



Національний університет
водного господарства
та природокористування

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО ГОСПОДАРСТВА
ТА ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ**

НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІЧНИЙ ІНСТИТУТ

**КАФЕДРА ТЕОРЕТИЧНОЇ МЕХАНІКИ, ІНЖЕНЕРНОЇ
ГРАФІКИ ТА МАШИНОЗНАВСТВА**



02-05-31

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Технічна механіка» (розділ 2: «Основи конструювання апаратів, механізмів, машин») для студентів напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання

Рекомендовано
методичною комісією за
напрямом підготовки
6.050503 «Теплоенергетика»
Протокол № 3
від «26» листопада 2014 р.

РІВНЕ 2015



Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Технічна механіка» (розділ 2: «Основи конструювання апаратів, механізмів, машин») для студентів напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання / **Стрілець В.М., Войтович Л.В., Стрілець О.Р.** – Рівне: НУВГП, 2014. – 34 с.

Упорядники:

В.М. Стрілець, кандидат технічних наук, доцент;

Л.В. Войтович, ст. викладач;

О.Р. Стрілець, кандидат технічних наук, асистент.

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

З М І С Т

| | |
|----------------------------|----|
| Вступ..... | 3 |
| Лабораторна робота №1..... | 3 |
| Лабораторна робота №2..... | 7 |
| Лабораторна робота №3..... | 11 |
| Лабораторна робота №4..... | 14 |
| Лабораторна робота №5..... | 17 |
| Лабораторна робота №6..... | 20 |
| Лабораторна робота №7..... | 23 |
| Лабораторна робота №8..... | 28 |
| Лабораторна робота №9..... | 31 |
| Література..... | 34 |

© Стрілець В.М., Войтович Л.В.,
Стрілець О.Р., 2015

© Національний університет водного
господарства та природокористу-
вання, 2015



ВСТУП

Дисципліну «Технічна механіка» студенти вивчають на лекціях, практичних і лабораторних заняттях та при виконанні розрахунково-графічної роботи.

Виконання лабораторних робіт з дисципліни «Технічна механіка» дозволяє поглибити та закріпити теоретичний матеріал отриманий на лекціях, а також отримати практичні навички вирішення практичних інженерних задач, користування вимірювальною технікою та проведення експериментальних досліджень.

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Технічна механіка» призначені для студентів напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання.

Дані методичні вказівки дозволяють забезпечити максимальну самостійність студентів під час підготовки до лабораторних робіт та їх виконанні, повністю відповідають ОКХ і ОПП 6.050601 «Теплоенергетика».

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1

СКЛАДАННЯ СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ І ПРОВЕДЕННЯ СТРУКТУРНОГО АНАЛІЗУ ПЛОСКОГО МЕХАНІЗМУ

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

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

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

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

Слід засвоїти, що плоский механізм з нижчими парами утворюється послідовним приєднанням до однієї або декількох ведучих ланок

кінематичних ланцюгів з нульовою рухомістю (*груп Ассура*). Структурний аналіз такого механізму полягає у виділенні ведучих ланок і структурних груп з додержанням порядку їх приєднання при утворенні механізму, причому слід чітко засвоїти, що структурний аналіз (виділення груп Ассура) проводиться в порядку, протилежному утворенню механізму, тобто, починається з останньої групи Ассура.

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

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

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

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

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

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

Група Ассура – це кінематичний ланцюг з нульовою рухомістю.

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

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

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

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

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

Порядок груп Ассура визначається кількістю вільних повідків.

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

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

Ступінь рухомості плоского механізму визначається за формулою *П.Л.Чебишева*

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.2)$$

де n – число рухомих ланок; p_4 і p_5 – відповідно, число кінематичних пар четвертого і п'ятого класів.

Механізм I класу – це ведуча ланка зі стояком.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

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

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

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

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

5. Визначити за формулою *П.Л.Чебишева* ступінь рухомості механізму, виключивши, якщо є, зайві рухомості та пасивні умови зв'язку.

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

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

Таблиця 1.1

Назва ланок

| Номер ланки | Назва ланки |
|-------------|-------------|
| 0 | |
| 1 | |
| 2 | |
| 3 | |
| 4 | |
| 5 | |

Таблиця 1.2

Класифікація кінематичних пар

| Номер ланок, які створюють кінематичні пари | Зображення кінематичної пари | Клас і вид пари | Вища чи нижча |
|---|------------------------------|-----------------|---------------|
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

Таблиця 1.3

Класифікація структурних одиниць

| Зображення структурних одиниць | Клас | Вид | Порядок |
|--------------------------------|------|-----|---------|
| | | | |
| | | | |
| | | | |



ПОБУДОВА ПЛАНІВ ШВИДКОСТЕЙ ТА ПРИСКОРЕНЬ ПЛОСКОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: Набути навички у побудові планів швидкостей та прискорень для плоского механізму.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

План швидкостей – це багатокутник, який складається з векторів швидкостей характерних точок механізму, що виходять із однієї точки – полюса. Вони дають можливість визначати напрямок та величину *лінійних швидкостей* всіх точок механізму та *кутових швидкостей* всіх ланок механізму в будь-якому положенні.

Полюс – це точка на плані швидкостей p_v (див. *рис.2.1, б*), в якій всі швидкості дорівнюють нулю.

Принцип побудови плану швидкостей полягає в тому, що кожна точка плоского механізму виконує плоско-паралельний рух і, відповідно, її сумарна швидкість складається з переносної та відносної. Наприклад, при русі точки K відносно точки M векторне рівняння для швидкості точки K буде мати вигляд:

$$\vec{v}_K = \vec{v}_M + \vec{v}_{KM} \quad (2.1)$$

Для побудови плану швидкостей плоского механізму необхідно знати *закон руху* ведучої ланки механізму, довжини ланок механізму та пам'ятати правило додавання векторів і те, що вектор відносної швидкості точки направлений перпендикулярно радіусу обертання.

Знаючи, наприклад, кутову швидкість ведучої ланки ω_1 (див. *рис.2.1, а*, ланка I) для точки A можемо записати:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{AO_1}, \quad (2.2)$$

де $\vec{v}_{O_1} = 0$, а $v_{AO_1} = \omega_1 l_{AO_1}$, $\vec{v}_{AO_1} \perp O_1A$; l_{AO_1} – довжина ланки I , м.

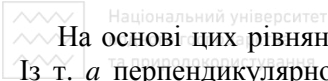
Визначивши *масштабний коефіцієнт* μ_v плану швидкостей проводимо побудову плану швидкостей із полюса.

$$\mu_v = \frac{v_A}{p_v a}, \quad (2.3)$$

де $p_v a$ – довжина на плані швидкостей вектора швидкості v_A , мм (вибирається довільною).

Для визначення швидкості т.В складаємо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}, \\ \vec{v}_B = \vec{v}_{O_2} + \vec{v}_{BO_2}. \end{cases} \quad (2.4)$$



На основі цих рівнянь проводимо побудову вектора швидкості т.В. Із т. a перпендикулярно ланці AB проводимо промінь до перетину з променем перпендикулярним до ланки BO_2 , проведеним із полюса, так як $v_{O_2}=0$.

