

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЧЕРНІГІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ДЕТАЛІ МАШИН

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Деталі машин»
для студентів напряму підготовки 131– Прикладна механіка

Обговорено і рекомендовано
на засіданні кафедри
зварювального виробництва
та автоматизованого проектування
будівельних конструкцій
Протокол №8
від 25 січня 2019р.

Деталі машин. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Деталі машин» для студентів напряму підготовки 131– Прикладна механіка /Укл.: Барбаш М.І. – Чернігів, ЧНТУ, 2019. – 85с.

Укладач: **БАРБАШ МАРИНА ІГОРІВНА**, старший викладач кафедри зварювального виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій

Відповідальний за випуск: **ПРИБИТЬКО ІРИНА ОЛЕКСАНДРІВНА**, завідувач кафедри зварювального виробництва, та автоматизованого проектування будівельних конструкцій, кандидат технічних наук, доцент

Рецензент: **ПИЛИПЕНКО ОЛЕГ ІВАНОВИЧ**, доктор технічних наук, професор кафедри зварювального виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій Чернігівського національного технологічного університету

Зміст

Лабораторна робота №1 ДОСЛІДЖЕННЯ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ, НАВАНТАЖЕНОГО ЗСУВАЮЧИМИ СИЛАМИ	4
Лабораторна робота №2 ДОСЛІДЖЕННЯ КЛЕМОВОГО З'ЄДНАННЯ	10
Лабораторна робота №3 ВИВЧЕННЯ ПЕРЕДАЧ ГВИНТ-ГАЙКА. ДОМКРАТИ.....	16
Лабораторна робота №4 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДВОСТУПІНЧАСТОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА ТИПУ Ц2У-100-20-21 УЗ.....	26
Лабораторна робота №5 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	32
Лабораторна робота №6 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ.....	38
Лабораторна робота №7 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ. РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ.....	44
Лабораторна робота №8 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ КОВЗАННЯ	51
Лабораторна робота №9 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДНИХ МУФТ	59
Лабораторна робота №10 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І РОЗРОБКА ТЕХНІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЯГОВОЇ ЕЛЕКТРОЛЕБІДКИ.....	66
Лабораторна робота №11 ДОСЛІДЖЕННЯ ЧЕР'ВЯЧНОГО РЕДУКТОРА ..	71
ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	85

Лабораторна робота №1
**ДОСЛІДЖЕННЯ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ,
 НАВАНТАЖЕНОГО ЗСУВАЮЧИМИ СИЛАМИ**

1.1 Мета роботи

Вивчити за реальними зразками конструкції різьбових з'єднань і їх деталей. Дослідити залежність граничних зусиль зсуву болтового з'єднання від моменту загвинчування гайки та шорсткості площин стику.

1.2 Необхідні теоретичні відомості

Болтові з'єднання належать до різьбових з'єднань, які досить поширені у машинобудуванні. Їх класифікують за конструкцією кріпильних деталей, типом різьби та іншими ознаками.

На рисунку 1.1 зображене болтове з'єднання деталей: двох пластин 1 і повзуна 2, навантаженого зсуваючою силою F . Болт 3 встановлений в отвір деталей із зазором.

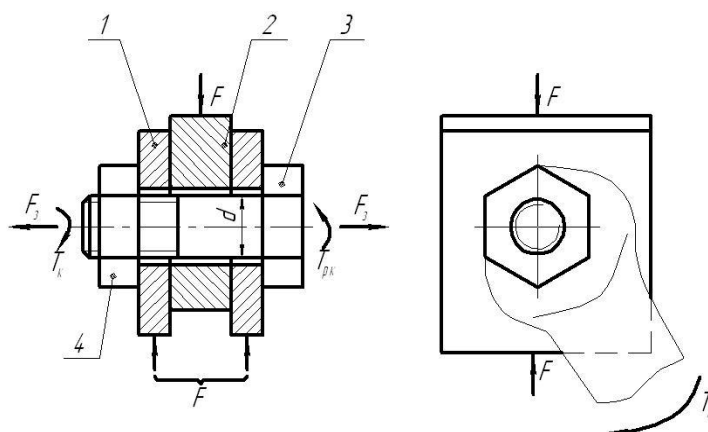


Рисунок 1.1 – Схема болтового з'єднання

При загвинчуванні гайки 4 ключем опір затяжці з'єднання чинять сили тертя на опорній поверхні гайки і сили тертя в різьбі. Ця система сил описується рівнянням моментів:

$$T_K = T_0 + T_P, \tag{1.1}$$

де T_K – крутний момент на ключі;

T_0 – момент сил тертя на опорній поверхні гайки;

T_P – момент сил тертя в різьбі.

