
| 1 | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | |
| 6 | | | | | | | |
| 7 | | | | | | | |

3 Кількість рухомих ланок: $n =$.

4 Кількість початкових (вхідних) ланок $n_{поч} =$.

5 Ступінь рухомості механізму

$$W = 6n - \sum_{i=1}^5 ip_i = ,$$

де i – клас кінематичної пари;

p_i – кількість кінематичних пар i -го класу.

6 Зона обслуговування маніпулятора _____ . Її розміри:

- для паралелепіпеда

$$V = (f_x + l_k) \cdot (f_y + l_k) \cdot (f_z + l_k + l_c) = ,$$

де f_x, f_y, f_z – максимальні переміщення за переносного руху;

l_c, l_k – розмір стійки та сума розмірів ланок кисті (в установках, що розглядають, $l_c = 110\text{мм}$);

- циліндричної форми

$$V = \pi \cdot (f_x + l_c) \cdot f_z = ;$$

- сферичної форми

$$V = \frac{4}{3} \pi \cdot \left(\sum_{j=1}^3 l_j + l_c \right) = ,$$

де l_j – розміри ланок, що здійснюють переносний рух.

Лабораторна робота 2

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета роботи – одержати кінематичні характеристики вихідної ланки кулачкового механізму.

Зміст роботи і порядок її виконання

Метою кінематичного дослідження кулачкових механізмів є визначення переміщень, аналогів швидкостей і прискорень штовхача з послідовною побудовою кінематичних діаграм (*графіків переміщень s , аналога швидкостей $ds/d\varphi$, аналога прискорень $d^2s/d\varphi^2$ залежно від кута обертання кулачка φ*), а також графіка зміни кута тиску β і профілю кулачка [1-3].

У цій лабораторній роботі задачу розв'язують за допомогою графічного методу, який полягає у двократному графічному диференціюванні початкової діаграми $s = f(\varphi)$ (*методом дотичних або хорд*), у результаті якого отримують діаграми $ds/d\varphi = f(\varphi)$ і $d^2s/d\varphi^2 = f(\varphi)$.

На початку виконання роботи кожен здобувач одержує від викладача кулачковий механізм із відповідним профілем кулачка, за допомогою якого визначають переміщення штовхача залежно від кута обертання кулачка з послідовною побудовою графіка $s = f(\varphi)$.

Масштабні коефіцієнти μ_φ , рад/мм, і μ_s , м/мм, побудованого графіка знаходять за такими формулами:

$$\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{a}, \quad (2.1)$$

$$\mu_s = \frac{s_{\max}}{h}, \quad (2.2)$$

де a – відрізок, що відкладають по осі абсцис, який у свою чергу поділяється на 12 рівних частин, $a = 120$ мм;

s_{\max} – максимальний підйом штовхача, м;

h – висота графіка, мм (вибирають з інтервалу $h = 60 \dots 70$ мм).

Для отримання діаграм $ds/d\varphi = f(\varphi)$ і $d^2s/d\varphi^2 = f(\varphi)$ діаграму переміщень послідовно графічно диференціюють методом хорд, для яких масштабні коефіцієнти $\mu \frac{ds}{d\varphi}$, $\frac{м/рад}{мм}$, і $\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2}$, $\frac{м/рад^2}{мм}$, визначають за

формулами

$$\mu \frac{ds}{d\varphi} = \frac{\mu_s}{H \cdot \mu_\varphi}, \quad (2.3)$$

$$\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{\mu \frac{ds}{d\varphi}}{H \cdot \mu_\varphi}, \quad (2.4)$$

де H – полюсна відстань на діаграмах $ds/d\varphi = f(\varphi)$ і $d^2s/d\varphi^2 = f(\varphi)$ (вибирають з інтервалу $H = 20 \dots 40$ мм).

Значення аналогів швидкостей $\frac{ds}{d\varphi}$, мм/рад, і прискорень

$\frac{d^2s}{d\varphi^2}$, мм/рад², визначають за формулами

$$\frac{ds}{d\varphi} = 1000 \cdot \overline{\frac{ds}{d\varphi}} \cdot \mu \frac{ds}{d\varphi}, \quad (2.5)$$

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = 1000 \cdot \overline{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} \cdot \mu \frac{d^2s}{d\varphi^2}, \quad (2.6)$$

де $\overline{ds/d\varphi}$ і $\overline{d^2s/d\varphi^2}$ – ординати відповідно графіків $ds/d\varphi = f(\varphi)$ і $d^2s/d\varphi^2 = f(\varphi)$, що відповідають поточному куту обертання кулачка φ (у наведені вище формули підставляють у міліметрах).

Для побудови графіка $\beta = f(\varphi)$ за наведеною нижче формулою знаходять значення кутів тиску β , град:

$$\beta = \arctg \frac{ds/d\varphi}{\rho}, \quad (2.7)$$

де ρ – радіус-вектор теоретичного профілю кулачка (у наведену вище формулу підставляють у міліметрах),

$$\rho = r_0 + r_p + s_i, \quad (2.8)$$

де r_0 – мінімальний радіус-вектор кулачка для $\varphi = 0^0$;

r_p – радіус ролика штовхача, $r_p = 5$ мм;

s_i – поточне значення переміщення штовхача.

Протокол лабораторної роботи

1 Схема кулачкового механізму з роликівим штовхачем (вказати найменування ланок, позначити клас кінематичних пар, визначити ступінь рухомості механізму за формулою Чебишева) наведена на рисунку 2.1.

Ланка 1 – _____

Ланка 2 – _____

Ланка 3 – _____

Ланка 4 – _____

Ланка 5 – _____

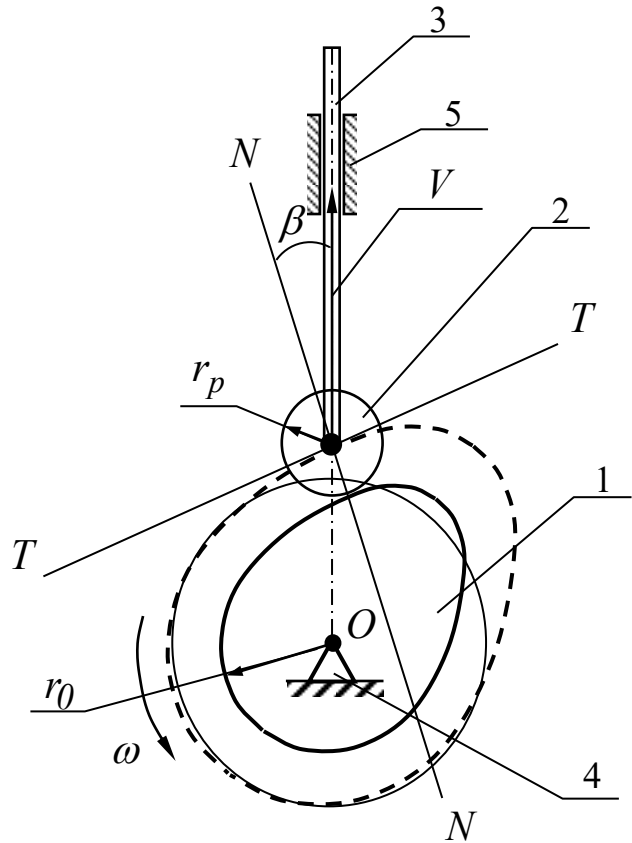


Рисунок 2.1 – Схема кулачкового механізму

Кінематична пара 1-2 – _____ класу.

Кінематична пара 1-4 – _____ класу.

Кінематична пара 2-3 – _____ класу.

Кінематична пара 3-5 – _____ класу.

Ступінь рухомості плоского механізму визначають за формулою Чебишева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = \quad .$$

Результати кінематичного аналізу записують у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Значення кінематичних і геометричних параметрів кулачкового механізму

| φ , град | s , мм | $ds/d\varphi$, мм/рад | $d^2s/d\varphi^2$, мм/рад ² | ρ , мм | $\frac{ds/d\varphi}{\rho}$, рад ⁻¹ | β , град |
|------------------|----------|---------------------------|--|-------------|---|----------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 0 | | | | | | |
| 30 | | | | | | |
| 60 | | | | | | |
| 90 | | | | | | |
| 120 | | | | | | |
| 150 | | | | | | |
| 180 | | | | | | |
| 210 | | | | | | |
| 240 | | | | | | |
| 270 | | | | | | |
| 300 | | | | | | |
| 330 | | | | | | |
| 360 | | | | | | |

2 Масштабні коефіцієнти побудованих нижче графіків (визначають за формулами (2.1) – (2.4)).

$$\mu_{\varphi} = \quad ,$$

$$\mu_s = \quad ,$$

$$\mu \frac{ds}{d\varphi} = \quad ,$$

$$\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \quad .$$

3 Профілювання кулачка (рисунок 2.2).

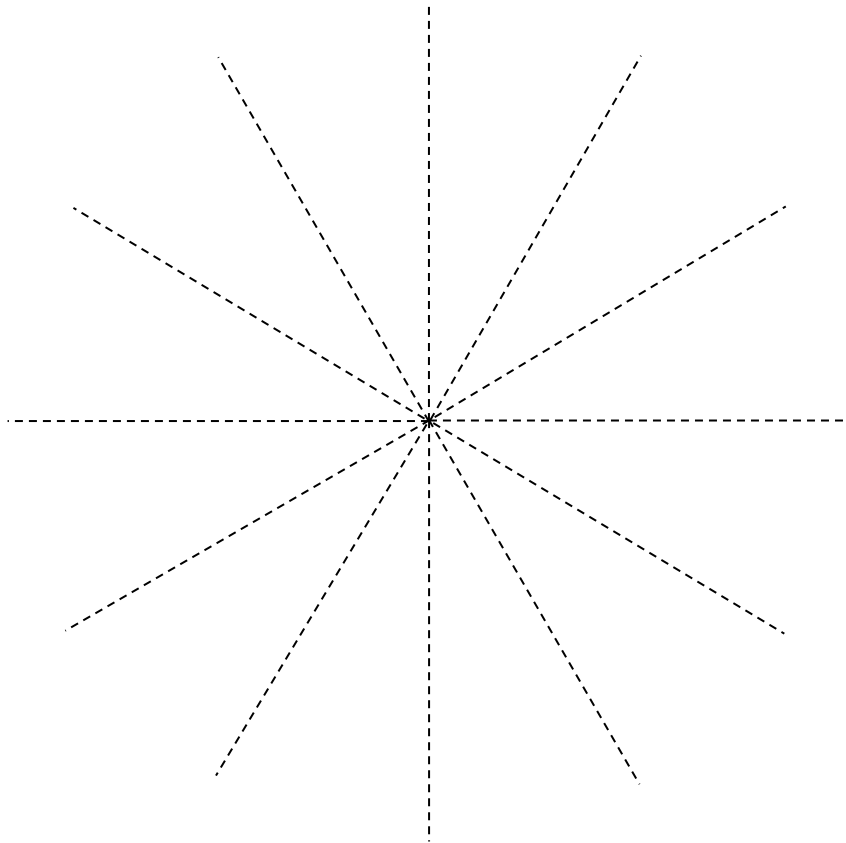


Рисунок 2.2

4 Графіки $s = f(\varphi)$, $ds/d\varphi = f(\varphi)$, $d^2s/d\varphi^2 = f(\varphi)$ (рисунок 2.3).

