



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



02-05-84

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних робіт з навчальної дисципліни «Теорія
механізмів і машин та деталі машин» для здобувачів
вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за
спеціальністю 184 «Гірництво» денної та заочної форм
навчання



*Рекомендовано
методичною комісією зі
спеціальності
184 «Гірництво»
Протокол № 8
від «20» лютого 2019 р.*



Методичні вказівки до лабораторних робіт з навчальної дисципліни «Теорія механізмів і машин та деталі машин» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 184 «Гірництво» денної та заочної форм навчання / Стрілець О. Р., Войтович Л. В., Похильчук І. О. – Рівне : НУВГП, 2019. – 19 с.

Укладачі:

Стрілець О. Р., кандидат технічних наук, доцент кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства;

Войтович В. Л., кандидат технічних наук, ст. викладач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства;

Похильчук І. О., кандидат технічних наук, ст. викладач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства.

Відповідальний за випуск – Козьяр М. М., 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.....	6
Лабораторна робота №3.....	9
Лабораторна робота №4.....	12
Лабораторна робота №5.....	16
Література.....	19

© Стрілець О. Р., Войтович В. Л.,
Похильчук І. О., 2019

© Національний університет
водного господарства та
природокористування, 2019

В С Т У П



Технічний рівень всіх галузей господарства України визначається рівнем машинобудування, розвиток та основи проектування якого базуються на багатьох дисциплінах, особливо на дисципліні «Теорія механізмів і машин та деталі машин». Ця дисципліна вивчає основні закони кінематики та динаміки механізмів та їх систем; принципи реалізації руху за допомогою механізмів, взаємодії механізмів у машині, які обумовлюють кінематичні та динамічні властивості механічної системи; загальні методи аналізу та синтезу різних типів механізмів.

Виконання лабораторних робіт з курсу «Теорія механізмів і машин та деталі машин» дозволяє поглибити та закріпити теоретичний матеріал, а також отримати практичні навички використання експериментальних методів вимірювання параметрів механізмів, самостійного аналізу та оптимального синтезу.

Дані методичні вказівки дозволяють студентам денної та заочної форм навчання *знати* основні види механізмів, їхні кінематичні та динамічні показники, принципи роботи окремих механізмів та їх взаємодію у машинах та *уміти* самостійно визначати раціональні параметри механізмів і машин, проектувати окремі важільні, кулачкові та зубчасті механізми, проектувати окремі деталі та складальні одиниці механізмів та машин.

Зміст методичних вказівок повністю відповідає ОКХ і ОПП 184 «Гірництво».

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1

ПОБУДОВА ПЛАНІВ ШВИДКОСТЕЙ ПЛОСКОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: Набути навички у побудові планів швидкостей 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.1.1, 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:

$$\vec{v}_K = \vec{v}_M + \vec{v}_{KM}. \quad (1.1)$$

Для побудови плану швидкостей плоского механізму необхідно знати *закон руху* ведучої (ведучих) 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 (див. *рис.1.1, а*, ланка 1) для точки A можемо записати:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{AO_1}, \quad (1.2)$$

де $\vec{v}_{O_1} = 0$, а $v_{AO_1} = \omega_1 l_{AO_1}$, $\vec{v}_{AO_1} \perp O_1A$;

де ω_1 – кутова швидкість ведучої ланки 1 , *рад/с*; l_{AO_1} – довжина ведучої ланки 1 , *м*.

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

$$\mu_v = \frac{v_A}{p_v a}, \quad (1.3)$$

де $p_v a$ – довжина на плані швидкостей вектора швидкості \vec{v}_A , *мм* (вибирається довільною).

Для визначення швидкості точки B складаємо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}, \\ \vec{v}_B = \vec{v}_{O_2} + \vec{v}_{BO_2}. \end{cases} \quad (1.4)$$

На основі цих рівнянь проводимо побудову вектора швидкості точки B . Із точки a перпендикулярно ланці AB проводимо промінь до перетину з променем перпендикулярним до ланки BO_2 , проведеним із полюса, так як $\vec{v}_{O_2} = 0$.