Величину зображення вектора $p_v c$ визначимо із пропорції:

$$\frac{p_v b}{p_v c} = \frac{l_{BO_2}}{l_{CO_2}} \Rightarrow p_v c = p_v b \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}}. \quad (2.5)$$

Вектор швидкості т. D знаходимо аналогічно т. B :

$$\begin{cases} \vec{v}_D = \vec{v}_C + \vec{v}_{DC}, \\ \vec{v}_D = \vec{v}_0 + \vec{v}_{D0}. \end{cases} \quad (2.6)$$

де $v_0=0$ – швидкість стояка (направляючої).

Щоб знайти швидкість будь-якої точки механізму потрібно відповідний відрізок розбити у необхідному співвідношенні і сполучити отриману точку з полюсом. Цей вектор і буде сумарною швидкістю цієї точки. Помноживши його довжину на масштабний коефіцієнт плану швидкостей, отримаємо величину швидкості.

Кутова швидкість ланки визначається за формулою:

$$\omega = \frac{v_{oid}}{l}, \quad (2.7)$$

де v_{oid} – відносна швидкість точки, m/c ; l – радіус обертання (довжина ланки), m . Напрямок ω співпадає з напрямком вектора v_{oid} .

Схема механізму та плани швидкостей і прискорень

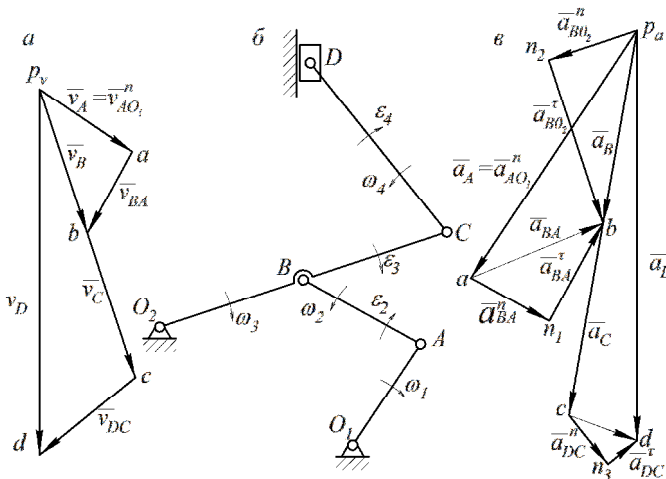


Рис.2.1.

a – схема механізму; b – план швидкостей; c – план прискорень.

План прискорень – це багатокутник, який складається з векторів прискорень характерних точок механізму, що виходять із однієї точки – полюса p_v (див. *рис.2.1, в*). Вони дають можливість визначити напрямки та величину *лінійних прискорень* всіх точок механізму та *кутових прискорень* всіх ланок механізму в конкретному положенні.

Принцип побудови плану прискорень аналогічний принципу побудови плану швидкостей. Для наведеного прикладу, при русі т.*K* відносно т.*M* векторне рівняння для прискорення т.*K* буде мати вигляд:

$$\mathbf{a}_K = \mathbf{a}_M + \mathbf{a}_{KM}^n + \mathbf{a}_{KM}^r, \quad (2.8)$$

Для побудови плану прискорень плоского механізму необхідно знати *закон руху* ведучої (ведучих) ланки механізму, довжини ланок механізму та пам'ятати правило додавання векторів і те, що вектор тангенціального прискорення направлений перпендикулярно радіусу обертання (тобто перпендикулярно нормальному прискоренню).

Знаючи, наприклад, кутову швидкість ведучої ланки (див. *рис.2.1, ланка I*) для т.*A* можемо записати:

$$\mathbf{a}_A = \mathbf{a}_{O_1} + \mathbf{a}_{AO_1}^n + \mathbf{a}_{AO_1}^r, \quad (2.9)$$

де $\mathbf{a}_{O_1} = \mathbf{a}_{AO_1}^r = 0$, а $a_{AO_1}^n = \omega^2 l_{AO_1}$, $\mathbf{a}_{AO_1}^n \parallel AO_1$ і направлений від т.*A* до т.*O*₁.

Визначивши *масштабний коефіцієнт* μ_a плану прискорень проводимо побудову плану швидкостей із полюса.

$$\mu_a = \frac{a_A}{p_a a}, \quad (2.10)$$

де $p_a a$ – довжина на плані прискорень вектора прискорення a_A , мм.

Для визначення прискорення т.*B* складемо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \mathbf{a}_B = \mathbf{a}_A + \mathbf{a}_{BA}^n + \mathbf{a}_{BA}^r, \\ \mathbf{a}_B = \mathbf{a}_{O_2} + \mathbf{a}_{BO_2}^n + \mathbf{a}_{BO_2}^r. \end{cases} \quad (2.11)$$

На основі цих рівнянь проводимо побудову вектора прискорення т.*B*. Із т. *a* плану прискорень паралельно ланці *AB* відкладаємо (в напрямку від т.*B* до точки т.*A*) зображення вектора нормального прискорення \mathbf{a}_{BA}^n – відрізок an_1 , попередньо визначивши його величину. Для цього визначаємо дійсну величину прискорення і величину його зображення на плані прискорень:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot \mu_v}{l_{AB}}; \quad an_1 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}$$

Перпендикулярно вектору прискорення \mathbf{a}_{BA}^n проводимо промінь (через т. *a*) до перетину з променем перпендикулярним до вектора



прискорення $a_{BO_2}^n$ (його побудову проводимо аналогічно a_{BA}^n), який виходить із полюса, так як $a_{O_2}^p = 0$.

Величину вектора p_{ac} визначимо із пропорції:

$$\frac{p_{ab}}{p_{ac}} = \frac{l_{BO_2}}{l_{CO_2}} \Rightarrow p_{ac} = p_{ab} \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}}. \quad (2.12)$$

Вектор прискорення т. D знаходимо аналогічно т. B :

$$\begin{cases} a_D^p = a_c^p + a_{DC}^n + a_{DC}^r, \\ a_D^p = a_0^p + a_{D0}^n + a_{D0}^r, \end{cases} \quad (2.13)$$

де $a_0^p = 0$ – прискорення стояка (направляючої), $a_{D0}^n = 0$ – нормальне прискорення т. D відносно стояка (рівне нулю так як радіус її обертання рівний нескінченності).

Щоб знайти прискорення будь-якої точки механізму потрібно відповідний відрізок розбити у необхідній пропорції і сполучити отриману точку з полюсом. Цей вектор і буде сумарним прискоренням точки. Помноживши його довжину на масштабний коефіцієнт плану прискорень, отримаємо величину прискорення.

Кутове прискорення ланки визначається за формулою:



$$\varepsilon = a^r / l. \quad (2.14)$$

Напрямок ε співпадає з напрямком a^r .

