



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

02-05-33

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теорія механізмів і машин та деталі машин» для студентів напряму підготовки 6.050301 «Гірництво» денної та заочної форм навчання

*Рекомендовано
методичною комісією за
напрямом підготовки
6.050301 «Гірництво»
Протокол № 1
від «1» вересня 2014 р.*

РІВНЕ 2014



Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теорія механізмів і машин та деталі машин» для студентів напряму підготовки 6.050301 «Гірництво» денної та заочної форм навчання /**Матвіїв Б.Т., Похильчук І.О.** – Рівне: НУВГП, 2014. – 24 с.

Упорядники:

Б.Т. Матвіїв, кандидат технічних наук, доцент;

І.О. Похильчук, кандидат технічних наук, ст. викладач.

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



Національний університет
водного господарства
та природокористування

З М І С Т

Вступ.....	3
Лабораторна робота №1.....	3
Лабораторна робота №2.....	5
Лабораторна робота №3.....	8
Лабораторна робота №4.....	11
Лабораторна робота №5.....	16
Лабораторна робота №6.....	21
Література.....	24

© Матвіїв Б.Т., Похильчук І.О., 2014

© Національний університет водного

господарства та природокористування, 2014



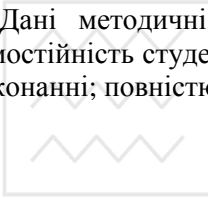
ВСТУП

Дисципліну «Теорія механізмів і машин та деталі машин» студенти вивчають на лекціях, практичних і лабораторних заняттях та при виконанні курсової роботи.

Виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теорія механізмів і машин та деталі машин» 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 «Теорія механізмів і машин та деталі машин» призначені для студентів напряму підготовки 6.050301 «Гірництво» денної та заочної форм навчання.

Дані методичні вказівки дозволяють забезпечити максимальну самостійність студентів під час підготовки до лабораторних робіт та їх виконання; повністю відповідають ОКХ і ОПП 6.050301 «Гірництво».



ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ЛАНКИ МЕТОДОМ БІФЛЯРНОГО ПІДВІСУ

Мета роботи: Визначити експериментальним шляхом динамічний момент інерції ланки.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Пристосування для визначення динамічного моменту інерції ланки являє собою диск, якій підвішений з допомогою двох ниток до кронштейну (рис. 1.1).

Ланку l закріплюють двома нитками і надають її крутих коливань навколо осі zz .

Для виводу рівнянь цих коливань розглянемо рис. 1.1.

Нехай ланка l , яка підвішена на нитці 2 , довжиною l , створює коливання навколо вертикальної осі zz . Розглянемо деяке певне положення ланки l , яке характеризується кутом φ від початкового



положення при якому нитки займають положення II-II.

З рис. 1.1 видно що ланка I піднялась на величину dz , в положенні II-II.

Вся система набула крутильних коливань, диференціальне рівняння яких має вигляд

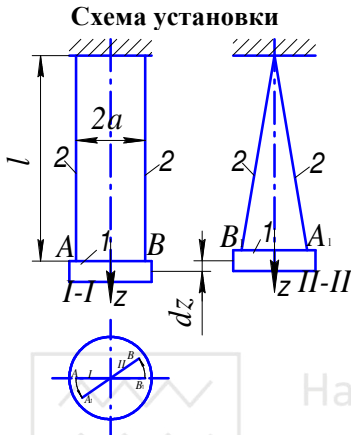


Рис. 1.1

$$I\ddot{\varphi} - M_Q = 0 \quad (1.1)$$

або

$$\ddot{\varphi} + k^2\varphi = 0, \quad (1.2)$$

де I – момент інерції ланки відносно осі zz , кгм^2 ; M_Q – встановлюючий момент, Нм ; k – частота коливань, с^{-1} .

$$k^2 = \frac{ma^2g}{Il}, \quad (1.3)$$

де m – маса ланки, кг ; $2a$ – відстань між нитками, м ; l – довжина ниток, м .

Розв'язок рівняння коливань має вигляд

$$\varphi = \theta \cos kt.$$

де θ – найбільший кут повороту ланки, рад ; t – значення часу, с .