Величину зображення вектора $p_v c$ визначимо із пропорції:

$$\frac{p_v b}{p_v c} = \frac{l_{BO_2}}{l_{CO_2}} \Rightarrow p_v c = p_v b \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}}. \quad (1.5)$$

Вектор швидкості точки D знаходимо аналогічно точці B :

$$\begin{cases} \vec{v}_D = \vec{v}_C + \vec{v}_{DC}, \\ \vec{v}_D = \vec{v}_0 + \vec{v}_{D0}. \end{cases} \quad (1.6)$$

де $\vec{v}_0 = 0$ – 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.

Схема механізму та плани швидкостей

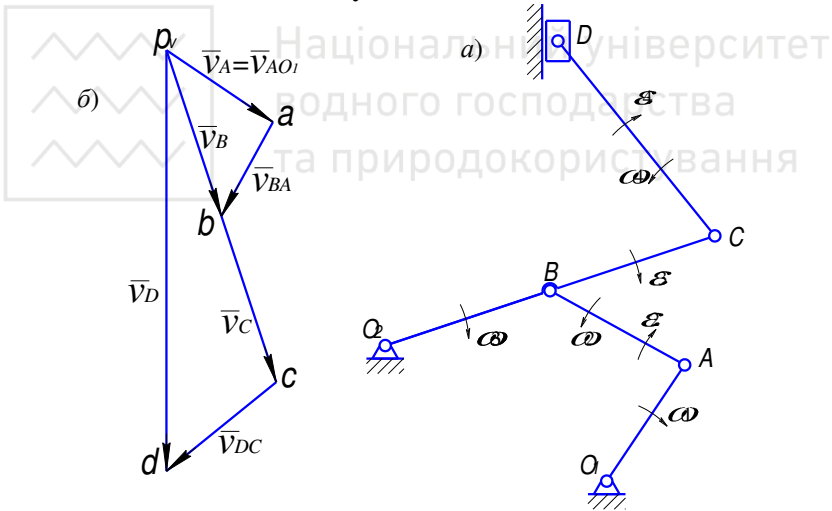


Рис.1.1.

a – схема механізму; b – план швидкостей.

Кутова швидкість ланки визначається за формулою:

$$\omega = \frac{v_{sid}}{l}, \quad (1.7)$$

де v_{sid} – відносна швидкість точки, m/c ; l – радіус обертання



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. Довільно задавшись величиною кутової швидкості ведучої ланки та довжинами ланок визначити лінійні та кутові швидкості точок і ланок механізму.
6. Зробити висновки.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №2

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ЛАНКИ МЕТОДОМ МАЯТНИКОВИХ КОЛИВАНЬ

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

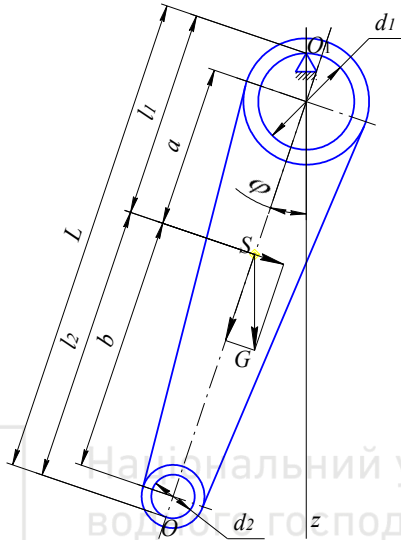
Аналітичні способи визначення динамічних моментів інерції для ланок складної конфігурації потребують великої затрати часу і не завжди дають достатню точність.

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.2.1), на яку підвішується деталь, що досліджується так, щоб її центральна вісь проходила через точку O_1 , була паралельна ребру призми, тобто осі

**Схема до визначення моменту інерції ланки****Рис.2.1.****ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ**

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

Диференціальне рівняння руху ланки має вид:

$$I_z \ddot{\varphi} = M_z, \quad (2.1)$$

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 їй центральною віссю, м; φ – довільне значення кута відхилення ланки від вертикалі, град.