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Оглянути модель механізму, встановити характер відносного руху ланок.
2. Накреслити структурну схему механізму. Пронумерувати ланки арабськими цифрами, а кінематичні пари позначити, великими буквами латинського алфавіту.
3. Задатися напрямком обертання ведучої ланки механізму.
4. В довільному масштабі побудувати план швидкостей для заданого механізму, паралельно записуючи необхідні векторні рівняння.
5. В довільному масштабі побудувати план прискорень для заданого механізму, паралельно записуючи необхідні векторні рівняння.
6. Довільно задавшись величиною кутової швидкості ведучої ланки та довжинами ланок визначити лінійні, кутові швидкості та прискорення точок і ланок механізму.
7. Зробити висновки.



ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ЛАНКИ МЕТОДОМ МАЯТНИКОВИХ КОЛИВАНЬ

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

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

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

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

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

Опис установки. Пристосування для визначення динамічного моменту інерції ланки являє собою горизонтальну тригранну призму (рис.3.1), на яку підвішується деталь, що досліджується так, щоб її центральна вісь проходила через точку O_1 , була паралельна ребру призми, тобто осі O_1z . Підвішена деталь являє собою фізичний маятник.

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

Схема до визначення моменту інерції ланки

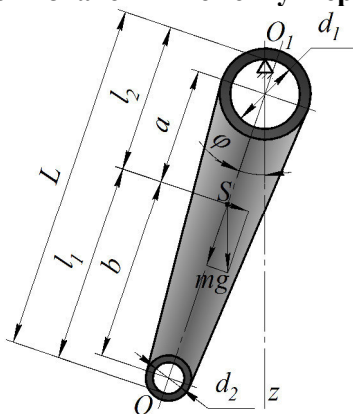


Рис. 3.1.

Диференційне рівняння руху ланки має вид:

$$I_z \ddot{\varphi} = M_z, \quad (3.1)$$

де $M_z = -mgl_1 \sin \varphi$; m – маса ланки, кг; g – прискорення земного тяжіння, m/c^2 ; I_z – динамічний момент інерції ланки відносно осі підвісу, $кгм^2$; l_1 – відстань між віссю підвісу та паралельній її центральною віссю, m ; φ – довільне значення кута відхилення ланки від вертикалі, град.

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

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0, \quad (3.2)$$

де k – частота коливань, c^{-1}

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

Відомо, що період коливань

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{I_z}{mgl_1}}, \quad (3.3)$$

звідки, момент інерції ланки

$$I_z = \left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 mgl_1. \quad (3.4)$$

Згідно теореми про моменти інерції відносно паралельних осей, маємо:

$$I_z = I_c + ml_1^2. \quad (3.5)$$

Із формул (3.4) і (3.5), отримаємо

$$I_c = ml_1 \left(\frac{T^2}{4\pi^2} g - l_1 \right). \quad (3.6)$$

Положення центру тяжіння ланки знайдемо методом подвійного підвісу деталі. Спочатку підвісимо ланку в точці O_1 і заміряємо час t_1 , протягом якого вона зробить n повних коливань. Потім підвісимо ланку в точці O і заміряємо час t_2 такого ж числа повних коливань відносно другої осі підвісу. На основі формули (3.5), отримаємо:

$$I_c = ml_1 \left(\frac{\tau_1^2}{\pi^2} g - l_1 \right); \quad I_c = ml_2 \left(\frac{\tau_2^2}{\pi^2} g - l_2 \right), \quad (3.7)$$



ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВОЇ ЗДАТНОСТІ ТА
КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Мета роботи: 1. Встановити залежність тягової здатності пасової передачі від початкового натягу паса. 2. Визначити величину коефіцієнтів тертя і тяги.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Несуча здатність пасової передачі оцінюється величиною колової сили (корисного навантаження паса), яка визначається з виразу

$$F_t = F_1 - F_2, \quad (4.1)$$

де F_1 – сила в набігаючій на шків вітці паса, H ; F_2 – сила в збігаючій зі шківа вітці паса, H . Вказані сили F_1 і F_2 виникають у вітках паса рухомої передачі (див. *рис.4.1, б*).

Безпосередній зв'язок між силами у вітках паса, що охоплює шків, визначається за формулою Л.Ейлера.

$$F_1 = F_2 e^{\alpha f}, \quad (4.2)$$

де $e = 2,72$ – основа натурального логарифма; $\alpha = \pi$ – кут охоплення шківа пасом; f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом.

Схеми навантажень

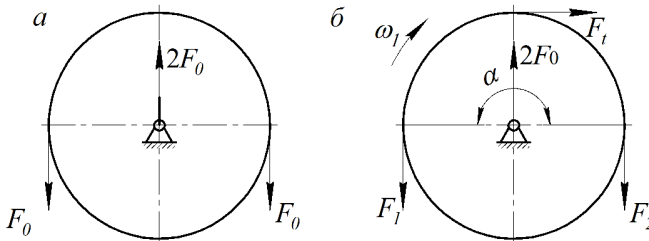
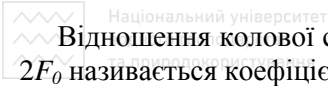


Рис.4.1.

a – при нерухомому шківі; *б* – при рухомому шківі

З формули (4.2) видно, що тягова здатність пасової передачі залежить від кута α та коефіцієнта f . Крім того, несуча здатність пасової передачі залежить від сили початкового натягу паса F_0 . Сила початкового натягу паса створюється у вітках паса нерухомої передачі (див. *рис.4.1, а*). Із рівності сил у вітках паса нерухомої і рухомої передачі отримуємо вираз

$$2F_0 = F_1 + F_2. \quad (4.3)$$



Відношення колової сили F_t до сумарного натягу віток паса рівного $2F_0$ називається коефіцієнтом тяги φ , тобто

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (4.4)$$

Коефіцієнт тяги φ , як безрозмірний параметр, використовують для порівняння тягової здатності передач різних типів у порівнянні з передачею, що має передаточне відношення рівне одиниці ($u=1$).

Опис установки. Лабораторна установка (рис. 4.2) складається з рами 1, на якій закріплені опори 2. На опорах 2 в підшипниках кочення встановлена вісь 3 зі шківом 4. До маточини шківів 4 жорстко прикріплений важіль 5. Пас 6 шківів 4 охоплює та одним кінцем з'єднаний з динамометром 7, а до другого кінця підвішений вантаж 8 на шальку 9.

Схема установки

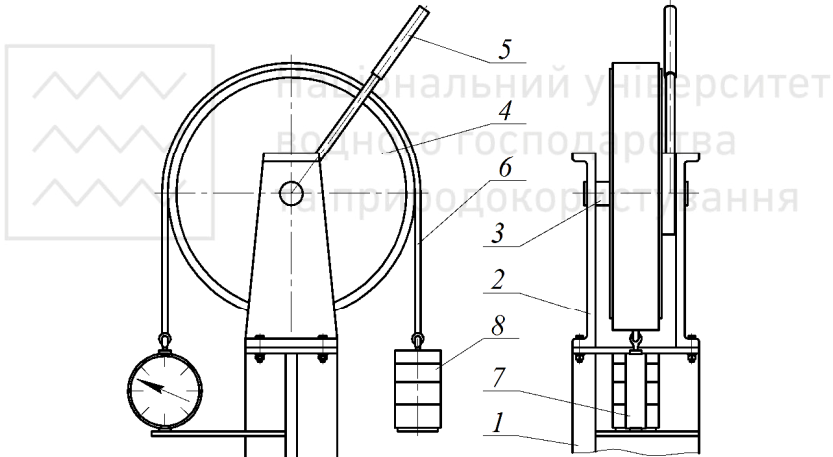


Рис.4.2.