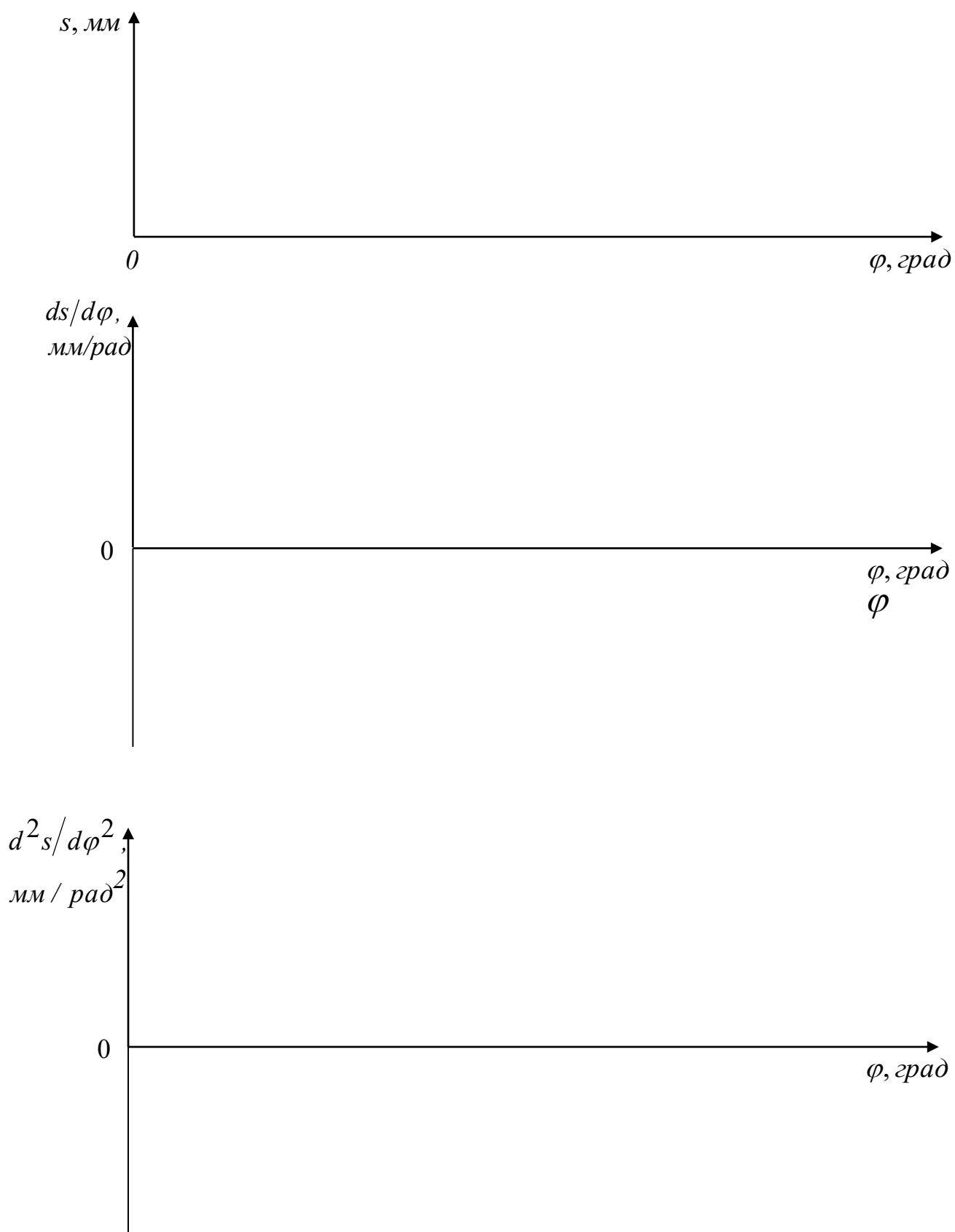


Рисунок 2.3

5 Графік зміни кута тиску (рисунок 2.4).



Рисунок 2.4

6 Циклограма руху штовхача (рисунок 2.5).



Рисунок 2.5

Виконав здобувач...

Перевірив викладач...

Дата...

Лабораторна робота 3

ОБМІР ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Мета роботи – визначити основні параметри циліндричного прямозубого стандартного колеса з евольвентним профілем зубця.

Зміст роботи і порядок її виконання

На початку лабораторного практикуму кожен здобувач отримує від викладача досліджуване прямозубе зубчасте колесо, боковий профіль якого описаний евольвентою, яке виготовлено без зміщення зуборізального інструменту. Вихідними даними для виконання лабораторної роботи є кількість зубців колеса z , яку встановлюють підрахунком, а також кут вихідного контуру різального інструменту α_t , який для стандартних зубчастих коліс дорівнює 20° [3-5].

До основних параметрів циліндричного прямозубого стандартного колеса з евольвентним профілем зубця належать:

- окружний модуль зачеплення m_t , мм ,

$$m_t = \frac{p_b}{\pi \cdot \cos \alpha_t}, \quad (3.1)$$

де p_b – крок зубців за основним колом, мм ,

$$p_b = W_{n+1} - W_n, \quad (3.2)$$

де W_n і W_{n+1} – усереднені за трьома вимірами лінійні розміри (для їх визначення необхідно відповідно до даних, поданих у таблиці 3.1, за відомого значення загальної кількості зубців зубчастого колеса z вибрати

кількість зубців z_n , яка відповідає лінійному розміру W_n , і $z_{n+1} = z_n + 1$, що відповідає W_{n+1} . Після чого для визначення величини W_n необхідно зробити принаймні три заміри в різних місцях зубчастого колеса, обхоплюючи губками штангенциркуля z_n кількість зубців так, щоб площини його губок торкались евольвентної частини профілю зубця (рисунок 3.1), які в кінцевому підсумку усереднюють за встановленою кількістю замірів. Відповідні дії проводять також і для визначення лінійного розміру W_{n+1} , але в цьому випадку губками штангенциркуля охоплюють z_{n+1} зубців).

Для подальших розрахунків із таблиці 3.2 вибирають стандартну величину m_i (найближчу до її розрахункового значення), за якою з цієї ж таблиці уточнюють і величину p_b .

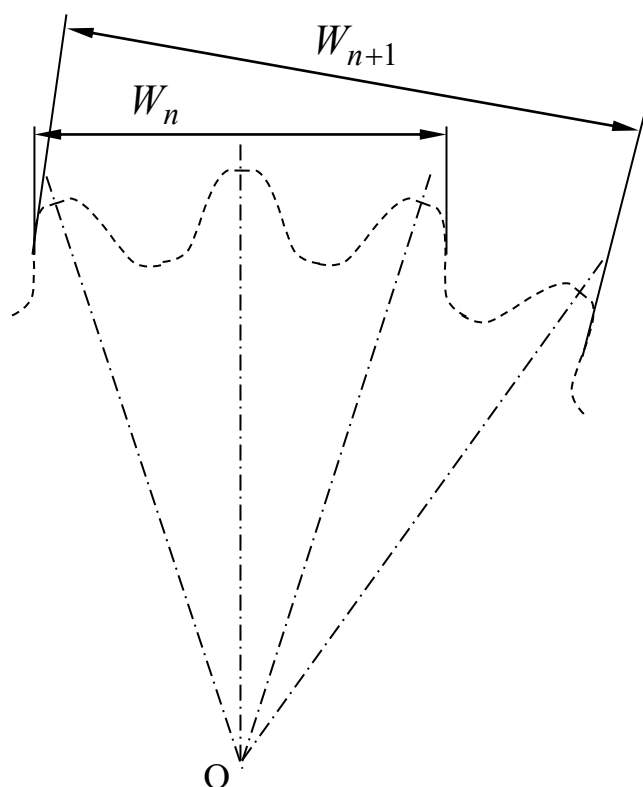


Рисунок 3.1 – Вимірювання лінійних розмірів

Таблиця 3.1

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

Таблиця 3.2

| $p_b, \text{мм}$ | $m_t, \text{мм}$ | $p_b, \text{мм}$ | $m_t, \text{мм}$ |
|------------------|------------------|------------------|------------------|
| 5,904 | 2 | 11,808 | 4 |
| 6,642 | 2,25 | 13,284 | 4,5 |
| 7,380 | 2,50 | 14,760 | 5,0 |
| 8,118 | 2,75 | 16,236 | 5,5 |
| 8,856 | 3,00 | 17,712 | 6,0 |
| 10,332 | 3,50 | | |

У результаті вимірювань допущено похибку від дійсних значень:

$$\Delta_p = |p_t^{\text{вим}} - p_t^{\text{д}}|, \quad (3.3)$$

$$\Delta_m = |m_t^{\text{роз}} - m_t^{\text{д}}|, \quad (3.4)$$

де $p_t^{\text{вим}}$ і $p_t^{\text{д}}$ – вимірний і дійсний ділильні кроки відповідно;

$m_t^{\text{роз}}$ і $m_t^{\text{д}}$ – розрахунковий і дійсний ділильні модулі відповідно.

Крок зубців за ділильним колом $p_t, \text{мм}$, і його діаметр $d, \text{мм}$, дорівнюють

$$p_t = \pi \cdot m_t, \quad (3.5)$$

$$d = m_t \cdot z. \quad (3.6)$$

Товщина зубця за основним колом S_b , мм, і його діаметр d_b , мм, дорівнюють

$$S_b = W_{n+1} - z_n p_b, \quad (3.7)$$

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_i. \quad (3.8)$$

Діаметри вершин d_a , мм, і западин d_f , мм, зубців за парної їхньої кількості заміряють штангенциркулем (рисунок 3.2, а). А якщо кількість зубців колеса непарна, то для визначення цих величин використовують нижченаведені формули:

$$d_a = d_{омв} + 2H', \quad (3.9)$$

$$d_f = d_{омв} + 2H'', \quad (3.10)$$

де $d_{омв}$ – діаметр отвору втулки колеса (рисунок 3.2, б),

H' і H'' – відповідно відстані від отвору до вершини зубця та до кола западин (рисунок 3.2, б).

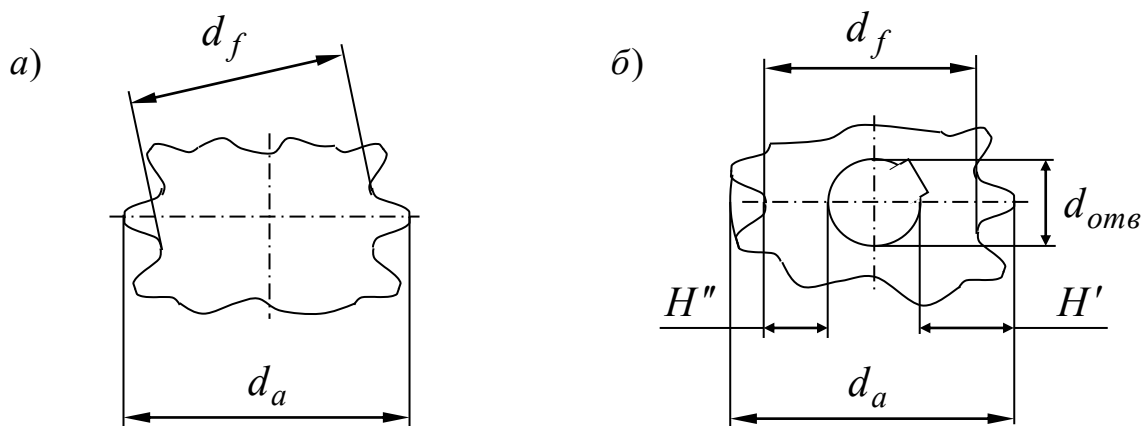


Рисунок 3.2 – Визначення діаметрів

Висоти вершин h_a , мм, западин h_f , мм, і зубця в цілому h , мм, дорівнюють

$$h_a = \frac{d_a - d}{2}, \quad (3.11)$$

$$h_f = \frac{d - d_f}{2}, \quad (3.12)$$

$$h = h_a + h_f. \quad (3.13)$$

Протокол лабораторної роботи

1 Кількість зубців колеса (*визначають підрахунком*)

$$z = \quad .$$

2 Результати вимірювань лінійних розмірів (таблиця 3.3).