Рівняння (1.1) згідно з теорією гвинтової пари в розгорнутій формі запису має вигляд:

$$T_K = F_3 \cdot 0,5 \left[\rho_{CP} \cdot f_0 + d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho) \right], \tag{1.2}$$

де F_3 – зусилля затяжки;

D_{CP} – середній діаметр опорної поверхні гайки;

f_0 – коефіцієнт тертя ковзання на опорній поверхні гайки;

d_2 – середній діаметр різьби болта;

β – кут підйому гвинтової лінії різьби;

ρ – зведений кут тертя в різьбі.

Залежність (1.2) встановлює зв'язок між крутним моментом ключа T_K і осьовою силою затяжки болтового з'єднання F_3 . Користуючись нею, можна розрахувати для заданої величини осьової сили F_3 необхідний для її досягнення крутний момент на ключі T_K , що часто застосовують на практиці.

При навантаженні з'єднання зовнішньою зсуваючою силою F нерухомість його деталей забезпечується силами тертя F_T , які перешкоджають зсуву повзуна відносно пластин.

Умова рівноваги з'єднання:

$$F < F_T.$$

Сила тертя на опорних поверхнях повзуна і пластин:

$$F_T = F_3 \cdot f \cdot i, \quad (1.3)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання на поверхнях контакту;

i – число пар площин стику.

Рівновага порушиться за умови, коли зсуваюча сила F досягне граничного значення і стане більшою сил тертя:

$$F = F_{\text{lim}} > F_T,$$

або з врахуванням (1.2)

$$F_{\text{lim}} = \frac{T_K \cdot f \cdot i}{0.5 \cdot D_{CP} \cdot f_0 + d_2 \cdot \text{tg}(\beta + \rho)}. \quad (1.4)$$

Згідно з рисунком 1.1, для болта лабораторної установки з різьбою М20 (крок $p=2,5$ мм) при $d=20$ мм; $f_0=0,15$; $D_{cp}=1,4d$; $d_2=0,9d$; $\beta=2^\circ 30'$; $\rho=8^\circ 35'$; $i=2$ маємо:

$$F_{\text{lim}} = 0.5 \cdot f \cdot T_K, \quad (1.5)$$

де T_K – в кН·мм, а F_{lim} – в кН.

Коефіцієнт тертя ковзання f на площинах стику деталей з'єднання залежить від шорсткості контактуючих поверхонь, наявності на них оксидної плівки, слідів мастила і знаходиться в межах $f = 0,1 \dots 0,3$.

1.3 Опис лабораторної установки

1.3.1 Опис установки ДМ30М

Установка ДМ30М являє собою універсальний гвинтовий прес (рисунок 1.2), на стіл якого можуть установлюватися різні пристрої для випробувань з'єднань на розтяг-стиск. Він складається із станини 1 з двома колонами на верхніх кінцях яких закріплена траверса 2 з штурвалом 3 установочного переміщення упора 4 з динамометричним кільцем 5. Всередині динамометричного кільця закріплений індикатор годинникового типу. Робоче навантаження створюється за допомогою механізму 6, який складається із зубчастої, черв'ячної та гвинтової передач. Пристрій для випробувань установлюється на круглий стіл 7 у Т-подібні пази. При навантаженні кільце 5 деформується, а величина цієї деформації фіксується індикатором годинникового типу.

Навантажувальний пристрій являє собою черв'ячний редуктор, що забезпечує навантажувальному гвинту осьове переміщення в двох напрямляючих опорах ковзання. Передача обертання черв'ячній парі здійснюється маховичком від руки через проміжну пару зубчастих коліс (передаточне число 4).

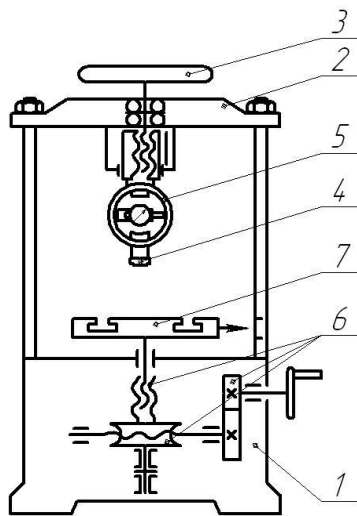


Рисунок 1.2 – Схема установки ДМ30М

Основні технічні характеристики

1. Граничне розтягуючи або стискаюче навантаження	20 кН.
2. Максимальна висота досліджуваного з'єднання	300мм.
3. Розмір стола	∅230мм.
4. Максимальний хід гайки установочного гвинта	100мм.
5. Хід навантажувального гвинта	50мм.

Зусилля, яке розвиває прес, знаходять через тарувальну характеристи-

ку динамометричного кільця. Тарувальна характеристика індикатора динамометричного кільця, згідно з технічним паспортом установки, дорівнює 0,3 кН на одну поділку ($C_2=0,3$ кН/под).