Так як установка являє собою частину пасової передачі, то навантаження приймаються за показами динамометра 7: у збігаючій вітці паса F_2 при нерухомому шківу 4 (важіль 5 знаходиться у вертикальному положенні), а у набігаючій – F_1 при рухомому шківу.

Найбільший натяг паса F_{0max} знаходимо з умови його міцності

$$\sigma_0 = \frac{F_{0max}}{b\delta}, \quad (4.5)$$

де b – ширина паса, мм; δ – товщина паса, мм.

Для досліджуваних плоских (прогумованого та бавовняного) пасів: $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$; $b = 55 \text{ мм}$; $\delta = 3,5 \text{ мм}$, тоді $F_{0max} = \sigma_0 b \delta = 1,8 \cdot 55 \cdot 3,5 = 346,5 \text{ Н}$.



ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Складають установку.
2. При підвішеній шальці 9 (без вантажу 8), встановлюють стрілку динамометра 7 на відмітку "0".
3. На шальку 9 підвішують вантаж 8 і за показами динамометра 7 визначають його значення – тобто силу F_2 .
4. За допомогою важеля 5 обертають шків 4 в напрямку, при якому, вітка з вантажем 8 являється збігаючою, одночасно, з динамометра 7 знімають покази навантаження в набігаючій вітці F_1 .
5. Досліди по пп. 3 і 4 проводять 3-4 рази, збільшуючи величину вантажу 8. Величина вантажу 8 не може перевищувати значення F_{0max} . Дані F_1 і F_2 заносять в *табл.4.1*.
6. Користуючись формулами (4.1) та (4.3) знаходять значення, відповідно, колової сили F_t та сили попереднього натягу F_0 .
7. За формулами (4.2) та (4.4) визначають значення коефіцієнтів – відповідно: тертя f та тяги φ .
8. Отримані значення величин F_t , F_0 , f та φ заносять в *табл.1.1*.
9. Будують графіки залежності $F_t = f(F_0)$.
10. Роблять висновки.

Таблиця 4.1.

Результати вимірювань та обчислень

| Матеріал | № виміру | | | | | | |
|--------------|----------|----------|----------|----------|----------|-----|-----------|
| | | F_1, H | F_2, H | F_t, H | F_0, H | f | φ |
| бавовняний | 1 | | | | | | |
| | 2 | | | | | | |
| | 3 | | | | | | |
| Прогумований | 1 | | | | | | |
| | 2 | | | | | | |
| | 3 | | | | | | |



ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ РОЗМІРІВ, КІНЕМАТИЧНИХ І СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ У ЦИЛІНДРИЧНІЙ ЗУБЧАСТІЙ ПЕРЕДАЧІ

Мета роботи: 1. Навчитися експериментально-розрахунковим шляхом визначати основні геометричні розміри для циліндричної зубчастой передачі. 2. Виходячи із одержаних геометричних розмірів цієї передачі, визначити їх кінематичні і силові параметри.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Рациональне використання циліндричної зубчастой передачі при різних режимах навантаження залежить від правильності визначення її геометричних, кінематичних і силових параметрів. Так, наприклад, зміна кутової швидкості ведучого вала викликає зміну потужності при заданому обертальному моменті, який, в свою чергу, залежить від геометричних параметрів передачі.

Практично основні геометричні параметри існуючих циліндричних зубчастих передач (див. *рис.5.1*) можна визначити розрахунком або безпосереднім вимірюванням.

Основні геометричні розміри циліндричної зубчастой передачі

Національний університет водного господарства та природокористування

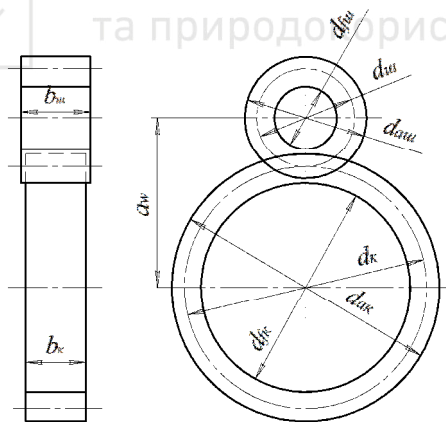


Рис. 5.1.

Для визначення кінематичних та силових параметрів циліндричної зубчастой передачі необхідно знати наступні геометричні параметри: z_1, z_2 – число зубців шестерні та колеса відповідно; d_{a1}, d_{a2} – діаметри вершин зубців відповідно шестерні та колеса, мм; b_2 – ширину зубчастого вінця колеса, мм.



До кінематичних параметрів циліндричної зубчастої передачі відносяться: u – передаточне відношення; v – колова швидкість, m/c ; ω – кутова швидкість, rad/c (n – частота обертання, $об/хв$).

Передаточне відношення

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.1)$$

Визначивши необхідні геометричні розміри і кінематичні параметри, знаючи із яких матеріалів виконані зубчасті колеса, можна визначити допустимі величини обертального моменту та потужності.

Потужність на ведучому валу циліндричної зубчастої передачі (на валу шестерні), $кВт$.

$$N_1 = \frac{M_1 \omega_1}{1000}, \quad (5.2)$$

де M_1 – обертальний момент на ведучому валу циліндричної зубчастої передачі (на валу шестерні), $Н\cdot м$.

Обертальний момент визначається із умови втомної контактної міцності поверхонь зубців зубчастих коліс за допустимими контактними напруженнями $[\sigma_H]$. Наближені значення допустимих контактних напружень матеріалів, які найчастіше використовуються при виготовленні циліндричної зубчастої передачі загального призначення наведені в табл.5.1, [1, 2, 5].

Таблиця 5.1.

Матеріали циліндричної зубчастої передачі

| | Матеріал |
|----------|-------------------------------|
| шестерня | сталь 45, $[\sigma_H]=320МПа$ |
| колесо | сталь 35, $[\sigma_H]=300МПа$ |

Для циліндричної зубчастої передачі.

$$M_1 = \left(\frac{[\sigma_H] d_1}{Z_H Z_M Z_\epsilon} \right)^2 \frac{b_2 u}{2 K_H (u + 1)}, \quad (5.3)$$

де Z_H – безрозмірний коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубців [5]: для прямозубих – $Z_H = 1,77$, для косозубих – $Z_H = 1,76 \dots 1,62$; для шевронних – $Z_H = 1,57$; $Z_M = 275 \cdot 10^3 Pa^{1/2}$ – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс, [5]; Z_ϵ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній спряжених зубців коліс, [5]: для прямозубих – $Z_\epsilon = 0,9 \dots 1,0$, для косозубих і шевронних $Z_\epsilon = 0,8$. $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$ – коефіцієнт навантаження, [5]: $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілення навантаження між зубами: для прямозубих $K_{H\alpha} = 1,0$, для косозубих і шевронних



ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ РОЗМІРІВ, КІНЕМАТИЧНИХ І СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ У ЧЕРВ'ЯЧНІЙ ПЕРЕДАЧІ

Мета роботи: 1. Навчитися експериментально-розрахунковим шляхом визначати основні геометричні розміри для запропонованих черв'ячних передач. 2. Виходячи із одержаних геометричних розмірів цих передач, визначити їх кінематичні і силові параметри.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Рациональне використання черв'ячних передач при різних режимах навантаження залежить від правильності визначення їх геометричних, кінематичних і силових параметрів. Так, наприклад, зміна кутової швидкості ведучого вала (черв'яка) викликає зміну потужності при заданому обертальному моменті, який, в свою чергу, залежить від геометричних параметрів передачі.