Період коливань ланки визначаємо з співвідношення

$$kT = 2\pi.$$

Підставляючи значення k з (1.3), отримаємо вираз

$$T \sqrt{\frac{mga^2}{Il}} = 2\pi,$$

Звідки визначаємо динамічний момент інерції ланки

$$I = \left(\frac{T}{2\pi} \right)^2 \frac{mga^2}{l}. \quad (1.4)$$

Цей вираз дійсний тільки для малих коливань, служить розрахунковою формулою для визначення моменту інерції ланки методом біфілярного підвісу.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Вимірюємо розміри $2a$, l з точністю $0,5\text{мм}$.
2. Визначаємо за даними секундоміра час 20 повних коливань.



3. Повторюємо досліди 3...5 разів.

4. Визначаємо момент інерції ланки і результати розрахунків записуємо в *табл. 1.1*.

5. Зробити висновки.

Таблиця 1.1

Значення часу коливань і момента інерції ланки

№ виміру	Кількість коливань n	Час t, c	Період коливань T, c	Динамічний момент інерції $I, кгм^2$
Середнє значення				



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 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. 2.1*), 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.



Схема до визначення моменту інерції ланки

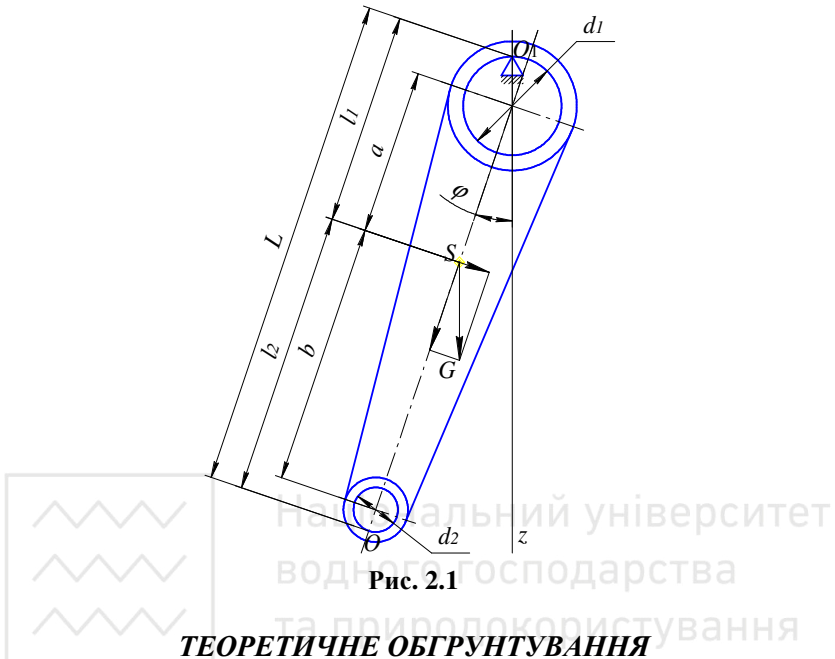


Рис. 2.1

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, м/с²; I_z – динамічний момент інерції ланки відносно осі підвісу, кгм²; l_1 – відстань між віссю підвісу та паралельній її 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

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

де k – частота коливань, с⁻¹



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

Відомо, що період коливань

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

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, с;

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

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

З виразів (2.7) і (2.8) знайдемо

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

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

№ дослідів	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

Мета роботи: Експериментально-розрахунковим шляхом визначити крок p ; модуль m ; діаметри кіл: вершин d_a , початкового d_0 , ділильного d_w , основного d_g , западин d_f ; висоти головки h_a і ножки 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