Таблиця 3.3

| | W_{n+1} | W_n |
|------------------|-----------|-------|
| <i>1</i> | | |
| <i>2</i> | | |
| <i>3</i> | | |
| Середнє значення | | |

3 Крок зубців за основним колом (*визначають за формулою (3.2)*)

$$p_b = \quad .$$

4 Окружний модуль зачеплення (*визначають за формулою (3.1)*)

$$m_t = \dots$$

5 Стандартне значення модуля зачеплення і відповідна йому величина окружного кроку зубців за основним колом (за таблицею 3.2) і відповідні похибки (визначають за формулами (3.3), (3.4))

$$m_t = \dots,$$

$$\Delta_m = \dots,$$

$$p_b = \dots,$$

$$\Delta_p = \dots$$

6 Крок зубців за ділильним колом (визначають за формулою (3.5))

$$p_t = \dots$$

7 Діаметр ділильного та основного кіл (визначають за формулами (3.6), (3.7))

$$d = \dots,$$

$$d_b = \dots$$

8 Товщина зубця за основним колом (визначають за формулою (3.8))

$$S_b = \dots$$

9 Діаметри вершин і западин зубців (визначають за формулами (3.9), (3.10))

$$d_a = \quad ,$$

$$d_f = \quad .$$

10 Висоти вершин, западин і зубця в цілому (визначають за формулами (3.11) – (3.13))

$$h_a = \quad ,$$

$$h_f = \quad ,$$

$$h = \quad .$$

Виконав здобувач...

Перевірів викладач...

Дата...

Лабораторна робота 4

ПОБУДОВА ЕВОЛЬВЕНТНИХ ПРОФІЛІВ ЗУБЦІВ

Мета роботи – отримати наочне уявлення про технологічний процес нарізання зубців методом обкатування і про вплив зміщення зуборізального інструменту на їхню форму.

Зміст роботи і порядок її виконання

Як зуборізальний інструмент для нарізання зубчастих коліс використовують зубчасту рейку, довб'як або черв'ячну фрезу. Їх нарізають на спеціальних зуборізальних верстатах, у яких різальний інструмент і заготівка отримують такий самий відносний рух, як і з нормальним зачепленням. На зубостругальних верстатах інструмент-рейка здійснює вертикальний зворотно-поступальний рух паралельно осі колеса, що нарізають, а заготівка – одночасно два рухи подавання (*поступальний уздовж рейки і обертальний відносно свого центра*). У цьому випадку рейка наче обкочується по заготівці. Обкочувальний рух подавання заготівки відбувається в той момент, коли інструмент перебуває у верхньому положенні. Відносний рух подавання заготівки та інструмента-рейки забезпечує автоматичне нарізання бокових профілів зубців колеса, що збігаються з евольвентними кривими [3-5].

Для нарізання зубців коліс за допомогою довб'яка останній здійснює вертикальний зворотно-поступальний рух відносно заготівки, одночасно обертаючись навколо своєї осі, а заготівка – тільки обертальний рух подавання. Довб'як, обкочуючись навколо колеса, автоматично нарізає профілі зубців за евольвентними кривими.

Метод обкочування дає змогу нарізати зубці коліс як без зміщення зуборізального інструменту, так і зі зміщенням. У першому випадку рейку

або довб'як встановлюють відносно заготовки так, щоб ділильна пряма рейки чи ділильне коло довб'яка торкалися початкового кола колеса, яке є водночас і ділильним. У другому випадку інструмент (*рейку чи довб'як*) зміщують відносно центра заготовки колеса, що нарізають, на величину l , яку визначають за формулою

$$l = mx, \quad (4.1)$$

де x – коефіцієнт зміщення зуборізального інструменту;

m – модуль зачеплення.

Нарізання зубців коліс без зміщення зуборізального інструменту має обмежене застосування (*для коліс із кількістю зубців більше 17 – зміщення не потрібно*). Якщо кількість зубців колеса менше 17, із його виготовленням без зміщення будуть спостерігати явище підрізання зубців колеса, унаслідок чого відбувається їх частий злам. Для усунення цього недоліку в силових зубчастих передачах для виготовлення таких коліс використовують додатне зміщення зуборізального інструменту. При цьому зміщення є додатним, якщо переміщення зуборізального інструменту відбувається від центра заготовки колеса.

Увесь процес нарізання зубчастих коліс можна відтворювати на відповідному приладі, який дає змогу виконати побудовання евольвентних профілів зубців одночасно за різних положень зуборізальної рейки відносно заготовки. Після ознайомлення з конструкцією зуборізального інструменту (*наприклад рейки*) приступають до побудови зубців колеса:

- рейку встановлюють відносно диска так, щоб її модульна пряма збігалася з натягнутими кінцями дротової петлі. Риски рейки мають бути розташовані напроти нульового ділення шкал бокових панелей напрямних;
- на диску пристрою закріплюють паперову заготовку;

- для натягнутої дротової петлі повертають Γ -подібну рукоятку вліво і, перемістивши потім рейку пристрою вправо, обводять олівцем зубці, що розташовуються над папером;

- натискають до відмови на клавішу, змушуючи тим самим переміщуватися рейку вліво, а диск повертатися навколо своєї осі на $2-3^\circ$, обводять олівцем зубці рейки в кожному новому відносно паперу положенні. У результаті отримують на папері профілі двох-трьох зубців коліс;

- за кількістю зубців z із таблиці 4.1 вибирають коефіцієнт зміщення зуборізального інструменту x . Помноживши знайдений коефіцієнт на заданий модуль m , визначають величину зміщення рейки l ;

Таблиця 4.1

| | | | | |
|-----|-----|------|-------|-------|
| z | 9 | 10 | 11 | 12 |
| x | 0,3 | 0,35 | 0,345 | 0,444 |

- використовуючи шкали бокових напрямних, переміщують рейку на величину l від центра заготівки і викреслюють на папері профілі двох-трьох зубців колеса зі зміщенням. Для зручності їх розміщення на паперовій заготівці диск повертають відносно його центра так, щоб раніше нанесені зубці колеса були з лівого боку;

- визначають основні розміри коліс зі зміщенням і без нього за формулами, що наведені нижче в протоколі лабораторної роботи;

- наносять на попередньо зняту з диска паперову заготівку з накресленими зубцями чотири кола: ділильне, основне, вершин і западин;

- вимірюють товщину зубців за вказаними колами і порівнюють із результатами розрахунків;

- оформлюють протокол роботи і додають до нього паперову заготівку.

Для довб'яка побудування зубців колеса відбувається в тій самій послідовності, але величину коефіцієнта зміщення зуборізального інструменту x вибирають за таблицею 4.2.

Таблиця 4.2

| | | | | |
|-----|-------|-------|-------|-------|
| z | 9 | 10 | 11 | 12 |
| x | 0,266 | 0,333 | 0,400 | 0,466 |

Протокол лабораторної роботи

1 Задані параметри:

- а) модуль зачеплення $m =$;
- б) діаметр ділильного кола $d =$;
- в) кут профілю $\alpha = 20^{\circ}$.

2 Величини, що визначають розрахунком для коліс, які виготовлені без зміщення зуборізального інструменту, записують у таблицю 4.3.

Таблиця 4.3 – Основні параметри зубчастого колеса, виготовленого без зміщення зуборізального інструменту

| Параметр | Позначення і формули | Отриманий результат, мм |
|------------------------------------|-------------------------------|-------------------------|
| Кількість зубців колеса | $z = d / m$ | |
| Діаметр основного кола | $d_b = d \cdot \cos \alpha$ | |
| Діаметр кола вершин | $d_a = m \cdot (z + 2)$ | |
| Діаметр кола западин | $d_f = m \cdot (z - 2,5)$ | |
| Крок зачеплення за ділильним колом | $p_t = \pi \cdot m$ | |
| Товщина зубця за ділильним колом | $S_t = \frac{\pi \cdot m}{2}$ | |

3 Результати вимірювання накреслених зубців коліс без зміщення зуборізального інструменту:

а) товщина зубця за колами:

ділильним $S_t =$;

основним $S_b =$;

вершин $S_a =$;

б) ширина западини за ділильним колом

$l_t =$.

4 Величини, що визначають для коліс, які виготовлені зі зміщенням зуборізального інструменту, записують у таблицю 4.4.

Таблиця 4.4 – Основні параметри зубчастого колеса, виготовленого зі зміщенням зуборізального інструменту

| Параметр | Позначення і формули | Отриманий результат, мм |
|------------------------------------|---|-------------------------|
| Коефіцієнт зміщення колеса | x | |
| Величина зміщення інструменту | $l = m \cdot x$ | |
| Діаметр кола: ділильного | $d = m \cdot z$ | |
| основного | $d_b = d \cdot \cos \alpha_w$ | |
| западин | $d_f = m \cdot (z - 2 \cdot h_a^* - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x)$ | |
| вершин | $d_a = m \cdot (z + 2 \cdot h_a^* + 2 \cdot x)$ | |
| Крок зачеплення за ділильним колом | $p_t = \pi \cdot m$ | |
| Товщина зубця за ділильним колом | $S_t = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right)$ | |

Коефіцієнт висоти зубця $h_a^* = 1$, коефіцієнт радіального зазора $c^* = 0,25$.

5 Результати вимірювань накреслених зубців коліс зі зміщенням зуборізального інструменту:

а) товщина зубця за колами:

ділильним $S_t =$;

основним $S_b =$;

вершин $S_a =$;

б) ширина западин за ділильним колом

$l_t =$.

6 Із виготовленням зі зміщенням розглянуті розміри змінилися на величину, яку потрібно записати в таблицю 4.5.

Таблиця 4.5

| d | d_b | d_f | d_a | p_t | S_t | S_b | S_a | l_t |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | | | | | | | |

7 Контроль умови відсутності загострення ($S_a \geq 0,2m$):

умову _____

Виконав здобувач...

Перевірив викладач...

Дата ...

Лабораторна робота 5

ЗРІВНОВАЖУВАННЯ МАС, ЩО ОБЕРТАЮТЬСЯ

Мета роботи – вивчити практичні прийоми зрівноважування мас, що обертаються. У зв'язку із цим завдання – на установці ТММ-35М зрівноважити ротор, розміщення і величини незрівноважених мас якого відомі.

Зміст роботи і порядок її виконання

Опис установки ТММ-35М

Установка настільного типу (рисунок 5.1) складається з ротора, фрикційного привода і чавунної плити зі стійками. Ротор являє собою вал 2, на якому вільно посаджені п'ять алюмінієвих дисків 3 на відстані 80 мм один від одного. Крайні диски служать для розміщення противаг, а три середніх – для незрівноважених вантажів.

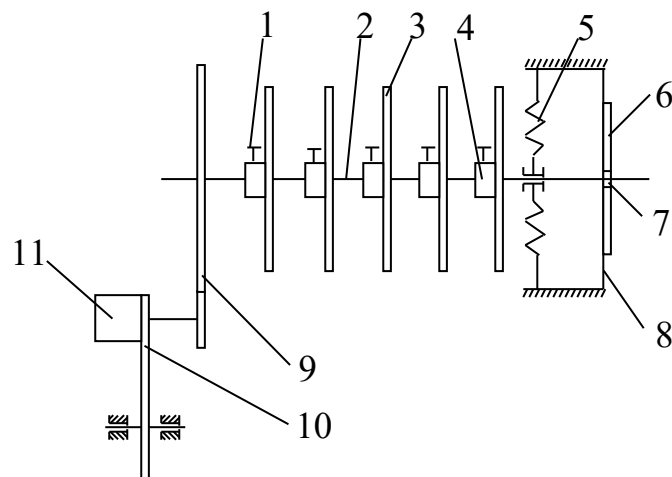


Рисунок 5.1 – Схема установки ТММ-35М

В осьовому напрямку переміщення дисків обмежено кільцями 4, які жорстко закріплені на валу. Кільця проградуировані за периметром через

один градус, а на маточині дисків нанесені риси, що дають змогу встановити необхідний кут нахилу диска.