Практично основні геометричні параметри існуючих черв'ячних передач (див. рис. 6.1) можна визначити розрахунком або безпосереднім вимірюванням.

Для визначення кінематичних та силових параметрів черв'ячних передач необхідно знати наступні геометричні параметри:

Основні геометричні розміри черв'ячної передачі

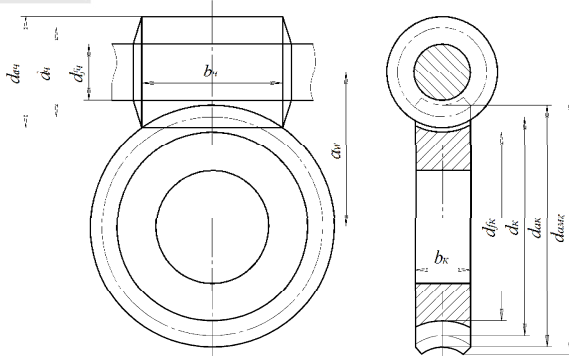


Рис. 6.1.

z_1, z_2 – число заходів черв'яка та зубців черв'ячного колеса відповідно; d_{a1}, d_{a2} – діаметри вершин витків черв'яка та вершин зубців черв'ячного колеса відповідно, мм; b_2 – ширину зубчастого вінця черв'ячного колеса, мм.

$$\text{Передаточне відношення } u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (6.1)$$

Визначивши необхідні геометричні розміри і кінематичні параметри, знаючи із яких матеріалів виконані зубчасті колеса, можна визначити допустимі величини обертового моменту та потужності.

Потужність на ведучому валу черв'ячної передачі (на валу черв'яка), κBt .

$$N_1 = \frac{M_1 \omega_1}{1000}, \quad (6.2)$$

де M_1 – обертальний момент на ведучому валу черв'ячних передач (валу черв'яка), $H \cdot m$.

Обертальний момент визначається із умови втомної контактної міцності поверхонь зубців зубчастих коліс за допустимими контактними напруженнями $[\sigma_H]$. Наближені значення допустимих контактних напружень матеріалів, які найчастіше використовуються при виготовленні передач зачепленням загального призначення наведені в табл.3.1, [1, 2, 5].

Таблиця 6.1.

Матеріали черв'ячних передач

| | |
|---------|---------------------------------------|
| черв'як | сталь 45 |
| колесо | бронза ОЦС 6-6-3, $[\sigma_H]=250MPa$ |
| | чавун СЧ15, $[\sigma_H]=160MPa$ |

$$M_1 = \left(\frac{[\sigma_H] d_2}{Z_H Z_M Z_\epsilon} \right)^2 \frac{b_2}{2K_H u \eta}, \quad (6.3)$$

де Z_H, Z_M, Z_ϵ – розрахункові коефіцієнти, описані в розд. 5. $Z_H = 1,6$; для чавунних коліс $Z_M = 215 \cdot 10^3 Pa^{1/2}$, для бронзових і латунних коліс $Z_M = 210 \cdot 10^3 Pa^{1/2}$; $Z_\epsilon = 0,85$. $K_H = K_{H\beta} K_{H\gamma}$ – коефіцієнт навантаження; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса.

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X),$$

де θ – коефіцієнт деформації черв'яка приймається із табл.3.2 в залежності від коефіцієнта діаметра черв'яка $q = (d_{a1} - 2m) / m$ і числа заходів черв'яка z_1 ; $d_2 = m z_2$ – дільний діаметр черв'ячного колеса, мм; m – модуль, мм.

Розрахункове значення модуля $m' = \frac{d_{a2}}{z_2 + 2}$.

Із таблиць, [1, 2, 5] приймаємо стандартний модуль m . X – коефіцієнт, який враховує вплив режиму навантаження: для важкого



ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА

Мета роботи: Дослідити вплив деяких характеристик диска-маси, його дебалансу і розміщення на критичну частоту обертання вала з відомими параметрами.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Вали швидкохідних машин перевіряють на пружні коливання. Основними збуджуючими силами, які викликають коливання, являються сили від незрівноваженостей встановлених на них деталях. При співпаданні або кратності частот вимушених і власних коливань такої системи настає *резонанс*, при якому інтенсивно ростуть амплітуди коливань вала і вібрації установки. Кутова швидкість або частота обертання вала, при якій настає резонанс називається *критичною*.

Для виключення резонансу розміри вала вибирають такими, при яких частоти власних і вимушених коливань системи не співпадають і не близькі між собою.

Коливальна система являє собою вал постійного перерізу, на який насаджений незбалансований диск (рис. 7.1), масою m .

Схема коливальної системи

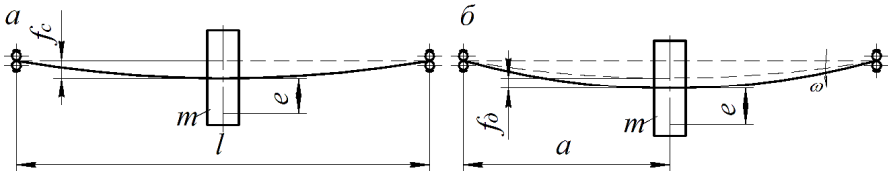


Рис.7.1.

Під дією гравітаційної сили вал прогинається на величину статичного прогину f_c (рис. 7.1, а). При обертанні вала (рис. 7.1, б), під дією сили інерції, виникає його динамічний прогин, який визначається

$$f_d = \frac{e}{\frac{c}{m_c \omega^2} - 1}, \quad (7.1)$$

де m_c – приведена маса коливальної системи, кг (визначення див. с.26);



e – зміщення центра маси диска 4 (ексцентриситет), m ($e = 56,5$ мм); ω – кутова швидкість вала, яка чисельно рівна значенню частоти вимушених коливань, $\text{рад}/\text{с}$; c – жорсткість коливальної системи, $\text{Н}/\text{м}$.