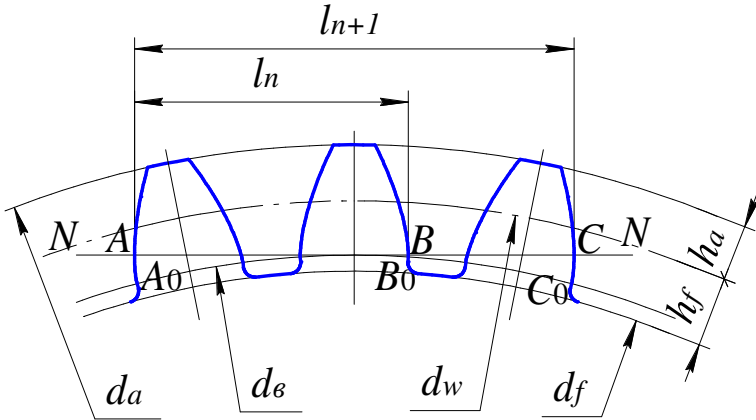


Рис. 3.1

Коловий модуль можна визначити також за формулою:

$$m_t = \frac{d_a}{z+2}, \quad (3.4)$$

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 зубів 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

$$p_n = \pi m_n, d_w = m_n z, d_g = d_w \cos \alpha_w, d_a = d_w + 2m_n, d_f = d_w - 2,5m_n,$$

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

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

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.4.1* (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. Мащення 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.

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 віддушина. Для транспортування або підйому редуктора на кришці 5 виконані «вуха» 8. При складанні редуктора положення кришки 5 відносно корпусу 2 фіксується двома штифтами 25. Кришка 5 кріпиться до корпусу 2 за допомогою гвинтів 3 та 4.

Для захисту від попадання пилу 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.

Двоступінчастий редуктор з циліндричними косозубими колесам

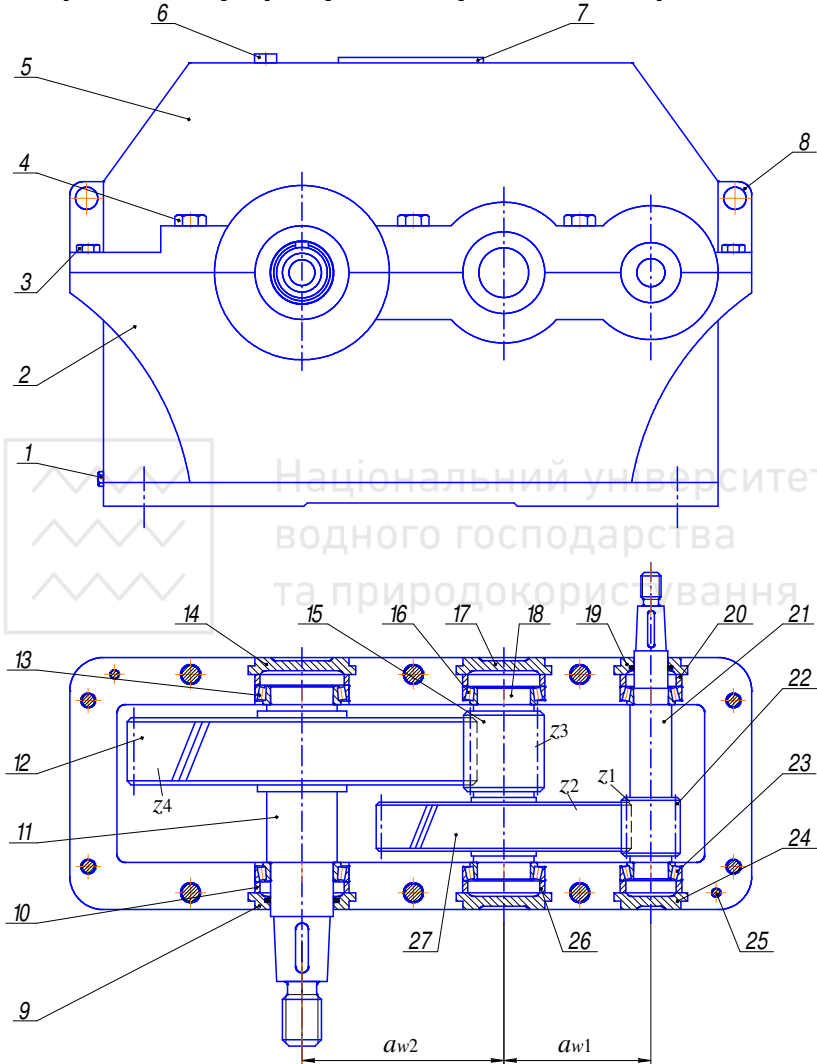


Рис. 4.1

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Відгвинчують болти 3 та 4 і знімають кришку 5 редуктора.
2. Знайомляться з конструкцією редуктора. *Примітка.* Редуктор

можє відрізнитися своєю конструкцією від описаного. Тому потрібно визначитися з цими відмінностями.