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



де k – частота коливань, c^{-1}

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0, \quad (2.2)$$

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

Відомо, що період коливань

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{I_z}{mgl_1}}, \quad (2.3)$$

звідки, момент інерції ланки

$$I_z = \left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 mgl_1. \quad (2.4)$$

Згідно теореми про моменти інерції відносно паралельних осей, маємо:

$$I_z = I_c + ml_1^2. \quad (2.5)$$

Із формул (2.4) і (2.5), отримаємо

$$I_c = ml_1 \left(\frac{T^2}{4\pi^2} g - l_1 \right). \quad (2.6)$$

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 (2.5), отримаємо:

$$I_c = ml_1 \left(\frac{\tau_1^2}{\pi^2} g - l_1 \right); \quad I_c = ml_2 \left(\frac{\tau_2^2}{\pi^2} g - l_2 \right), \quad (2.7)$$

де τ_1 і τ_2 – півперіоди коливань, c ;

$$\tau_1 = \frac{T_1}{2} = \frac{t_1}{2n}, \quad \tau_2 = \frac{T_2}{2} = \frac{t_2}{2n}, \quad (2.8)$$

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

З виразів (2.7) і (2.8) знайдемо



$$l_1 = \frac{\left(\frac{\tau_2^2}{\pi^2} g - L \right) L}{\tau_1^2 + \tau_2^2 \frac{g}{\pi^2} - 2L}, \quad (2.9)$$

де L – відстань між точками підвісу, м.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Підвісити ланку на призму.
2. Відхилити ланку на кут, $\varphi \leq 10^\circ$ від стану рівноваги і відпустити.
3. Замітити одне з крайніх положень ланки, і одночасно натиснути кнопку секундоміра.
4. Відрахувати від моменту пуску секундоміра $n = 20 \dots 30$ повних коливань ланки, зупинити секундомір і записати його покази, повторити такі досліди 4-5 разів і знайти середнє арифметичне значення t_{cp} .
5. Результати дослідів занести в *табл.2.1*, а розрахунків - *табл.2.2*.
6. Зробити висновки.

Таблиця 2.1

Результати дослідів

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

Таблиця 2.2

Результати замірювань і обрахунків

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

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС



Експериментально-розрахунковим шляхом визначити крок p ; модуль m ; діаметри кіл: вершин d_a , початкового d_0 , ділильного d_w , основного d_e , западин d_f ; висоти головки h_a і ніжки h_f зуба; висоту зуба h .

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Крок і модуль зачеплення можна визначити виходячи із наступних властивостей евольвенти (рис.3.1):

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

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

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

$$p_e = l_{n+1} - l_n. \quad (3.1)$$

З другої сторони основний крок p_e можна визначити за формулою:

$$p_e = p_t \cos \alpha_w = \pi m_t \cos \alpha_w, \quad (3.2)$$

де p_t – коловий крок зубців, мм.

Із рівностей (3.1) і (3.2) знаходимо коловий модуль зубців

$$m_t = \frac{p_t}{\pi \cos \alpha_w} = \frac{l_{n+1} - l_n}{\pi \cos \alpha_w}. \quad (3.3)$$

Для циліндричних прямозубих коліс $m_t = m_n$.

Для нормального (нульового) евольвентного зачеплення $d_0 = d_w$ (діаметр початкового кола рівний діаметру ділильного кола), кут зачеплення $\alpha_w = 20^\circ$.



Число зубців n , які підлягають охопленню, вибирають в залежності від числа зубців z на досліджуваному колесі з табл.3.1.

Таблиця 3.1

Залежність $n = f(z)$

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

Число зубців колеса z визначається безпосередньо підрахунком.

Схема до визначення параметрів зубчастого колеса

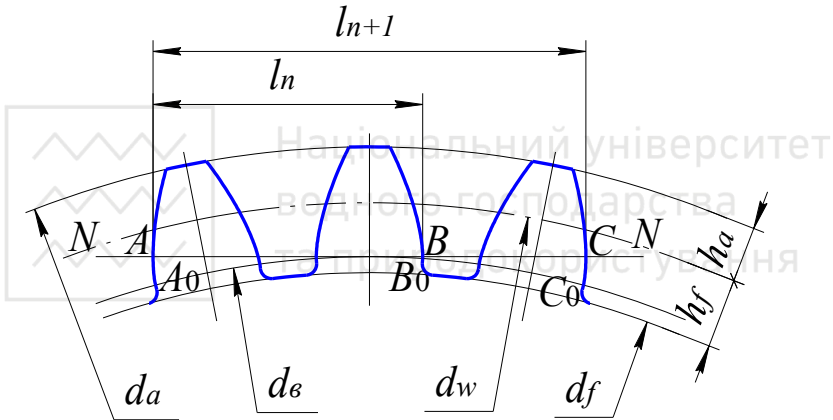


Рис.3.1.