Вираз $c/m_c = p^2$ являє собою квадрат частоти власних коливань системи. Тоді вираз (7.1) приймає вигляд (7.2).

$$f_{\delta} = \frac{e}{\frac{p^2}{\omega^2} - 1}. \quad (7.2)$$

Із виразу (7.2) видно, що з збільшенням кутової швидкості ω збільшується і прогин f_{δ} , а якщо $p \rightarrow \omega$, тоді прогин $f_{\delta} \rightarrow \infty$ настає резонанс. В цьому випадку критична кутова швидкість вала $\omega_{кр} = p$:

$$\omega_{кр} = p = \sqrt{\frac{c}{m_c}} = \frac{\pi n_{кр}}{30}. \quad (7.3)$$

Звідки критична частота обертання вала в *об/хв* буде:

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m_c}}.$$

Жорсткість $c = m_c g / f_c$, а $g = 9,81$ м/с², тоді

$$n_{кр} = 29,9 \sqrt{\frac{1}{f_c}}. \quad (7.4)$$

При дальшому збільшенні частоти обертання вище критичної, знаменник виразу (7.2) перетворюється в нерівність

$$\frac{p^2}{\omega^2} - 1 < 0.$$

Динамічний прогин стане рівним

$$f_{\delta} = \frac{e}{\frac{p^2}{\omega^2} - 1} = \frac{e}{1 - \left(\frac{\omega_{кр}}{\omega}\right)^2}. \quad (7.5)$$

З виразу (7.5) видно, що при збільшенні кутової швидкості ($\omega > \omega_{кр}$) динамічний прогин зменшується. При $\omega \rightarrow \infty$ значення $y = -e$. Таке явище називається *самовстановленням* вала у закритичній області.

Теоретично, коли настає резонанс $f_{\delta} \rightarrow \infty$, це засвідчує, що система повинна зруйнуватись. На практиці внаслідок впливу різних опорів (внутрішнього та зовнішнього тертя) величина амплітуди буде обмеженою і система може короткочасно зберігати працездатність в резонансному режимі. Рекомендується в діапазоні $(0,7 \dots 1,3)n_{кр}$, робити швидкий перехід через резонансну зону.



Опис установки. Для дослідження критичної частоти обертання валів використовується установка ДМ 36М (рис.7.2). Установка складається з вала 1, встановленого на двох опорах 2 і 3 з сферичними підшипниками. На валу 1 встановлений диск 4 і закріплений цанговим затискачем. Масу диска 4 можна змінювати за рахунок додаткових вантажів, у вигляді кілець 5 і 6, які по мірі необхідності нагвинчуються на диск.

Незрівноваженість обертальних мас створюється шляхом загвинчування додатково гвинта в кільце 6.

Вал приводиться в обертання універсальним колекторним двигуном 7 типу УЛ-062 через муфту 8. Зміна частоти обертання двигуна здійснюється за допомогою автотрансформатора 9 типу ЛАТР-2М. Замір частоти обертання вала здійснюється за допомогою приладу 10 у вигляді тахогенератора ТМГ-30П і контролюється приладом 11. При визначенні статичного прогину f_c , над диском 4 встановлюється індикатор 12 годинникового типу.

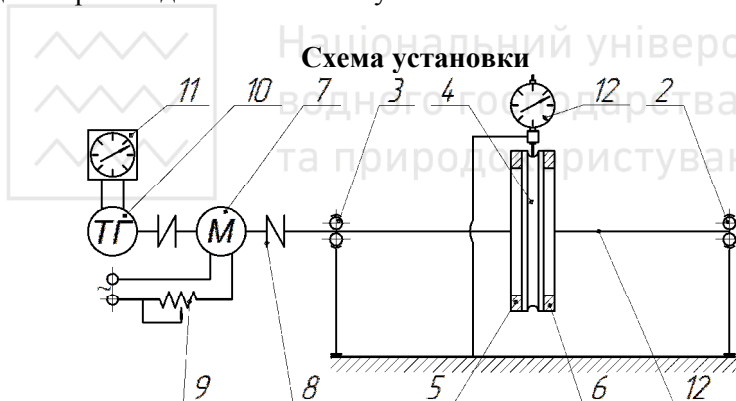


Рис. 7.2.

Для визначення статичного прогину вала на установці передбачений спеціальний пристрій (рис.7.3). Він складається із розрізаного кільця 13 з упорами, важеля 14 і вантажу 15 масою 3кг, що створює навантаження вала силою $F_g = 88,3 \text{ Н}$. Величина прогину f читається на шкалі індикатора 12.

В установці передбачена можливість, зміни жорсткості системи шляхом переміщення диска відносно опор.



Схема пристрою

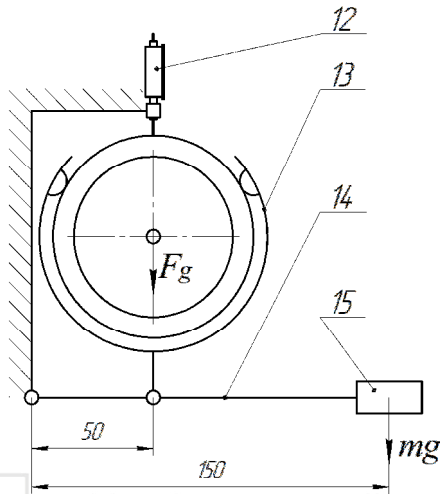


Рис. 7.3.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Визначають розрахункове значення величини статичного прогину f_{cp} .

$$f_{cp} = \frac{m_c g (l - a)^2 a^2}{3EI}, \quad (7.6)$$

де $m_c = m + 0,5 m_6$, $m = 2,7 \text{ кг}$ – маса диска; $m_6 = 0,485 \text{ кг}$ – маса дослідного вала; l , a – див. рис.4.1. Для дослідної установки найбільша довжина між опорами $l=0,56 \text{ м}$, a може бути рівним: $0,25\text{м}$, $0,275\text{м}$, $0,3\text{м}$; $E=2,15 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ – модуль пружності матеріалу вала; $I = 101,79 \cdot 10^{11} \text{ м}^4$ – момент інерції перерізу вала з $d = 0,012 \text{ м}$.

2. Визначають жорсткість коливальної системи. Встановлюють навантажувальний пристрій на диск.

$$c = \frac{F_g}{f}, \quad (7.7)$$

де F_g – сила, що навантажує диск, див. рис.4.3; f – деформація вала від F_g вимірюється за допомогою індикатора 12 (див. рис.4.3), м .

3. Визначають статичний прогин вала експериментально-розрахунковим методом



ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ

Мета роботи: 1. Вивчити методику експериментального і розрахункового визначення моменту опору і приведеного коефіцієнта тертя в підшипниках кочення.

2. Дослідити закономірності зміни моменту опору і приведеного коефіцієнта тертя від навантаження, кутової швидкості та умов мащення підшипників.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Втрати потужності в машинах залежать від процесів тертя, які проходять в них. В підшипниках кочення втрати потужності обумовлені: наявністю тертя між тілами кочення (кульками або роликками) і кільцями, тілами кочення і сепаратором; опором масла, тощо. У зв'язку з складністю визначення цих складових, в інженерній практиці при оцінці втрат в підшипниках кочення використовують поняття приведеного коефіцієнта тертя f' , який в комплексі включає тертя ковзання, тертя кочення і інші втрати. При цьому умовно приймають, що сумарна сила тертя прикладена на плечі, рівному половині внутрішнього діаметра d підшипника. Тоді приведений момент опору (тертя) визначається за формулою

$$M'_f = F_r f' \frac{d}{2} z_n, \quad (8.1)$$

де F_r – радіальне навантаження на один підшипник, H ; z_n – кількість підшипників в експериментальній головці.