Пляма контакту зубів

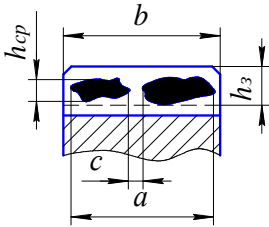


Рис. 4.2

3. Підраховують числа зубців коліс, вимірюють міжосьові відстані, кути нахилу зубців і їх значення заносять до *табл. 4.3*.

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. Визначають відносні розміри сумарної контактної плями (див. *рис.4.2*) у відсотках: на довжині зуба – відношення $\frac{a-c}{b} \cdot 100\%$; на

висоті зуба – відношення $\frac{h_{cp}}{h_3} \cdot 100\%$, де a – відстань між крайніми точками слідів контакту, мм; c – відстань розривів слідів контакту, мм; b – повна довжина зуба, мм; h_{cp} – середня висота плями контакту, мм; h_3 – робоча висота зуба, мм.

Норми контакту зубців в передачі згідно *ГОСТ 1643-81* наведені в *табл. 4.1*.

Таблиця 4.1

Норми контакту зубів у передачі

Найменування		Степінь точності		
		7-ма	8-ма	9-та
Сумарна пляма контакту, %	По довжині, не менше	60	40	25
	По висоті, не менше	45	30	20

7. Заміряють величину бокового зазору $j_{n\min}$. Для цього між зубами закладають свинцеву пластинку, товщина якої дещо більша передбаченого бокового зазору. Повертаючи колеса, прокатують пластинку між зубами. Товщина деформованих ділянок свинцевої пластинки відповідає величині бокового зазору. Товщину пластинки вимірюють мікрометром.



Таблиця 4.2

Норми бокового зазору

Найменування	Позначення, розмірність	Міжосьова відстань, мм				
		до 80	81...125	126...180	181...250	251...315
Гарантований зазор	$j_{n\min}$, мкм	120	140	160	185	210

8. Закінчують складати редуктор і за допомогою індикатора контролюють осьові люфти кінців валів 11 і 21.

9. Перевіряють плавність і легкість обертання складених передач, обертанням вала 21. Передача повинна обертатися плавно, без поштовхів.

10. Всі дані вимірів і розрахунків заносять в табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Результати вимірів і розрахунків

Найменування	Позначення	Перша ступінь	Друга ступінь
Міжосьова відстань, мм	a_w		
Число зубців шестерні	$z_{ш}$		
Число зубців колеса	z_k		
Кут нахилу зубів	β		
Модуль зачеплення, мм	m_n		
Передаточне число	u_i		
Загальне передаточне число редуктора	$u_{заг}$		
Відносні розміри сумарної плями контакту у %			
по довжині _____			
по висоті _____			
що відповідає _____ ступені точності			
Величина бокового зазору _____ мкм		Розміщення та розміри плями контактів зубів	
Осьові люфти: вала 11 _____ мм			
вала 21 _____ мм			



ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5

ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТІВ ТЕРТЯ ПРИ ЗАГВИНЧЕНІ ГАЙКИ

Мета роботи: 1. Вивчити розрахунковий та експериментальний методи визначення моментів тертя в різьбі та на торці гайки при затягуванні болтового з'єднання.

2. Встановити залежності цих моментів від осьового навантаження болтів.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

В сучасному машинобудуванні широке застосування одержали напружені болтові з'єднання, в яких здійснюється значне попереднє загвинчування гайки. Необхідна сила загвинчування гайки досягається прикладеним до неї моментом M_{zp} . Цей момент рівний

$$M_{zp} = M_p + M_{on}, \quad (5.1)$$

де M_p – момент тертя в різьбі, Hmm ; M_{on} – момент тертя в опорній поверхні гайки, Hmm .