Диски закріплені гвинтами 1 і мають два наскрізні пази: один – для закріплення вантажу, інший – для противаги, які розташовані під кутом 180° . Поруч із пазом є шкала, за допомогою якої можна розмістити вантаж на необхідній відстані від осі обертання вала ротора.

Ротор установлений на двох стійках. Лівий кінець вала спирається на сферичний шарикопідшипник, що дає, крім обертального руху вала, обертання його в горизонтальній площині. Правий кінець вала спирається на радіальний шарикопідшипник, що вмонтований у каретку 8, яка переміщується на роликах 7 за напрямною 6 у горизонтальній площині і утримується в центральному положенні пружинами розтягання 5, що регулюють гвинтами. Обертання ротора відбувається від електродвигуна 11 за допомогою фрикційної передачі.

Електродвигун змонтований біля лівої стійки на важелі 10, що коливається, під яким закріплена пускова кнопка подвійної дії. Натисканням рукоятки важеля донизу фрикційний диск притискається до шківів 9 і вмикає електродвигун, який розганяє ротор. Зі звільненням рукоятки під дією ваги електродвигуна фрикціон відтискається, а електродвигун вимикається. Для регулювання ходу фрикціона передбачені регулювальні гвинти.

Установка укомплектована комплектом вантажів масою 10, 40, 50, 60, 70 г для створення дисбалансу та зрівноваження.

Обґрунтування досліду

Для повного зрівноважування мас, що обертаються, необхідно, щоб головний вектор сил інерції \bar{P}_i і головний момент сил інерції \bar{M}_i дорівнювали нулю.

Головний вектор

$$\bar{P}_i = \omega^2 \cdot \overline{m_i \cdot r_i}, \quad (5.1)$$

де ω – кутова швидкість обертання ланки;

m_i – незрівноважена маса;

r_i – відстань від центра незрівноваженої маси до осі обертання.

Якщо $\bar{P}_i = 0$, то $\omega^2 \cdot \overline{m_i \cdot r_i} = 0$. Оскільки $\omega^2 \neq 0$,

$$\overline{m_i \cdot r_i} = 0. \quad (5.2)$$

Формула (5.2) визначає умову статичної зрівноваженості ротора.

Головний момент

$$\bar{M}_i = \omega^2 \cdot \overline{m_i \cdot r_i \cdot l_i}, \quad (5.3)$$

де l_i – відстань від центра незрівноваженої маси до площини зведення.

Якщо $\bar{M}_i = 0$, то

$$\omega^2 \cdot \overline{m_i \cdot r_i \cdot l_i} = 0 \quad (5.4)$$

або

$$\overline{m_i \cdot r_i \cdot l_i} = 0. \quad (5.5)$$

Формула (5.5) встановлює умову динамічної зрівноваженості ротора.

Із формул (5.2) і (5.5) випливає, що за повного зрівноваження сума статичних моментів мас $\overline{m_i \cdot r_i}$ і сума відцентрових моментів мас $\overline{m_i \cdot r_i \cdot l_i}$ мають дорівнювати нулю.

Переходячи до розв'язання задачі, припустимо, що на трьох сусідніх дисках ротора 2, 3, 4 (рисунок 5.2) розміщені незрівноважені вантажі G_2 , G_3 , G_4 . Положення їх на дисках задані відстанями від центрів мас вантажів до осі обертання вала ротора r_2 , r_3 і r_4 , а також кутами повороту незрівноважених мас α_2 , α_3 і α_4 відносно ділильного кутового лімба, що закріплений на валу ротора.

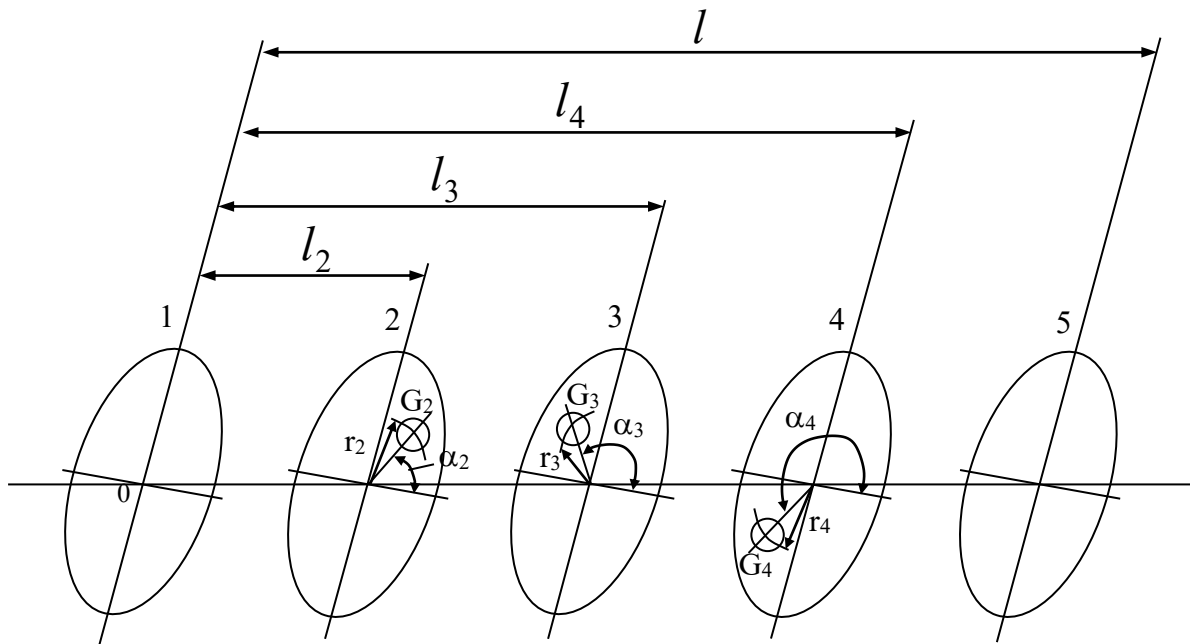


Рисунок 5.2 – Схема розташування дисків

Позначимо крайні диски, на які встановлені противаги (лівий і правий), відповідно, 1 і 5. Прийнемо, що площина зведення проходить через середину лівого диска 1. Відстань між крайніми дисками дорівнює l , а між дисками 2, 3, 4 і площиною зведення – l_2 , l_3 , l_4 . Вага противаги за статичного зрівноваження дорівнює G , а радіус-вектор, що визначає положення його центра мас, – r . Тоді з формули (5.2) із заміною маси вагою отримаємо

$$\overline{G_2 \cdot r_2} + \overline{G_3 \cdot r_3} + \overline{G_4 \cdot r_4} + \overline{G \cdot r} = 0. \quad (5.6)$$

Якщо за цим рівнянням побудувати векторний багатокутник, то замикальний його вектор визначить собою в масштабі добуток ваги противаги на відстань між центром маси і віссю обертання вала ротора. Задаючись однією величиною G , можна визначити іншу – r . Розмістимо противагу на диску 5 і повернемо останній на кут α_5 , для того щоб сила інерції противаги була паралельна і скерована в той самий бік, що й замикальний вектор $\overline{G \cdot r}$ багатокутника. Якщо дивитися з боку диска 1 уздовж осі ротора на диск 5, то розміщення противаги буде таким, як показано на рисунку 5.3.

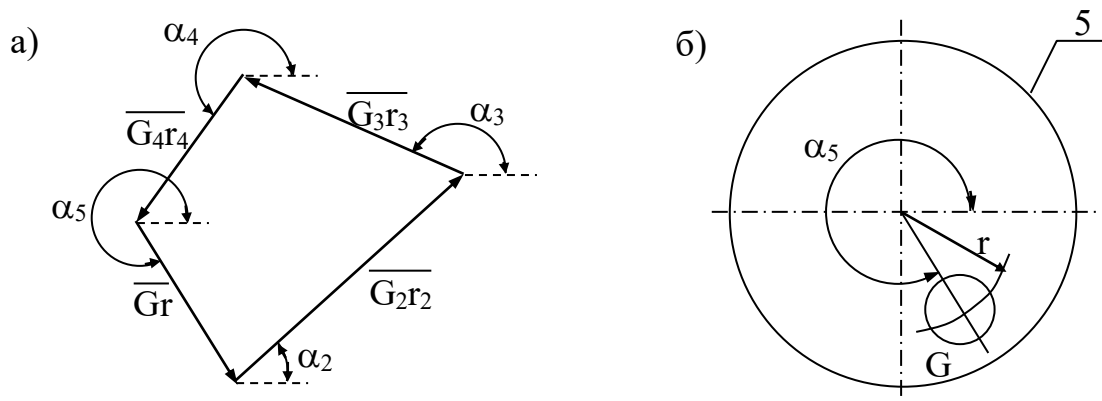


Рисунок 5.3 – Векторний багатокутник і схема розташування противаги

Для зрівноваження динамічних навантажень від моментів сил інерції необхідно встановити дві противаги на дисках 1 і 5 (рисунок 5.3), щоб їхній момент пари сил інерції зрівноважував моменти сил інерції всіх вантажів, що розміщені на дисках ротора. За формулою (5.5) зі заміною мас вагою отримаємо

$$\overline{G_2 \cdot r_2 \cdot l_2} + \overline{G_3 \cdot r_3 \cdot l_3} + \overline{G_4 \cdot r_4 \cdot l_4} + \overline{G \cdot r \cdot l} + \overline{G_o \cdot r_o \cdot l} = 0, \quad (5.7)$$

де G_o – вага противаги для динамічного зрівноваження;

r_o – відстань від осі обертання ротора до центра маси противаги.

За вище наведеним рівнянням будемо векторний багатокутник. Для визначення напрямку векторів будемо дивитися вздовж осі ротора від диска 1 до диска 5. У цьому випадку напрямок кожного з векторів багатокутника $\overline{G_2 \cdot r_2 \cdot l_2}$, $\overline{G_3 \cdot r_3 \cdot l_3}$, $\overline{G_4 \cdot r_4 \cdot l_4}$, $\overline{G_\theta \cdot r_\theta \cdot l_\theta}$ обернений проти годинникової стрілки на 90° відносно векторів $\overline{G_2 \cdot r_2}$, $\overline{G_3 \cdot r_3}$, $\overline{G_4 \cdot r_4}$, $\overline{G_\theta \cdot r_\theta}$. Із побудованого векторного багатокутника відповідно до масштабу визначають модуль замикального вектора $\overline{G_\theta \cdot r_\theta \cdot l}$. Оскільки l відома, то з цього добутку легко знайти r_θ , задавшись G_θ . Для визначення положення противаги на диску 5 за кутом $\alpha_{5\theta}$ вектор $\overline{G_\theta \cdot r_\theta \cdot l}$ необхідно повернути на 90° за годинниковою стрілкою.

Щоб утворити пару сил інерції, що зрівноважують, на диску 1 встановлюємо таку саму противагу G_θ , але розміщену протилежно (рисунок 5.4) на відстані r_θ від осі обертання ротора.