Лабораторна установка ДМ-28 укомплектована головками, в яких встановлені по чотири підшипники, два експериментальні та два у якості опор.

Зовнішнє навантаження підшипників здійснюється силою яка навантажує кожний підшипник силою $F_r = F / 2$

Тоді, з врахуванням вище наведеного, вираз (8.1) набуде вигляду:

$$M'_f = F f' d, \quad (8.2)$$

звідки знаходимо приведений коефіцієнт тертя

$$f' = \frac{M'_f}{F d}. \quad (8.3)$$

Опис установки. Лабораторна установка ДМ 28 (рис. 8.1) складається з корпусу 1, електродвигуна 2, трьохступеневої клинопасової передачі 3, яка дозволяє одержувати кутову швидкість вала 4 відповідно: 105, 210, 315 rad/c , головки 5 з силовимірювальним

пристроєм 6. Установа укомплектована головою з роликівими конічними радіально-упорними підшипниками легкої серії №7208.

Схема установки

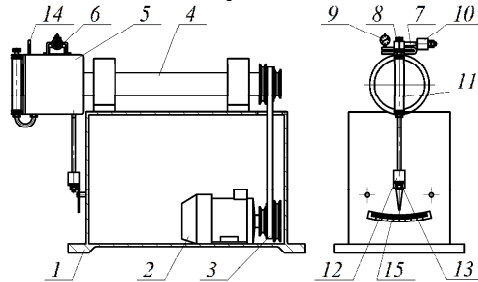


Рис.8.1.

Силосимірювальний пристрій складається з підковоподібного динамометра 7, гвинта 8 і індикатора годинникового типу 9. Крім того, на головці закріплені: балансувач 10, помпа 11, маятник 12 зі стрілкою 13. Для вимірювання температури служить термометр 14. Величина приведенного моменту тертя читається на шкалі 15, яка калібрована в $кгс \cdot см$. Головка 5 (рис.8.2) складається з корпусу 16, втулки 17, двох крайніх 18 і двох середніх 19 підшипників, проміжної втулки 20. За допомогою втулки 17 головка встановлюється на вал 4. На втулку 17 насажені підшипники 18 і 19 внутрішніми кільцями. Два крайні підшипники 18 зовнішніми кільцями закріплені в корпусі 16, а два середніх 19 - запресовані в проміжну втулку 20, яка сприймає навантаження від силосимірювального пристрою через кульку 21.

Схема головки

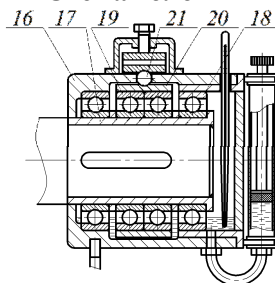


Рис. 8.2.

Установа працює так. При вмиканні електродвигуна 2 через клинопасову передачу 3 обертання передається на вал 4. Втулка 17 головки 5 обертається разом з валом і передає рух одночасно всім чотирьом підшипникам 18 і 19. Момент тертя, що виникає в підшипниках, намагається повернути корпус 16 головки, а з ним і

маятник 12, який відхиляючись на деякий кут, буде вдержувати головку від повного обертання. Кут відхилення маятника 12 залежить від величини момента тертя в підшипниках. Стрілка 13 маятника 12 на шкалі 15 показує величину цього моменту.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Для досліджуваних підшипників із випишують геометричні розміри і параметри.
2. Зовнішнім оглядом перевіряють справність установки
3. Встановлюють головку на вал і перевіряють її надійність.
4. Вмикають електродвигун на 10...15 хвилин і під навантаженням підшипників прогрівують установку.
5. Розвантажують підшипники і за допомогою балансувача 10 встановлюють стрілку 13 маятника 12 на нуль шкали 15.
6. Помпою 11 встановлюють необхідний рівень масла.
7. Гвинтом 8 навантажують підшипники с силою $F = 2000 \text{ Н}$ через підковоподібний динамометр 7 і кульку 21. Індикатором 9 контролюють деформацію динамометра. Ціна поділки індикатора 87 Н.
8. Вмикають електродвигун 2, витримують паузу заспокоєння стрілки 13 маятника 12 і фіксують величину момента тертя в підшипниках кочення.
9. Вимикають електродвигун 2 і після повної його зупинки приступають до виконання наступного дослідів в послідовності по пунктах 7...9. Наступні дослідів проводять з інтервалом навантаження 1500 Н в межах до 8000 Н.
10. Результати вимірювань і досліджень заносять до *табл.6.1*.
11. Будують графіки залежностей: $M'_f = f(F)$; $f'' = f(F)$.
12. Роблять висновки.

Таблиця 8.1.

Результати вимірювань і обчислень

| ω , рад/с | № виміру | n | F , Н | M'_f , Нмм | f' |
|------------------|----------|-----|---------|--------------|------|
| 105 | 1 | | | | |
| | 2 | | | | |
| | 3 | | | | |
| 210 | 1 | | | | |
| | 2 | | | | |
| | 3 | | | | |
| 315 | 1 | | | | |
| | 2 | | | | |
| | 3 | | | | |



ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №9

ВИПРОБУВАННЯ НАДІЙНОСТІ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ НАВАНТАЖЕНОГО ПОРПЕРЕЧНО-ЗСУВНОЮ СИЛОЮ

- Мета роботи:** 1. Експериментальним шляхом встановити залежність між зсувною силою і осьовою силою затягування болта в напруженому болтовому з'єднанні.
2. Визначити коефіцієнт тертя.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

В сучасному машинобудуванні широке застосування одержали болтові з'єднання зі значним попереднім затягуванням болтів.

Надійність таких болтових з'єднань визначається умовою:

$$F_t \leq F_f = F_a f i z, \quad (9.1)$$

де F_t – зсувна сила, H ; F_f – сила тертя, H ; F_a – осьова сила затягування болта, H ; f – коефіцієнт тертя між з'єднуваними деталями; i – число пар поверхонь тертя; z – число болтів.

В цій роботі зсувна F_t і осьова F_a сили визначаються експериментально.

Осьова сила F_a визначається непрямим вимірюванням. На початку за допомогою динамометричного ключа визначається момент загвинчування гайки

$$M_1 = m_1 n_1, \quad (9.2)$$

де $m_1 = 930 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ – ціна поділки індикатора динамометричного ключа; n_1 – число поділок відхилення стрілки індикатора. Далі із виразу (9.2) і виразу для знаходження моменту тертя в різьбі та на торці гайки маємо

$$F_a = \frac{m_1 n_1}{K}, \quad (9.3)$$

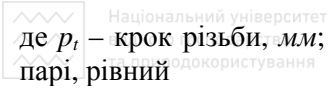
де

$$K = \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \varphi') + \frac{1}{3} f \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}, \quad (9.4)$$

де d_2 – середній діаметр різьби болта, мм ; D і d_0 – діаметри опорної поверхні гайки, відповідно зовнішній і внутрішній, мм ; β – кут підйому гвинтової лінії; φ' – приведений кут тертя між витками різьби болта і гайки; f – коефіцієнт тертя між опорною поверхнею гайки і з'єднувальної деталі, приймається $f=0,1 \dots 0,12$.