Моменти M_p і M_{on} можна визначити за формулами:

$$M_p = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \varphi'); \quad (5.2)$$

$$M_{on} = \frac{1}{3} F_a f \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}, \quad (5.3)$$

де F_a – осьова сила затягування гайки, H ; d_2 – середній діаметр різьби болта, mm ; D і d_0 – діаметри опорної поверхні гайки, відповідно зовнішній і внутрішній, mm ; β – кут підйому гвинтової лінії; φ' – приведений кут тертя між витками різьби болта і гайки; f – коефіцієнт тертя між опорною поверхнею гайки і з'єднувальною деталлю.

Параметри різьби і гайки показані на *рис. 5.1*.

Значення кутів β і φ' можна визначити

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{P_t}{\pi d_2}; \quad \varphi' = \operatorname{arctg} f_1', \quad (5.4)$$

де p_t – крок різби, мм; f_1' – приведений коефіцієнт тертя в різбовій парі, рівний

$$f_1' = \frac{f_1}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (5.5)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя в різбовій парі - болт-гайка; α – кут профілю різби: для метричної - $\alpha = 60^\circ$; для дюймової - $\alpha = 55^\circ$.

Параметри різби і гайки

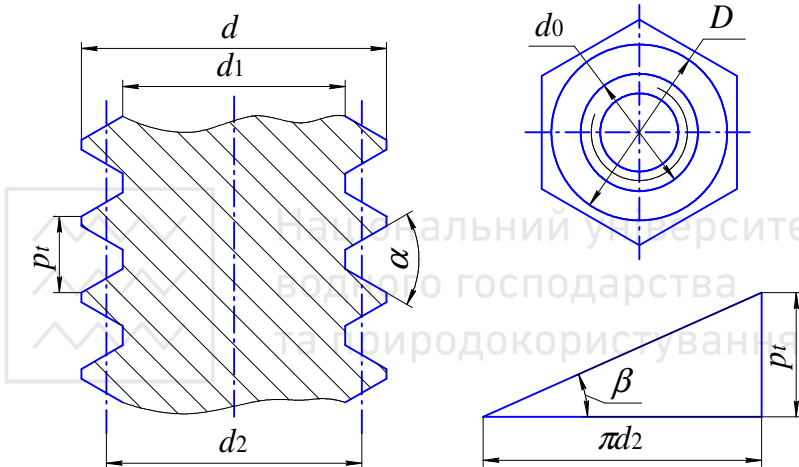


Рис. 5.1

З достатньою точністю момент загвинчування гайки визначається експериментально за допомогою динамометричного ключа

$$M_{ze} = M_{pe} + M_{one} = F_t l, \quad (5.6)$$

де F_t – сила, прикладена до рукоятки динамометричного ключа, Н; l – плече прикладення сили, мм.

Сили F_a і F_t визначаються експериментально (рис. 5.2).

Опис установки. Для визначення експериментальним шляхом моментів загвинчування гайки і його складових використовують установку ДМ 27 (рис. 5.2). Ця установка складається з динамометричного ключа (рис. 5.2, а) і пристрою, який моделює процес затягування болтового з'єднання.

Динамометричний ключ (рис. 5.2, а) складається з ключової головки 1, важеля 2 та індикатора 3 і служить для закручування гайки

з коловою силою F_t , величина якої визначається в залежності від деформації важеля 2 ключа δ_k із графіка $F_t = f(\delta_k)$ (рис. 5.3).