Коловий модуль можна визначити також за формулою:

$$m_t = \frac{d_a}{z + 2}, \tag{3.4}$$

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

Із-за неточності виготовлення колеса і похибки вимірювання, значення m_t підраховані за формулами (3.3) і (3.4), можуть в незначній мірі відрізнятися одне від одного. За обчисленими величинами m_t приймають стандартний модуль m_n згідно ГОСТ 9563-60.



ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Підрахувати число зубців z колеса.
2. Визначити (див. табл.3.1) число зубців n для охоплення штангенциркулем при вимірюванні загальної нормалі.
3. Заміряти (тричі) штангенциркулем довжини відрізків l_n і l_{n+1} загальної нормалі NN і підрахувати їх середнє значення.
4. Визначити модуль зачеплення m_t за формулою (3.3).
5. Заміряти (тричі) діаметр вершин зубців колеса d_a і визначити його середнє значення.
6. Визначити модуль зачеплення m_t за формулою (3.4).
7. За обчисленими величинами m_t прийняти стандартний модуль m_n згідно *ГОСТ 9563-60*.
8. Результати досліджень занести в табл.3.2.
9. Зробити висновки.

Примітка: рис.3.1 залежний від числа зубців колеса, що досліджується.

Таблиця 3.2

Результати вимірювань і розрахунків

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

$$p_n = \pi m_n, d_w = m_n z, d_g = d_w \cos \alpha_w, d_a = d_w + 2m_n,$$

$$d_f = d_w - 2,5m_n,$$

$$h_a = m_n, h_f = 1,25m_n, h = h_a + h_f.$$



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

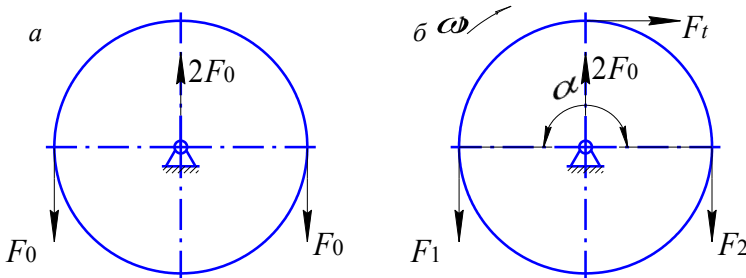


Рис. 4.1.

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 шківа 4 жорстко прикріплений важіль 5. Пас 6 шків 4 охоплює та одним кінцем з'єднаний з динамометром 7, а до другого кінця підвішено вантаж 8 на шальку 9.

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

Схема установки

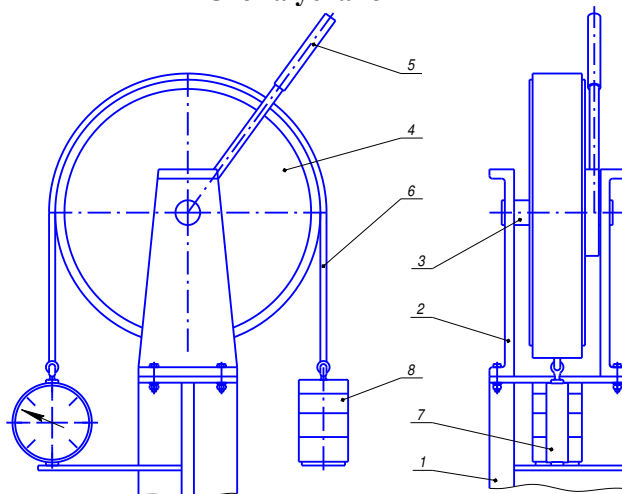


Рис. 4.2.



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

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

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

Для досліджуваних плоских (прогумованого та бавовняного) пасів:

$\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$, [2, 5]; $b = 55 \text{ мм}$; $\delta = 3,5 \text{ мм}$, тоді $F_{0\max} = 346,5 \text{ Н}$.

Таблиця 4.1.

Результати вимірювань та обчислень

Матеріал	№ виміру	$F_1, \text{ Н}$	$F_2, \text{ Н}$	$F_t, \text{ Н}$	$F_0, \text{ Н}$	f	φ
бавовняний	1						
	2						
	3						
	4						
прогумований	1						
	2						
	3						
	4						

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



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.4.1.