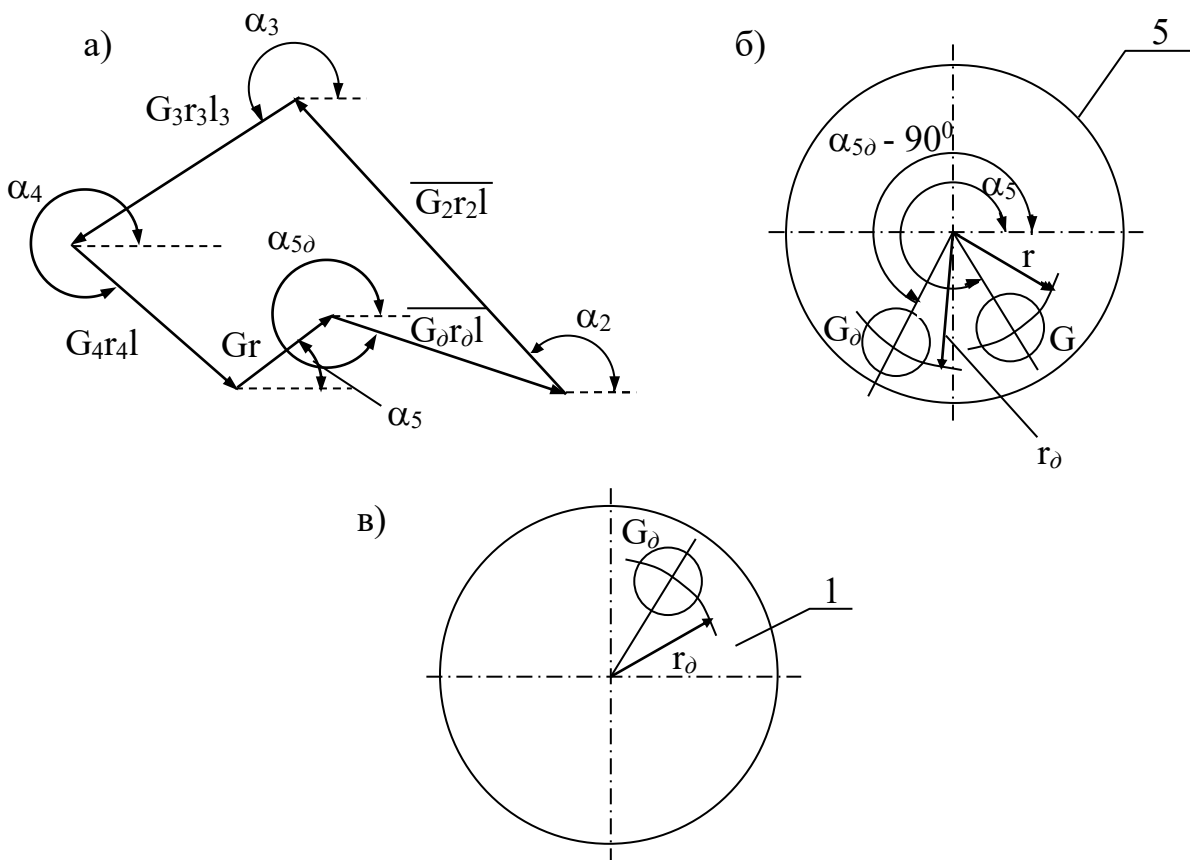


Рисунок 5.4 – Векторний багатокутник і схема розташування противаг

Отже, за допомогою двох противаг G_0 і G на диску 5 і однієї противаги G на диску 1 досягають повного зрівноваження всіх мас, що розміщені на дисках ротора. Однак противаги G і G_0 на диску 5 можна замінити однією [6].

Порядок проведення роботи

1 За вказівкою викладача встановлюють вагу та координати незрівноважених вантажів.

2 Визначають вагу та розміщення противаги для статичного зрівноваження згідно з рівнянням (5.6).

3 Знайдену противагу розміщують на диску 5.

4 Перевіряють статичну зрівноваженість ротора: з обертанням ротора на будь-який кут він має залишатися нерухомим.

5 Контролюють динамічну незрівноваженість ротора (*під час розгону ротора правий кінець його починає коливатися в горизонтальній площині*).

6 Із рівнянь (5.6), (5.7) графічним методом визначають вагу та розташування противаг.

7 Противаги встановлюють на дисках 1 і 5 і перевіряють статичну зрівноваженість.

8 Розганяють ротор і переконуються в його повній зрівноваженості (*правий кінець ротора не має коливатися*).

Протокол лабораторної роботи

1 Вихідні параметри:

$G_2 =$ г , $G_3 =$ г , $G_4 =$ г,

$r_2 =$ мм , $r_3 =$ мм , $r_4 =$ мм,

$\alpha_2 =$ градус , $\alpha_3 =$ градус , $\alpha_4 =$ градус,

$l_1 =$ мм , $l_2 =$ мм , $l_3 =$ мм , $l_4 =$ мм.

2 Визначення ваги противаги G і її розміщення на диску 5:

а) векторні рівняння згідно з формулою (5.6)

- вектори у вигляді добутків

_____ ;

- вектори у вигляді модулів

_____ ;

б) масштаб векторного багатокутника

в) векторний багатокутник і схема розміщення противаги на диску 5
(згідно з рисунком 5.3 , а, б);

г) модуль вектора $\overline{G_\delta \cdot r_\delta} =$;

д) підбір ваги противаги (таблиця 5.1);

Таблиця 5.1

| | | | | | |
|-------|----|----|----|----|----|
| $G =$ | 10 | 40 | 50 | 60 | 70 |
| $r =$ | | | | | |

е) вага противаги, яку було прийнято, $G =$ _____ г;

ж) відстань від центра маси противаги до осі обертання вала ротора
 $r =$ _____ мм;

и) кут обертання диска $\alpha_s =$ _____ град.

3 Знаходження ваги і положення противаг на дисках 1 і 5:

а) векторне рівняння згідно з формулою (5.4):

- вектори у вигляді добутків

_____ ;

- вектори у вигляді модулів

_____ ;

б) масштаб векторного багатокутника

_____ ;

в) векторний багатокутник і схема розміщення противаги на диску 1
(згідно з рисунком 5.4, а, в);

г) модуль вектора $\overline{G_\delta \cdot r_\delta \cdot l} =$;

д) підбір ваги противаги (таблиця 5.2);

Таблиця 5.2

| | | | | | |
|--------------|----|----|----|----|----|
| $G_\delta =$ | 10 | 40 | 50 | 60 | 70 |
| $r_\delta =$ | | | | | |

е) вага противаги, яку було прийнято, $G_\delta =$ _____ г;

ж) відстань від центра маси противаги до осі обертання вала ротора
 $r_\delta =$ _____ мм;

и) кут обертання диска $\alpha_{10} =$ _____ град.

Виконав здобувач...

Перевірів викладач...

Дата...

Лабораторна робота 6

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕРТЯ КОВЗАННЯ І ТЕРТЯ КОЧЕННЯ

Мета роботи – вивчити метод експериментального визначення коефіцієнтів тертя ковзання і тертя кочення за допомогою нахиленої площини [7].

Зміст роботи і порядок її виконання

Опис установки

Дослідна установка типу ТМ-21А (рисунок 6.1) складається з платформи 1 робочою довжиною 1400мм, яка шарнірно з'єднана з корпусом 5, що за допомогою труби 6 і стакана 7 прикріплений до масивної основи 8, яка розташована на чотирьох опорах 9, що регулюють за висотою. Платформу можна встановлювати в будь-якому положенні з кутом нахилу від горизонту до 45° . Спочатку її нахиляють за закріплених рукоятках 11 і 12, а потім, обертаючи маховичок 2 і закріпивши рукоятку 12, виконують за шкалою 13 більш точне встановлення на необхідний кут. Рукояткою 11 фіксують задане положення платформи.

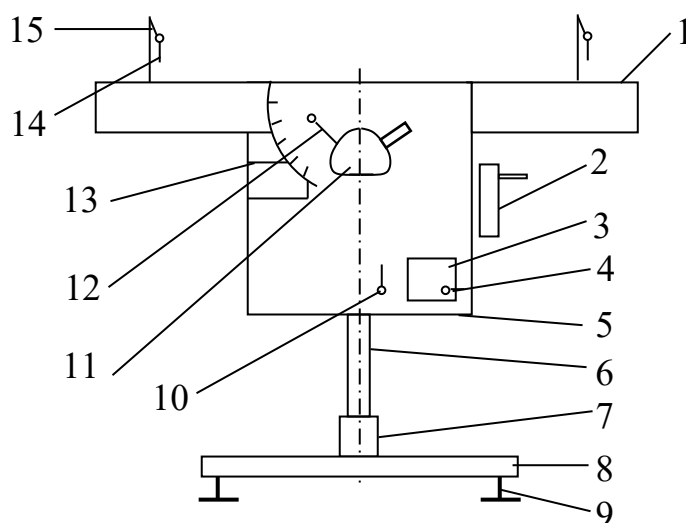


Рисунок 6.1 – Установка ТМ-21А

На боковій поверхні платформи розташовані два кінцеві контакти 14, які можна переміщувати по її довжині на 100 мм і фіксувати гвинтом 15. Контакти заблоковані із секундоміром 3, який міститься в корпусі. На корпусі також встановлені тумблер для вмикання 10 і важіль 4 скидання показань секундоміра.

Визначення коефіцієнта тертя ковзання

Із рухом тіла по похилій поверхні донизу (рисунок 6.2) рухому силу G_1 визначають за формулою

$$G_1 = G \cdot \sin \alpha . \quad (6.1)$$

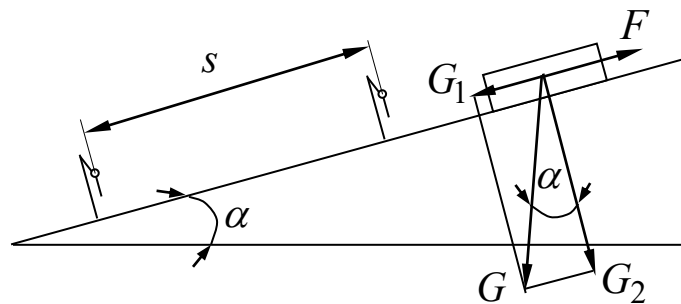


Рисунок 6.2 – Визначення коефіцієнта тертя ковзання

Сила тертя [7]

$$F = f \cdot G_2 = f \cdot G \cdot \cos \alpha . \quad (6.2)$$

Силу P , що надає тілу прискорення, знаходимо за формулою

$$P = G_1 - F = G \cdot (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha) . \quad (6.3)$$

Але

$$P = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a, \quad (6.4)$$

де a – прискорення тіла, що рухається на похилій площині, $a = \frac{2 \cdot s}{t^2}$.

Після відповідних перетворень отримуємо формулу для визначення коефіцієнта тертя ковзання

$$f = \operatorname{tg} \alpha - \frac{2 \cdot s}{g \cdot t^2 \cdot \cos \alpha}. \quad (6.5)$$

Кут тертя

$$\varphi = \operatorname{arctg} f. \quad (6.6)$$

Визначення коефіцієнта тертя кочення

На підставі розрахункової схеми (рисунок 6.3) складаємо диференціальне рівняння руху котка по похилій поверхні без ковзання:

$$I_c \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + k \cdot Q_2 = R \cdot Q_1, \quad (6.7)$$

де I_c – момент інерції маси котка відносно осі, що проходить через точку C ;

$d^2 \varphi / dt^2$ – кутове прискорення котка;

k – коефіцієнт тертя кочення.

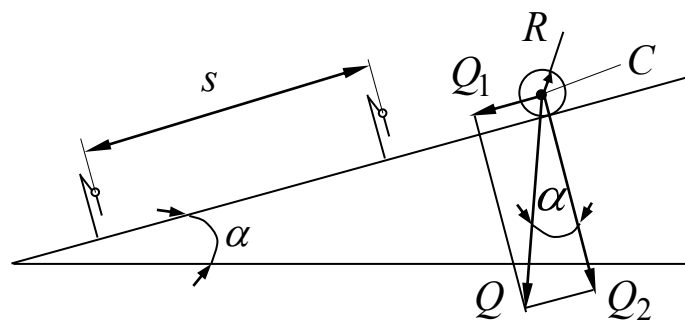


Рисунок 6.3 – Визначення коефіцієнта тертя кочення

З урахуванням того, що

$$Q_1 = Q \cdot \sin \alpha, \quad Q_2 = Q \cdot \cos \alpha, \quad (6.8)$$

після перетворення складеного вище диференціального рівняння, з огляду на геометричну форму котка (*суцільний циліндр*), коефіцієнт тертя кочення дорівнює

$$k = R \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{3 \cdot S \cdot R}{g \cdot t^2 \cos \alpha}. \quad (6.9)$$

Порядок проведення роботи

- 1 Вмикають електроживлення установки, а потім тумблер електричного секундоміра.
- 2 Встановлюють зразок на платформі перед контактом на відстані 5–7 см.
- 3 Поступово нахиляють платформу доти, доки зразок не почне рухатися.
- 4 Фіксують кут нахилу платформи, за якого зразок переміщується по похилій площині униз.
- 5 Визначають за секундоміром час руху зразка, а потім скидають його показання.