Значення кутів β і φ' можна визначити

$$\beta = \arctg \frac{P_t}{\pi d_2}; \quad \varphi' = \arctg f', \quad (9.5)$$



де p_t – крок різьби, мм; f'_1 – приведений коефіцієнт тертя в різьбовій парі, рівний

$$f'_1 = \frac{f_1}{\cos \alpha/2}, \quad (9.6)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя в різьбовій парі - болт-гайка, приймається $f_1=0,08$; α – кут профілю різьби: для метричної – $\alpha = 60^\circ$; для дюймової – $\alpha = 55^\circ$.

Параметри різьби і гайки

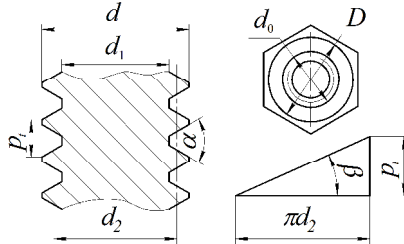


Рис.9.1.

Зсувна сила F_t створюється гвинтовою парою зсувного пристрою і визначається

$$F_t = m_2 n_2, \quad (9.7)$$

де $m_2 = 4,9 H$ – ціна поділки індикатора зсувного пристрою; n_2 – число поділок відхилення стрілки індикатора.

Опис установки. Для дослідження залежності між силами, використовується установка з ручним приводом зсувного пристрою.

Дослідна установка з ручним приводом (рис.9.2) складається із рами 1, з'єднання 2 і зсувного пристрою 3. З'єднання 2 складається з бруска 4, накладок 5 і болтів 6. За допомогою пальців 7 і 8 з'єднання 2 кріпиться до рами 1, і зсувного пристрою 3. Зсувний пристрій 3 складається з пружинного динамометра 9, натягуючого гвинта 10 з гайкою 11, індикатора 12 і поперечини 13, яка у верхній частині кріпиться до рами 1.

Установка працює так. За допомогою динамометричного ключа проводять затягування болтів 6 з'єднання 2 у нижньому положенні натягуючого гвинта 10. Далі, за допомогою ключа загвинчують гайку 11 натягуючого гвинта 10 до зсуву накладок 5. Зсув накладок 5 супроводжується клацанням. Величина переміщення накладок 5 (деформація динамометра) при зсуві фіксується індикатором 12.



Схема установки з ручним приводом

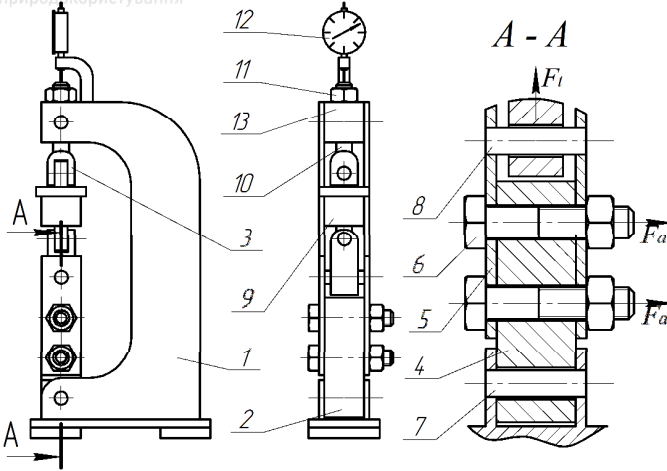


Рис. 9.2.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Заміряють розміри різьби болтів і гайок з'єднання (рис.9.1).
2. Визначають K за формулою (9.4) та максимальну осьову силу $F_{a\max}$ з умови міцності для напружених різьбових з'єднань:

$$F_{a\max} = \frac{\pi d_1^2}{4K_3} [\sigma_p], \quad (9.8)$$

де d_1 – внутрішній діаметр різьби болта, мм; $K_3 = 1,3$ – коефіцієнт, який враховує напруження кручення; $[\sigma_p] = 100 \dots 120 \text{ Н/мм}^2$ – допустимі напруження на розтяг для матеріала болта.

3. Визначають число поділок $n_{1\max}$, яке відповідає $F_{a\max}$ з формули (9.3).

4. Розвантажують (рис. 9.2) болтове з'єднання 2 – бокові накладки 5 ставлять в крайнє положення, протилежне зсувному пристрою 3.

5. Попередньо затягують болти 6 від руки і встановлюють стрілку індикатора динамометричного ключа на «0».

6. Далі затягування болтів виконують динамометричним ключом, n_1 повинно бути в межах $n_{1n} < n_1 < n_{1\max}$. Початкове значення n_{1n} задає викладач.

7. Загвинчують від руки гайку 11 натяжного гвинта 10 зсувного пристрою до вибору зазорів в пальцевих з'єднаннях 7 та 8 і стрілку індикатора 12 встановлюють на «0».



8. Гайку 11 натяжного гвинта 10 зсувного пристрою загвинчують до моменту зсуву, про що свідчить клацання. Величину деформації динамометра 9 знімаємо з показів індикатора 12 на кожному інтервалі затягування болтового з'єднання n_1 .

9. Визначають F_t з (9.7), F_a з (9.3) і f з (9.1) по середніх значеннях n_1 та n_2 . Результати вимірювань і обчислень заносять до *табл. 9.1*.

10. Будують графік залежності $F_t = f(F_a)$.

11. Роблять висновки.

Таблиця 9.1.

Результати вимірювань і розрахунків

| № виміру | n_1 | F_a, H | n_2 | F_t, H | f |
|----------|-------|----------|-------|----------|-----|
| 1 | | | | | |
| 2 | | | | | |
| 3 | | | | | |

Література

1. Кіндрацький Б.І. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум / Б.І. Кіндрацький. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2008. – 136 с.

2. Малащенко В.О. Деталі машин. Конспект лекцій / В.О. Малащенко,. – Львів: Новий світ – 2014. – 232 с.

3. Малащенко В.О. Деталі машин. Курсове проектування Навч. посібник / В.О. Малащенко, В.В. Янків. – Львів: Новий світ – 2000, 2014. – 232 с.

4. Ніколайчук В.М. Теорія механізмів і машин і деталі машин. Навч. посібник / В.М. Ніколайчук, В.М. Стрілець. – Рівне: НУВГП, 2012. – 277с.

5. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунки деталей машин / В.Т. Павлище. – К.: Вищ. шк., 2003. – 560 с.

6. Павлище В.Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу. – Львів: Національний університет “Львівська політехніка”, “Інтелект-Захід”, 2001 – 136 с.

7. Стрілець В.М. Основи конструювання. Навч. посібник / В.М. Стрілець. – Рівне: НУВГП, 2009. – 264 с.

8. Стрілець В.М. Практикум з курсу «Основи конструювання» Навч. посібник / В.М. Стрілець, О.Р. Стрілець. – Рівне: НУВГП, 2007. – 192 с.