9. Будують графіки залежності $F_t = f \left(F_0 \right)$.

10. Роблять висновки.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ РЕДУКТОРІВ З ПЕРЕДАЧАМИ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

Мета роботи: 1. Вивчити конструкцію редуктора з зубчастими або черв'ячними передачами, послідовність його розбирання та складання. 2. Ознайомитися з основними вимогами, які висувають при розбиранні та складанні редуктора. 3. Скласти специфікацію складальних одиниць і деталей редуктора.

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Редуктор – зубчаста, черв'ячна, або зубчато-черв'ячна передача встановлена в закритому жорсткому корпусі. Він служить для зниження кутової швидкості (частоти обертання) і підвищення обертового моменту на веденому валу.

Установка зубчастих передач в жорсткий закритий корпус забезпечує високу точність зачеплення, гарантує точність складання, краще мащення, більш високий к.к.д., менший знос, а також надійний захист від попадання пилу та бруду.

Опис установки. На рис.5.1 (як один з можливих прикладів) показаний двохступінчастий редуктор з циліндричними косозубими колесами.

Редуктор складається з корпусу 2, в якому встановлені вали 11, 18 та 21 на яких знаходяться зубчасті колеса 12, 15, 22 та 27 (шестерні 15 та 22 виконані заодно з валами 18 та 21 відповідно). Вали 11, 18 та 21 встановлені в корпусі 2 на підшипниках 13, 16 та 23. Корпус 2 закритий кришкою 5. У верхній частині кришки 5 виконано оглядове вікно 7 для огляду зачеплення зубчастих коліс та заливання масла.

Машиння редуктора необхідне для зменшення втрат потужності на тертя в зачепленні та підшипниках, зносу поверхонь тертя, нагріву передачі та шуму при роботі.

Підшипники 13, 16 та 23 фіксуються втулками 10, 20 та 26 і закриті кришками 9, 14, 17, 19 та 24 і т.д.

Двохступінчастий редуктор з циліндричними косозубими колесам

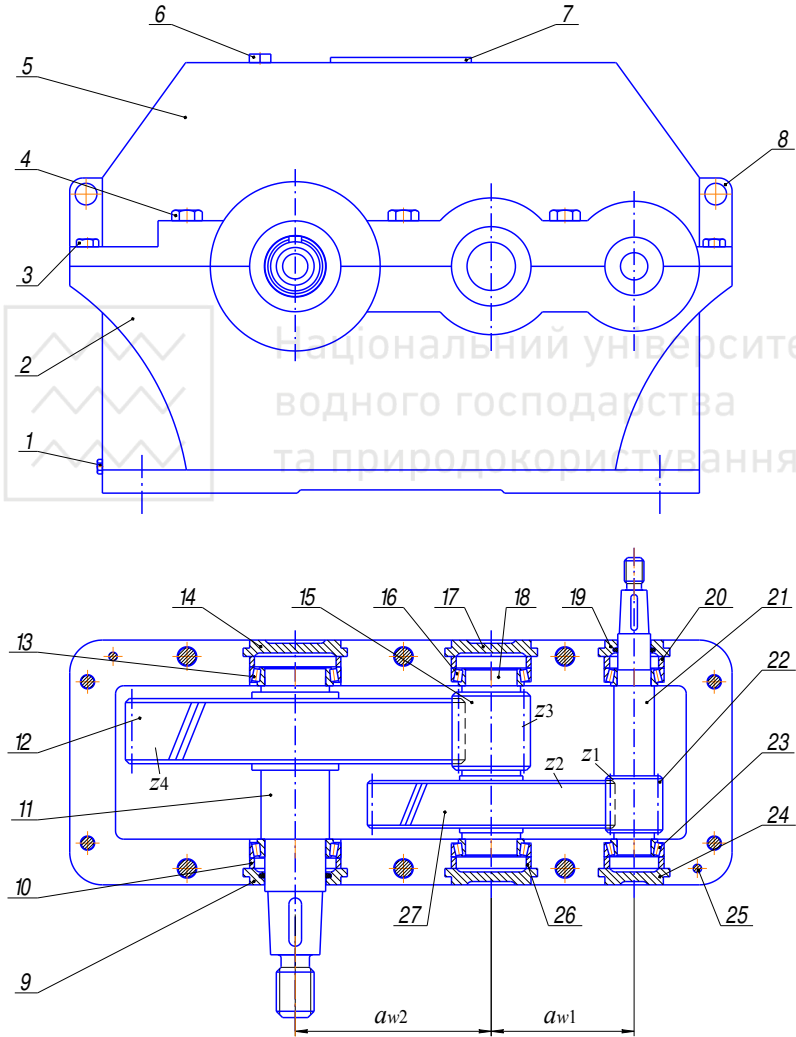


Рис. 5.1.