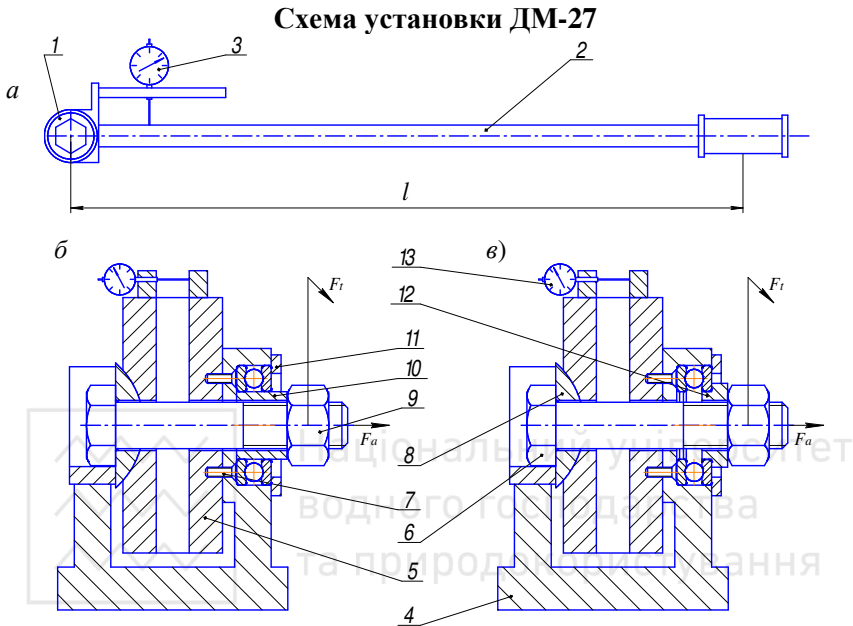


Рис. 5.2

Пристрій, який моделює процес затягування болтового з'єднання (рис. 5.2, б і в) складається з корпусу 4, пружини 5 і досліджуваного болта 6. Пружина 5 кріпиться до корпусу 4 за допомогою гвинтів 7. Болт 6 встановлений в центральний отвір пружини 5 і опирається головкою на сферичну шайбу 8. На різьбову частину болта 6 нагвинчена гайка 9, яка торцем може опиратися на втулку 10 (рис. 5.2, б), або упорний підшипник 11 через шайбу 12 (рис. 5.2, в). Для вимірювання деформації пружини 5 служить індикатор 13.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Заміряють розміри гайки 9 і різьби болта 6 за допомогою штангенциркуля і різьбоміра, співставляють їх з даними ГОСТ 3724-81.
2. Визначають максимальну осьову силу затягування болта з умови міцності його на розтяг



$$F_{a\max} = \frac{\pi d_1^2}{4K_3} [\sigma_p], \quad (5.7)$$

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. З графіка залежності $F_a = f(\delta_n)$ (рис. 5.3) для $F_{a\max}$ знаходять $\delta_{n\max}$ – значення максимальної деформації пружини 5.

4. За допомогою динамометричного ключа загвинчують гайку 9 (положення установки (рис. 5.2, б), при цьому одночасно фіксують деформації пружини δ_n і важеля ключа δ_κ в межах $\delta_n < \delta_{n\max}$. Досліди проводять не менше, як для трьох значень F_a .

5. За допомогою графіків $F_t = f(\delta_\kappa)$ і $F_a = f(\delta_n)$ визначають сили F_a і F_t .

6. Додатково приймають $f = 0,08 \dots 0,15$, визначають M_{zp} і M_{ze} за формулами (5.1) і (5.6) відповідно (розрахунковим і експериментальним методами).

7. За допомогою динамометричного ключа загвинчують гайку 9 (положення установки (рис. 5.2, в), а далі дослід проводять, як вказано в п.4.

8. Виконують дії, які вказані в п.5 для положення установки (рис. 5.2, б).

9. Для цього ж положення установки виконують розрахунки, які вказані в п.6 з деякими особливостями: момент тертя в різьбі розрахунковий M_{pp} визначають за формулою (5.2), а експериментальний M_{pe} (5.6), у зв'язку з тим, що $M_{one} = 0$.

10. Результати дослідів та розрахунків заносять до табл. 5.1.

11. Будують графіки залежностей:

$$M_{ze} = f(F_a), \quad M_{zp} = f(F_a), \quad M_{pe} = f(F_a) \quad \text{і} \quad M_{pp} = f(F_a).$$

12. Роблять висновки.



ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6

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 коллоїдної сили (корисного навантаження паса), яка визначається з виразу

$$F_t = F_1 - F_2, \quad (6.1)$$

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. 6.1, б*).