6 Заміряють відстань між контактами.

7 Дослідження проводять три рази, і показання секундоміра заносять до відповідної таблиці, що наведена в протоколі лабораторної роботи.

8 За формулою (6.5) розраховують коефіцієнт тертя ковзання, а за формулою (6.7) коефіцієнт тертя кочення.

Протокол лабораторної роботи

Визначення коефіцієнта тертя ковзання

1 Розрахункова схема (відповідно до рисунка 6.2).

2 Вихідні дані:

а) кут нахилу платформи $\alpha =$;

б) довжина шляху руху зразка $S =$;

в) радіус зразка $R =$.

3 Результати вимірювань (таблиця 6.1).

Таблиця 6.1

| <i>Дослід</i> | <i>Час руху зразків</i> | |
|-------------------------|-------------------------|---------------------|
| | <i>сталевого</i> | <i>алюмінієвого</i> |
| <i>1</i> | | |
| <i>2</i> | | |
| <i>3</i> | | |
| <i>Середні значення</i> | | |

4 Коефіцієнти тертя ковзання (за формулою (6.5))

$$f_{cm} = \quad ;$$

$$f_a = \quad .$$

5 Кути тертя (за формулою (6.6))

$$\varphi_{cm} = \quad ;$$

$$\varphi_a = \quad .$$

Визначення коефіцієнта тертя кочення

1 Розрахункова схема (відповідно до рисунка 6.3).

2 Вихідні дані:

а) кут нахилу платформи $\alpha = \quad ;$

б) довжина шляху руху зразка $S = \quad ;$

в) радіус зразка $R = \quad .$

3 Результати вимірювань (таблиця 6.2).

Таблиця 6.2

| <i>Дослід</i> | <i>Час руху зразків</i> | |
|-------------------------|-------------------------|---------------------|
| | <i>сталевого</i> | <i>алюмінієвого</i> |
| <i>1</i> | | |
| <i>2</i> | | |
| <i>3</i> | | |
| <i>Середні значення</i> | | |

4 Коефіцієнти тертя кочення (за формулою (6.9))

$$k_{cm} = \quad ;$$

$$k_a = \quad .$$

Виконав здобувач...

Перевірів викладач...

Дата...

Лабораторна робота 7

ДОСЛІДЖЕННЯ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ

Мета роботи – визначити експериментально, яке зусилля сприймає болт після затягування і додавання зовнішнього навантаження на з'єднання.

Зміст роботи і порядок її виконання

З'єднання деталей за допомогою різьби є одним із розповсюджених видів роз'ємного з'єднання. До них належать з'єднання за допомогою болтів, гвинтів, шпильок, гвинтових стяжок та ін. У машинобудуванні для кріплення кронштейнів, кришок резервуарів, фланців муфт тощо застосовують болтове з'єднання. При цьому болти, які застосовують для кріплення, спочатку затягують із зусиллям затяжки, а потім їх додатково навантажують за рахунок прикладання зовнішнього навантаження. У свою чергу затяжка має забезпечувати або нерозкриття стику під навантаженням, або герметичність з'єднання [8, 9].

На рисунку 7.1 показана схема деформацій і сил у болтовому з'єднанні. У вихідному положенні за відсутності навантажень деформації дорівнюють нулю (рисунок 7.1, *а*). Після прикладання сили затягування $F_{зам}$ стик стискається на величину $\Delta_{ст}$, а болт розтягується на величину $\Delta_{б}$, мм (рисунок 7.1, *б*).

$$\Delta_{ст} = \frac{F_{зам}}{c_{ст}}, \quad (7.1)$$

$$\Delta_{б} = \frac{F_{зам}}{c_{б}}, \quad (7.2)$$

де c_{cm} і $c_{\bar{b}}$ – жорсткості стику та болта, $H / мм$,

$$c_{cm} = \frac{E_{cm} \cdot A_{cm}}{l_{cm}}, \quad (7.3)$$

$$c_{\bar{b}} = \frac{E_{\bar{b}} \cdot A_{\bar{b}}}{l_{\bar{b}}}, \quad (7.4)$$

де E_{cm} і $E_{\bar{b}}$ – модулі пружності першого роду матеріалу стику та болта, $H / мм^2$;

A_{cm} і $A_{\bar{b}}$ – розрахункові площі перерізу стику та болта, $мм^2$;

l_{cm} і $l_{\bar{b}}$ – розрахункові довжини стику та болта, $мм$.

Після прикладання зовнішнього навантаження на з'єднання болт додатково подовжиться на величину δ , а стик зменшить стискання теж на величину δ (рисунок 7.1, в). При цьому болт одержить подовження $\delta_{\bar{b}} = \Delta_{\bar{b}} + \delta$, а стик – стискання на величину $\delta_{cm} = \Delta_{cm} - \delta$.

Отже, навантаження на болт

$$F_{\bar{b}} = (\Delta_{\bar{b}} + \delta) \cdot c_{\bar{b}}, \quad (7.5)$$

а навантаження у стику (так звана залишкова реакція стику) буде дорівнювати

$$F_{cm} = (\Delta_{cm} - \delta) \cdot c_{cm}. \quad (7.6)$$

Підставивши значення $\Delta_{\bar{\sigma}}$ і Δ_{cm} із рівняння (7.1) у рівняння (7.5), (7.6), отримаємо

$$F_{\bar{\sigma}} = F_{зам} + \delta \cdot c_{\bar{\sigma}}, \quad (7.7)$$

$$F_{cm} = F_{зам} - \delta \cdot c_{cm}. \quad (7.8)$$

З умови рівноваги болта, навантаженого зовнішньою силою $F_{зовн}$ із зусиллям у стику F_{cm} (рисунок 7.1, з), маємо

$$F_{\bar{\sigma}} = F_{зовн} + F_{cm}, \quad (7.9)$$

тобто можна сказати, що сумарне навантаження на болт дорівнює сумі зовнішнього навантаження та залишкової зтяжки стику.

Після розв'язання рівнянь (7.7)-(7.9) отримаємо

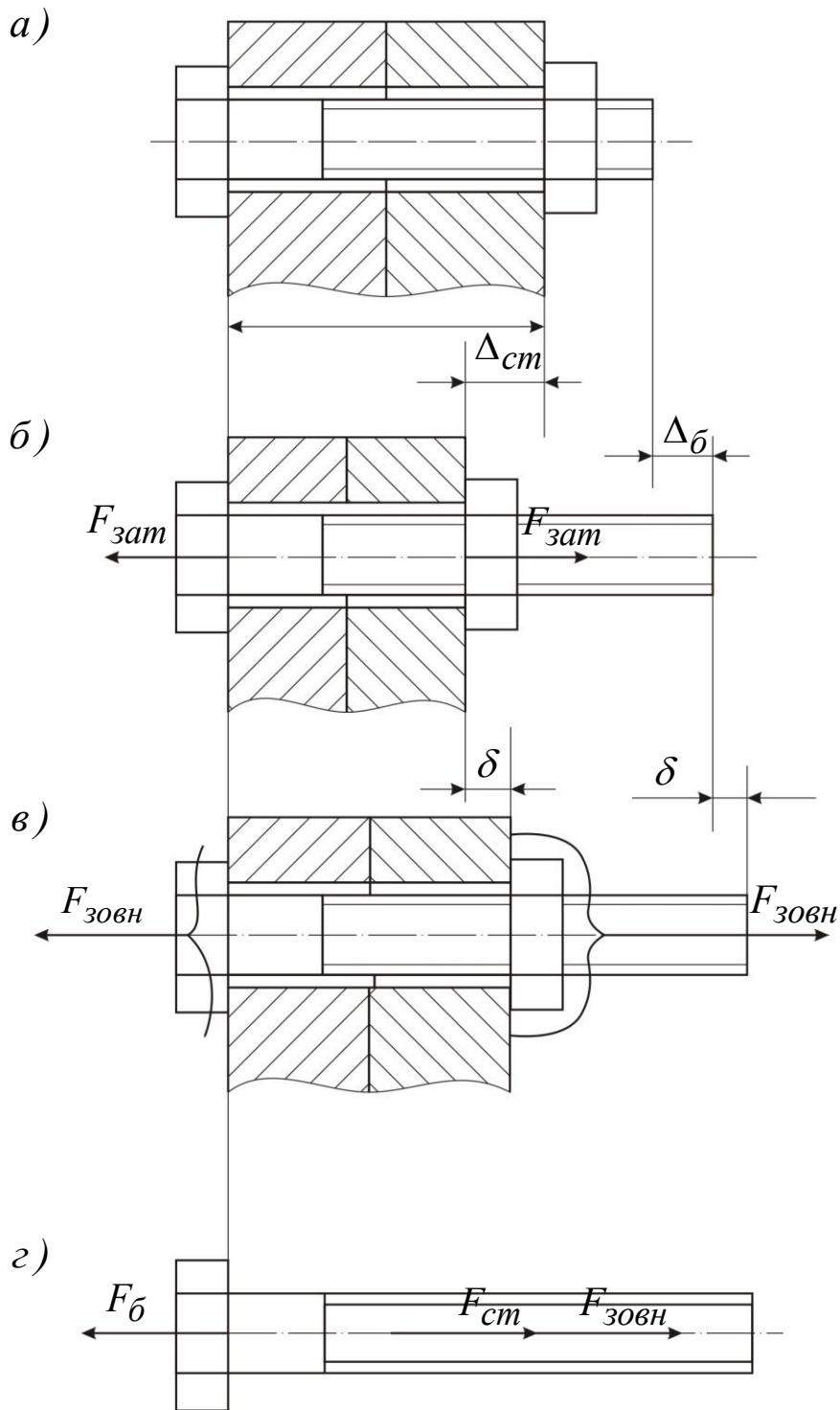
$$F_{\bar{\sigma}} = F_{зам} + \chi \cdot F_{зовн}, \quad (7.10)$$

де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження,

$$\chi = \frac{c_{\bar{\sigma}}}{c_{\bar{\sigma}} + c_{cm}}. \quad (7.11)$$

Залишкова зтяжка стику

$$F_{cm} = F_{зам} - (1 - \chi) \cdot F_{зовн}. \quad (7.12)$$



a) навантаження відсутні;

б) за дії сили затягування;

в) за дії зовнішньої сили;