Для випуску та встановлення рівня масла в корпусі передбачений отвір, який закритий пробкою 1. Крім того, для контролю рівня масла використовується жезловий масловказівник 6. В кришці оглядового вікна 7, для вирівнювання тиску виконана віддушину. Для транспортування або підйому редуктора на кришці 5 виконані «вуха» 8. При складанні редуктора положення кришки 5 відносно корпуса 2 фіксується двома штифтами 25. Кришка 5 кріпиться до корпуса 2 за допомогою гвинтів 3 та 4.

Для захисту від попадання пилю та бруду, а також для запобігання витікання масла, стінки під кришками ущільнюються прокладками, а між кришками і валами – манжетами.

При складанні редуктора контролюють:

- відповідність дійсних міжосьових відстаней a_w розмірам, вказаним на кресленнях;
- паралельність осей валів;
- взаємне розміщення коліс в осьовому напрямку;
- степінь прилягання зубів в зачепленні зубчастих коліс;
- величину бокових зазорів в зачепленні між зубцями;
- величину осьових люфтів валів.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Відгвинчують болти 3 та 4 і знімають кришку 5 редуктора.
2. Знайомляться з конструкцією редуктора. **Примітка.** Редуктор може відрізнитися своєю конструкцією від описаного. Тому потрібно визначитися з цими відмінностями.
3. Підраховують числа зубців коліс, вимірюють міжосьові відстані, кути нахилу зубців і їх значення заносять до *табл 5.1*.
4. Встановлюють кришки підшипників 9, 14, 17, 19 та 24 і за допомогою прокладок регулюють осьові люфти валів 11, 18 та 21. Величина осьових люфтів контролюється індикатором, встановленим на стояку.
5. Старанно протирають зубці, наносять тонкий шар фарби на два-три зубці ведучого колеса (шестерні) і повертають його. На зубцях веденого колеса визначають розміщення і розміри контактних плям.
6. Закінчують складати редуктор і за допомогою індикатора контролюють осьові люфти кінців валів 11 і 21.
7. Перевіряють плавність і легкість обертання складених передач,



обертанням вала 21. Передача повинна обертатися плавно, без поштовхів.

8. Всі дані вимірів і розрахунків заносять в *табл. 5.1.*

Таблиця 5.1.

Результати вимірів і розрахунків

Найменування	Позначення	Перша ступінь	Друга ступінь
Міжосьова відстань, мм	a_w		
Число зубців шестерні	z_u		
Число зубців колеса	z_k		
Кут нахилу зубів	β		
Модуль зачеплення, мм	m_n		
Передаточне число	u_i		
Загальне передаточне число редуктора	$u_{заг}$		

Література

1. Кіндрацький Б. І. Теорія механізмів і машин : лабораторний практикум. Львів КІНПАТРИ ЛТД, 2008. 136 с.
2. Практикум з курсу «Теорія механізмів і машин» / Стрілець В. М., Червоний Б. І., Шинкаренко І. Т., Похильчук І. О. Рівне : НУВГП, 2006. 107 с.
3. Червоний Б. І. Теорія механізмів і машин. ІКНМЗ. Рівне : НУВГП, 2006. 160 с.
4. Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Курсове проектування : навч. посібник. Львів : Новий світ, 2014. 232 с.
5. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунки деталей машин. Київ : Вищ. шк., 2003. 560 с.
6. Стрілець В. М. Деталі машин : навч. посібник. Рівне НУВГП, 2008. 264 с.
7. Стрілець В. М., Шинкаренко І. Т., Похильчук І. О. Практикум з курсу «Деталі машин» : навч. посібник. Рівне : НУВГП, 2007. 192 с.