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

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (6.2)$$

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

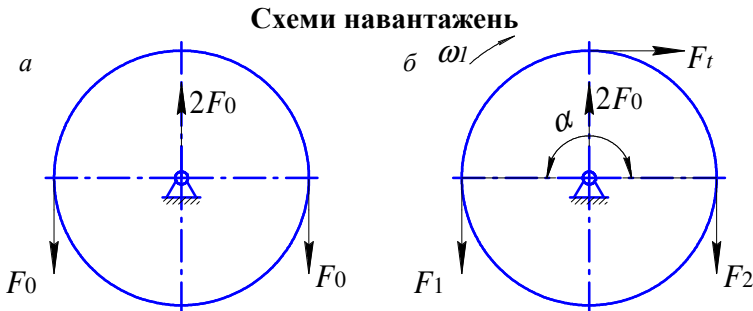


Рис. 6.1

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

З формули (6.2) 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. 6.1, а). Із рівності сил у вітках паса нерухомої і рухомої передачі отримаємо вираз

$$2F_0 = F_1 + F_2. \quad (6.3)$$

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

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (6.4)$$

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. 6.2) 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.

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

$$\sigma_0 = \frac{F_{0\max}}{b\delta}, \quad (6.5)$$

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 $F_{0\max} = 346,5 \text{ Н}$.

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 .

Схема установки

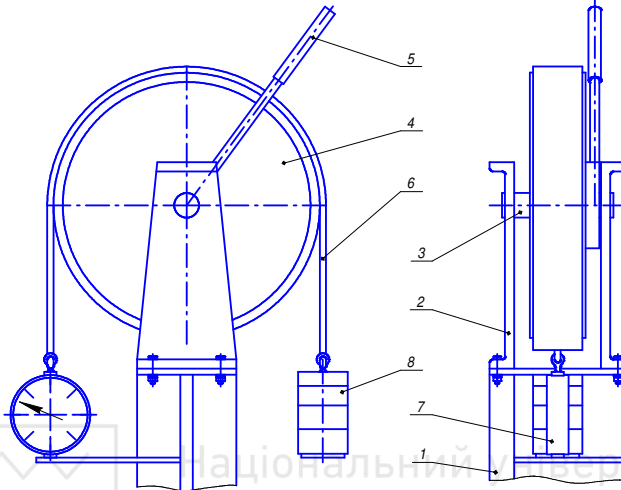


Рис. 6.2

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 $F_{0\max}$. Дані F_1 і F_2 заносять в *табл. 6.1*.

6. Користуючись формулами (6.1) та (6.3) знаходять значення, відповідно, колової сили F_t та сили попереднього натягу F_0 .

7. За формулами (6.2) та (6.4) визначають значення коефіцієнтів – відповідно: тертя f та тяги φ .

8. Отримані значення величин F_t , F_0 , f та φ заносять в *табл. 6.1*.

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

10. Роблять висновки.



Результати вимірювань та обчислень

Матеріал	№ виміру	F_1, H	F_2, H	F_t, H	F_0, H	f	φ
бавовняний	1						
	2						
	3						
	4						
прогумований	1						
	2						
	3						
	4						

Література

1. Малащенко В. О. Деталі машин. Курсове проектування Навч. посібник /В. О. Малащенко, В. В. Янків. – Львів : Новий світ – 2000, 2014. – 232 с.
2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунки деталей машин /В. Т. Павлице. – К. : Вищ. шк., 2003. – 560 с.
3. Стрілець В. М. Деталі машин Навч. посібник /В. М. Стрілець. – Рівне : НУВГП, 2008. – 264 с.
4. Стрілець В. М. Практикум з курсу «Деталі машин» Навч. посібник /В. М. Стрілець, І. Т. Шинкаренко, І. О. Похильчук. – Рівне : НУВГП, 2007. – 192 с.
5. Кіндрацький Б. І. Теорія механізмів і машин: лабораторний практикум/ Б. І. Кіндрацький – Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 2008. – 136 с.
6. Стрілець В. М. Практикум з курсу «Теорія механізмів і машин» /В. М. Стрілець, Б. І. Червоний, І. Т. Шинкаренко, І. О. Похильчук – Рівне : НУВГП, 2006. – 107 с.