г) схема рівноваги болта

Рисунок 7.1 – Схема деформацій і сил у болтовому з'єднанні

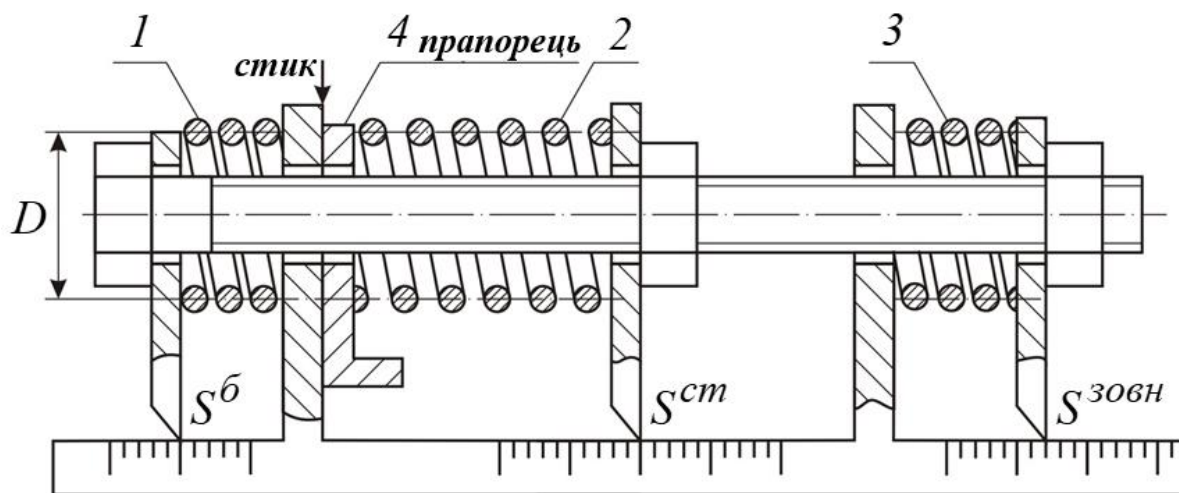


Рисунок 7.2 – Лабораторна установка

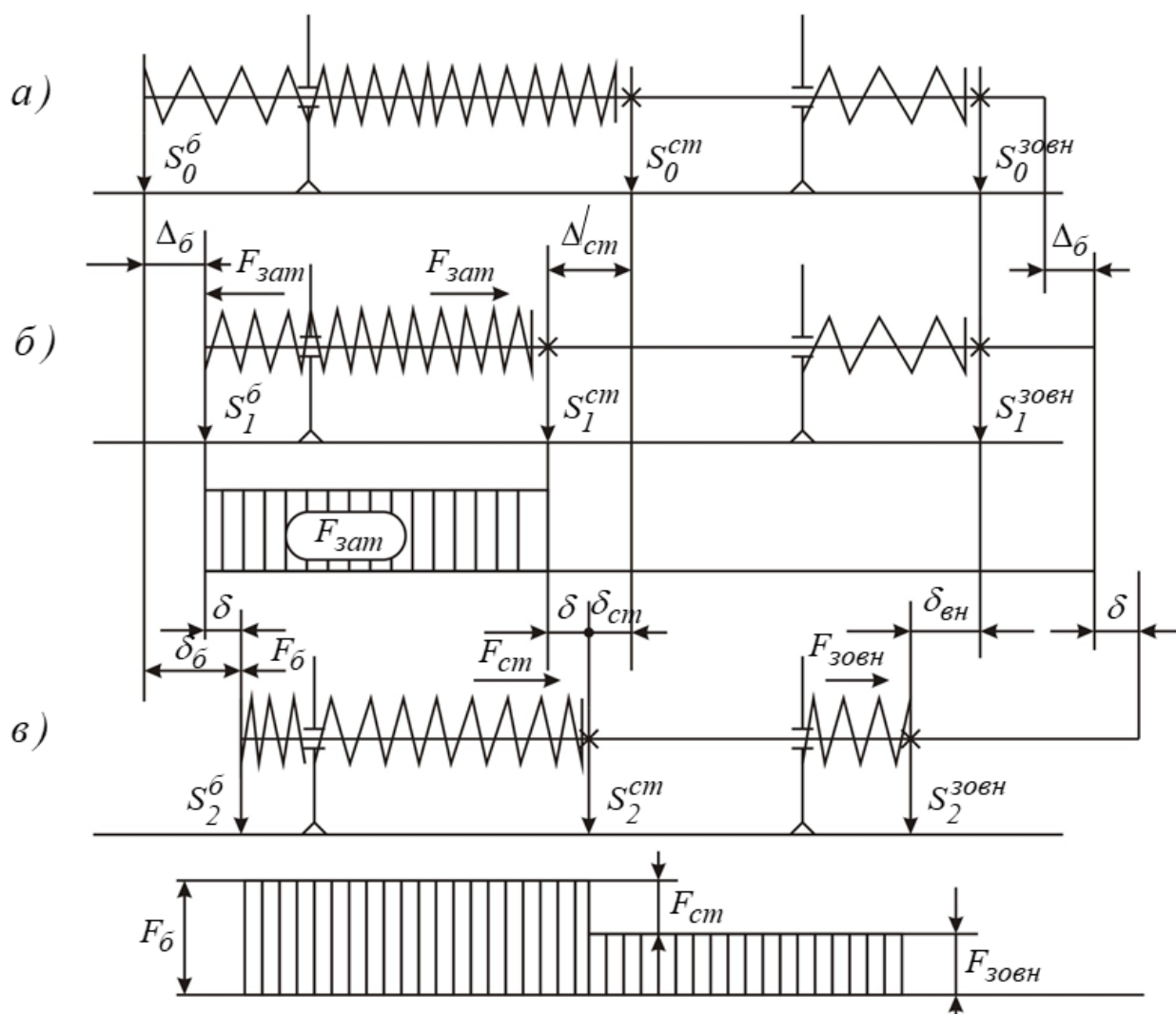


Рисунок 7.3 – Сили і деформації в болтовому з'єднанні, що моделюють

На рисунку 7.2 показана лабораторна установка, із використанням якої можна моделювати болтове з'єднання. Жорсткості болта, стику та зовнішнього навантаження умовно замінені жорсткостями пружин стискання, як більш зручними для визначення деформацій. Позначення на рисунку 7.2: пружина болта (поз. 1), пружина стику (поз. 2), пружина зовнішнього навантаження (поз. 3). У зв'язку з тим, що зовнішнє навантаження на болт передається від деталі, що з'єднують, через гайку, то зовнішнє навантаження можна прикласти безпосередньо до болта, що і роблять за допомогою пружини (рисунок 7.2, поз. 3).

Порядок виконання роботи (рисунки 7.2, 7.3):

1 Визначити жорсткості пружин болта $c_{\bar{b}}$, стику c_{cm} і зовнішнього навантаження $c_{зовн}$.

2 Зафіксувати початкові точки відліку для пружин болта $S_0^{\bar{b}}$, стику S_0^{cm} і зовнішнього навантаження $S_0^{зовн}$.

3 За вказівкою викладача вибрати значення Δ_{cm} і знайти значення сили затягування $F_{зат}$.

4 Після прикладання сили затягування зафіксувати точки відліку S_1 і визначити деформацію пружини болта $\Delta_{\bar{b}}$.

5 Обчислити значення зовнішнього навантаження $F_{зовн}$ і деформацію пружини зовнішнього навантаження $\delta_{зовн}$.

6 Зафіксувати точки для пружин болта $S_2^{\bar{b}}$ і стику S_2^{cm} і визначити деформації цих пружин $\delta_{\bar{b}}$ і δ_{cm} .

7 Визначити навантаження на болт $F_{\bar{b}}$ і стик F_{cm} .

8 Розрахувати експериментальне $\chi_{експ}$ і теоретичне $\chi_{теор}$ значення коефіцієнтів зовнішнього навантаження.

9 Оцінити похибку експерименту за величиною $\Delta_{експ}$.

10 У момент розкриття стику визначити максимальні навантаження, які діють на пружини зовнішнього навантаження $F_{зовн}^{max}$ і болта $F_{б}^{max}$.

Протокол лабораторної роботи

1 Ознайомитися з улаштуванням лабораторної установки та визначити жорсткості пружин 1, 2, 3 (рисунок 7.2) за формулою (7.11). Записати результати розрахунків у таблицю 7.1.

$$c = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i}, \quad (7.13)$$

де G – модуль зсуву, $G = 7,7 \cdot 10^4 \text{ Н / мм}^2$;

d – діаметр дроту пружини, мм ;

D – розрахунковий діаметр пружини, мм ,

$$D = D_{зовн} - d, \quad (7.14)$$

де $D_{зовн}$ – зовнішній діаметр пружини;

i – розрахункова кількість витків пружини,

$$i = i_0 - 1,5, \quad (7.15)$$

де i_0 – повна кількість витків пружини.

Таблиця 7.1 – Результати дослідження лабораторної установки

| Номер | Пружина | d | $D_{зовн}$ | D | i_0 | i | c |
|-------|--------------------------|-----|------------|-----|-------|-----|-------|
| | | мм | мм | мм | – | – | Н / м |
| 1 | Болта | | | | | | |
| 2 | Стику | | | | | | |
| 3 | Зовнішнього навантаження | | | | | | |

2 Встановити пружини у вихідне положення, у якому навантаження, а також деформації пружин і зазори у стику дорівнюють нулю. Зафіксувати в таблиці 7.3 точки початку відліку S_0 на лінійках болтах, стику та зовнішнього навантаження.

3 Затягнути гайку болта з розрахунковим зусиллям, що відповідає деформації пружини стику 2 (рисунок 7.2), яку вибирають за вказівкою викладача ($\Delta_{cm} = 8 \div 12$ мм), і записати в таблицю 7.2. Після цього прапорець встановити в горизонтальне положення, що вказує на те, що стик затягнутий.

Розрахувати зусилля затягування, значення якого записати в таблицю 7.2.

$$F_{зат} = \Delta_{cm} \cdot c_{cm} \cdot \quad (7.16)$$

4 Після прикладання зусилля затягування в таблиці 7.3 зафіксувати точки відліку S_1 , а також визначити деформацію болта за формулою, результат розрахунку якої записати в таблицю 7.3:

$$\Delta_{\sigma} = \left| S_1^{\sigma} - S_0^{\sigma} \right|. \quad (7.17)$$

5 Навантажити з'єднання зовнішнім навантаженням

$$F_{зовн} = 0,8 \cdot F_{зат}, \quad (7.18)$$

тобто пружину зовнішнього навантаження 3 (рисунок 7.2) стиснути на величину

$$\delta_{зовн} = \frac{F_{зовн}}{c_{зовн}}. \quad (7.19)$$

Результати розрахунків за формулами (7.18) і (7.19) записати в таблицю 7.3.

6 У таблиці 7.3 зафіксувати точки відліку S_2 на усіх лінійках і визначити деформації пружин болта і стику із занесенням результатів розрахунків в таблицю 7.3:

$$\delta_{\bar{o}} = |S_2^{\bar{o}} - S_0^{\bar{o}}|, \quad (7.20)$$

$$\delta_{cm} = |S_2^{cm} - S_0^{cm}|. \quad (7.21)$$

7 Визначити навантаження на болт і стик із занесенням результатів розрахунків в таблицю 7.3:

$$F_{\bar{o}} = \delta_{\bar{o}} \cdot c_{\bar{o}}, \quad (7.22)$$

$$F_{cm} = \delta_{cm} \cdot c_{cm}. \quad (7.23)$$

8 Розрахувати експериментальний і теоретичний коефіцієнти зовнішнього навантаження, а також оцінити похибку експерименту:

$$\chi_{\text{експ}} = \frac{F_{\bar{o}} - F_{\text{зат}}}{F_{\text{зовн}}}, \quad (7.24)$$

$$\chi_{\text{теор}} = \frac{c_{\bar{o}}}{c_{\bar{o}} + c_{\text{ст}}}, \quad (7.25)$$

$$\Delta_{\text{експ}} = \left| \frac{\chi_{\text{теор}} - \chi_{\text{експ}}}{\chi_{\text{теор}}} \right| \cdot 100\%. \quad (7.26)$$

Результати розрахунків за формулами (7.24)-(7.26) записати в таблицю 7.2.

9 Визначити максимальні навантаження, які будуть діяти на пружини зовнішнього навантаження та болта в момент розкриття стику.

$$F_{\text{зовн}}^{\text{max}} = \delta_{\text{зовн}}^{\text{max}} \cdot c_{\text{зовн}}, \quad (7.27)$$

$$F_{\bar{o}}^{\text{max}} = \delta_{\bar{o}}^{\text{max}} \cdot c_{\bar{o}}. \quad (7.28)$$

де $\delta_{\text{зовн}}^{\text{max}}$, $\delta_{\bar{o}}^{\text{max}}$ – максимальні деформації пружин зовнішнього навантаження та болта. Для їх визначення необхідно збільшувати зовнішнє навантаження до тих пір, доки не відбудеться розкриття стику (*прапорець не впаде*). Після цього зафіксувати в таблиці 7.3 точки відліку S_{max} для пружин зовнішнього навантаження та болта.

10 Розвантажити всі пружини та привести установку у вихідне положення.

Таблиця 7.2 – Результати дослідження навантаженого стану лабораторної установки

| <i>Величина</i> | <i>Розмірність</i> | <i>Значення</i> |
|-----------------|--------------------|-----------------|
| $\Delta_{ст}$ | <i>мм</i> | |
| $F_{зат}$ | <i>Н</i> | |
| $F_{зовн}$ | <i>Н</i> | |
| $\delta_{зовн}$ | <i>мм</i> | |
| $\chi_{експ}$ | – | |
| $\chi_{теор}$ | – | |
| $\Delta_{експ}$ | <i>%</i> | |

Таблиця 7.3 – Результати дослідження з визначення максимальних навантажень і деформацій лабораторної установки

| Номер з/п | | | 1 | 2 | 3 |
|--------------------|-------------------|----|-------|-------|--------------------------|
| Параметр з'єднання | | | Болта | Стику | Зовнішнього навантаження |
| $F_{зат} = 0$ | S_0 | мм | | | |
| $F_{зат} > 0$ | S_1 | мм | | | |
| Δ | $ S_1 - S_0 $ | мм | | | |
| $F_{зовн} > 0$ | S_2 | мм | | | |
| δ | $ S_2 - S_0 $ | мм | | | |
| F | $c \cdot \delta$ | Н | | | |
| S_{max} | | | | | |
| δ_{max} | $ S_{max} - S_0 $ | мм | | | |
| F_{max} | | Н | | | |

Виконав здобувач...

Перевірив викладач...

Дата...

Лабораторна робота 8

ПЛОСКОПАРАЛЕЛЬНІ КІНЦЕВІ МІРИ ДОВЖИНИ ТА УНІВЕРСАЛЬНІ ВИМІРЮВАЛЬНІ ЗАСОБИ

Мета роботи – ознайомлення з мірами довжини, порядком складання блоків мір і правилами вимірювань універсальними засобами.

Міри довжини

Плоскопаралельні кінцеві міри довжини мають форму плиток із двома взаємно паралельними вимірювальними плоскими поверхнями, які мають шорсткість $R_z = 0,65 \dots 0,05$ мкм [10].

Кінцеві міри застосовують для безпосередніх вимірювань розмірів деталей і калібрів, настроювання приладів на нульову позначку для відносних вимірювань, градуювання і тарування шкал приладів, встановлення регульованих калібрів на розмір.

Розмір міри визначають як відстань між вільною вимірювальною поверхнею і плоскою поверхнею допоміжної пластини, до якої міра притерта протилежною вимірювальною поверхнею. Обмірюваний у такий спосіб розмір плитки називають її **серединною довжиною**. Номінальну серединну довжину плитки гравіюють на ній. Точність плоскопаралельних кінцевих мір довжини оцінюють величиною відхилення її серединної довжини та відхиленням її паралельності.

Штангенінструменти

До цієї групи засобів вимірювання належать штангенциркулі, штангенглибиноміри, штангенрейсмуси, штангензубоміри, кутоміри та інші інструменти [11].

Відмінною особливістю штангенінструментів порівняно зі штриховими мірами довжини є наявність у них двох штрихових шкал рухомої і нерухомої (основної). Рухому шкалу називають ноніусом, він служить для підвищення точності відліку по нерухомій шкалі.

Використання лінійного ноніуса полягає в сполученні відповідних штрихів рухомої і нерухомої шкал із різною довжиною поділок (рисунок 8.1). Кількість часток міліметра для відліку по ноніусу визначають за збігом одного із штрихів ноніуса зі штрихом основної шкали і дорівнює номеру цього штриха ноніуса, помноженому на ціну поділки ноніуса.

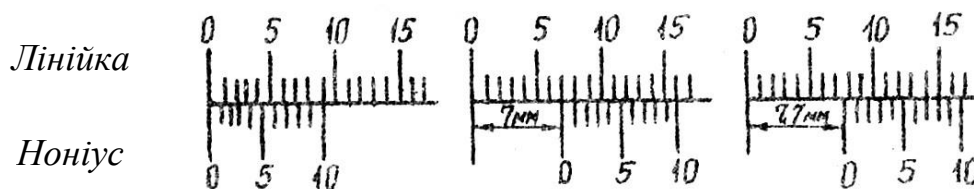


Рисунок 8.1 – Визначення розміру штангенциркулем

Мікрометричні інструменти

До мікрометричних інструментів належать мікрометри, мікрометричні глибиноміри і мікрометричні нутроміри. Ці вимірювальні інструменти мають гвинтову пару, яка виготовлена з високою точністю і перетворює обертальний рух у поступальний [11].

Для вимірювання край барабана переміщують відносно міліметрової шкали, яка нанесена на стебло. По нижніх відкритих (стеблу) штрихах відраховують цілі міліметри. Десяті та соті частки міліметра відраховують по верхніх штрихах стебла і співпадаючих штрихах барабана (рисунок 8.2, а). Якщо жоден зі штрихів барабана не співпадає з повздовжньою рисою стебла, частину поділки шкали барабана потрібно

відраховувати «на око», отримавши в такий спосіб тисячні частки міліметра (рисунок 8.2, б).

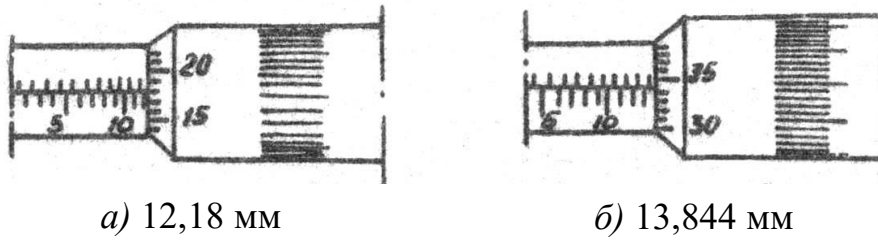


Рисунок 8.2 – Визначення розмірів на важільному мікрометрі

Індикатори

Цю групу приборів застосовують або разом зі стійками, або як складову більш складних вимірювальних пристроїв важільних скоб, нутромірів, глибиномірів тощо [10]. Найбільш поширеними є індикатори, які мають зубчасту чи важільно-зубчасту підвищувальну передачі (рисунок 8.3).

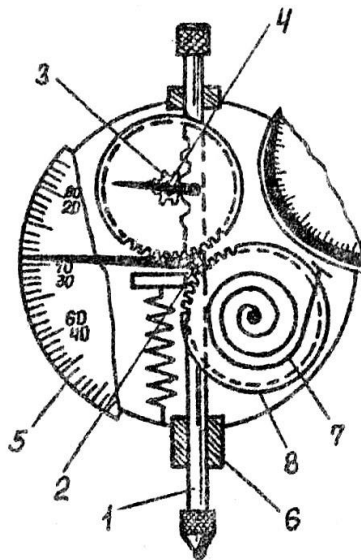


Рисунок 8.3 – Будова індикатора годинникового

Вимірювальний стрижень 1, який має в середній частині нарізану рейку, переміщується вгору та донизу усередині гільзи 6. Зі своїм

переміщенням він обертає подвійне зубчасте колесо 3, яке у свою чергу призводить до обертання трубки 2 разом зі стрілкою, яка закріплена на одній із нею осі. Додаткове зубчасте колесо 8 із пружинним волоском 7 усуває похибку від бокового зазора в зубчастих зачепленнях і зазорів в опорах. Колесо 8 постійно утримує в зачепленні зубчасті колеса, при цьому з ходом вимірювального стрижня вгору чи донизу зачеплення відбувається по одній стороні зубців.

Індикатори встановлюють по кінцевих мірах. Для цього підбирають блок, розмір якого дорівнює номінальному розміру вимірювальної поверхні. Вимірювальний стрижень індикатора приводять у зіткнення з блоком плиток і закріплюють у положенні, коли мала стрілка індикатора вказує на цифру 1 чи 2. Отже, запас ходу стрижня індикатора буде меншим за номінальний. Після цього шкалу індикатора повертають за ободок, щоб нульовий штрих співпадав із кінцем великої стрілки. Відхилення стрілки від нуля з вимірюванням будуть дорівнювати відхиленням розміру деталі від номінального розміру.

Протокол лабораторної роботи

1 Розрахунок заданих розмірів блока з кінцевих мір довжини.

2 Результати вимірювання штангенінструментом (таблиця 8.1).

Таблиця 8.1

| Завданий розмір, мм | Ескіз шкали | Вимірний розмір, мм | Похибка, мм | Можливий допуск |
|---------------------|-------------|---------------------|-------------|-----------------|
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

3 Результати вимірювання мікрометром (таблиця 8.2).

Таблиця 8.2

| Завданий розмір, мм | Ескіз шкали | Вимірний розмір, мм | Похибка, мм | Можливий допуск |
|---------------------|-------------|---------------------|-------------|-----------------|
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

4 Результати вимірювання індикатором (таблиця 8.3).

Таблиця 8.3

| Ступінь | Середнє значення, мм | Набір кінцевих мір | Показання індикатора, мм | Розмір за індикатором, мм |
|---------|----------------------|--------------------|--------------------------|---------------------------|
| 1 | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| 2 | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| 3 | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| 4 | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| 5 | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

5 Середні результати вимірювання деталі (таблиця 8.4).

Таблиця 8.4

| Ступінь | Штангенциркулем, мм | Мікрометром, мм | Середнє значення, мм |
|---------|------------------------|-----------------|-------------------------|
| 1 | | | |
| 2 | | | |
| 3 | | | |
| 4 | | | |
| 5 | | | |

6 Ескіз деталі

Виконав здобувач...

Перевірив викладач...

Дата...

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Технічна механіка (складові загальноінженерної компетентності): навч. посіб. / В. І. Мороз, О. В. Братченко, В. І. Громов, О. А. Логвіненко. Харків: УкрДУЗТ, 2023. 135 с.
- 2 Проектування приводів загальномашинобудівного призначення: навч. посіб. / В. І. Мороз, В. В. Захарченко, О. В. Надтока та ін. Харків: УкрДУЗТ, 2020. 206 с.
- 3 Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підручник. Київ: Наукова думка, 2002. 660 с.
- 4 Стоцько З. А., Павлище В. Т. Теорія механізмів і машин: навч. посіб. Львів: Афіша, 2012. 568 с.
- 5 Кальченко В. В., Кальченко В. І. Технологія виготовлення зубчастих коліс: навч. посіб. Чернігів: ЧНТУ, 2014. 312 с.
- 6 Харченко Є. В. Динаміка машинобудівних конструкцій: навч. посіб. Львів : Вид-во Львівської політехніки, 2011. 304 с.
- 7 Кіндрачук М. В., Лабунець В. Ф., Пашечко М. І., Корнієнко А. О. Трибологія: підручник. Київ: НАУ-друк, 2009. 392 с.
- 8 Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник. Київ : Вища школа, 2004. 558 с.
- 9 Сіра Н. М., Куць В. В. Метрологія, стандартизація, сертифікація та акредитація: навч. посіб. Київ: Центр учбової літератури, 2019. 224 с.
- 10 Куць В. В., Стоцько З. А. Вимірювання в машинобудуванні: навч. посіб. Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2014. 504 с.

РОБОЧИЙ ЗОШИТ
для виконання лабораторних робіт

з освітньої компоненти
«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

Відповідальний за випуск Тіщенко В. С.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 20.04.2026 р.
Умовн. друк. арк. 4,0. Тираж . Замовлення № .
Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.