1.3.2 Опис пристрою з болтовим з'єднанням

На столі 7 преса встановлене болтове з'єднання деталей, показане на рисунку 1.1. Робоче переміщення стола преса по вертикалі здійснюється маховиком 7.

Затяжка гайки болтового з'єднання здійснюється за допомогою динамометричного ключа, крутний момент якого контролюється індикатором годинникового типу.

Тарувальна характеристика індикатора динамометричного ключа, визначена експериментально шляхом підвішування каліброваних вантажів на плечі $l_k=50$ см, дорівнює 5 кН·мм на одну поділку ($C_1 = 5$ кН·мм/под).

Установка має змінні набори пластин і повзунів, які відрізняються параметрами шорсткості площин стику. Вона має також комплект болтів з різьбами М20, М18 і М16 для з'єднання повзуна з пластинами.

1.4 Методика виконання роботи

Перед початком роботи необхідно визначити і занести в таблицю параметри різьби гвинта і шорсткості контактуючих поверхонь пластин, які вибрані для досліджень. Шорсткість за параметром Ra нанесена на торцях пластин.

Вибраний набір з'єднаних деталей встановлюється на столі преса таким чином, щоб між болтом і верхньою точкою отвору повзуна був зазор. Це досягається шляхом суміщення риски на повзуні з верхньою рисою на лівій пластині. Таке взаємне положення повзуна і пластин фіксується легким (від руки) загвинчуванням гайки болта. Потім треба обертанням штурвала 3 плавно підвести упор динамометричного кільця до контакту його з повзуном з'єднання. Після встановлення стрілок індикаторів динамометричного ключа і кільця на нуль необхідно затягнути гайку моментом на ключі T_{KI} , який дорівнює $0,25 T_{Kmax}$. Для болта М20×120.36, виготовленого із сталі $St 3$, гранично допустимий момент, зумовлений його міцністю, буде $T_{Kmax}=100$ кН·мм. Такому моменту, згідно з тарувальною характеристикою, відповідає 20 поділок на індикаторі динамометричного ключа, тобто $\Delta_{Imax}=20$. Отже, для першого ступеня навантаження: момент на ключі $T_{KI}=0,25 \cdot T_{Kmax}=0,25 \cdot 100=25$

кН·мм, або це буде $\Delta_1 = 0,25 \cdot \Delta_{1\max} = 0,25 \cdot 20 = 5$ поділок індикатора.

У разі застосування болта з іншою різьбою треба попередньо розрахувати для нього величину моменту $T_{K\max}$ за залежністю (1.2) і визначити відповідне йому значення $\Delta_{1\max}$.

Після затяжки болта повзун навантажують зсуваючою силою F обертанням маховика 7 підйому стола. При досягненні зсуваючою силою граничного значення $F=F_{lim}$, при якому починається рух (зсув) повзуна з'єднання, зупиняється стрілка індикатора динамометричного кільця преса. Показ індикатора Δ_2 , який відповідає значенню $F=F_{lim}$, заносять в таблицю. Далі виконують аналогічні дослідження з наступним значенням моменту затяжки: $T_{K2}=0,5 \cdot T_{K\max}$; $T_{K3}=0,75 \cdot T_{K\max}$ і $T_{K4}=T_{K\max}$; цим значенням крутного моменту на ключі відповідають показники індикатора Δ_1 : 10, 15 і 20 поділок. Отримані таким чином дані теж заносяться в таблицю.

При виконанні дослідження треба постійно слідкувати, щоб між болтом і верхньою частиною отвору повзуна був зазор. Про відсутність зазора свідчить збіг риски на повзуні з нижньою рисою на лівій пластині. У разі зникнення зазору необхідно розслабити болтове з'єднання, підняти повзун відносно пластин і продовжити дослідження.

Після завершення дослідів необхідно розвантажити прес і ослабити болтове з'єднання.

1.5 Експериментальні дані

Таблиця 1.1 – Результати досліджень болтового з'єднання

Експериментальні дані					$F_{lim\ теор}$, кН
Параметри різьби болта	Шорсткість поверхонь стику R_a , мкм	Показники індикаторів		T_K , кН·мм	
		Δ_1	Δ_2		
Метрична М20				25	
				50	
				75	
				100	

1.6 Обробка і аналіз отриманих результатів

За результатами досліджень необхідно визначити експериментальне значення зсуваючої сили за формулою $F_{lim}=\Delta_2 \cdot C_2$, де C_2 – ціна поділки інди-

катора динамометричного кільця преса. Теоретичне значення зсуваючої сили $F_{lim\ теор}$ потрібно розрахувати за формулою (1.5), прийнявши коефіцієнт тертя $f=0,15$. Отримані дані слід представити графічно у вигляді залежностей $F_{lim}=\varphi(T_K)$ і $F_{lim\ теор}=\psi(T_K)$.

1.7 Висновки

Провести аналіз отриманих графіків, порівняти експериментальні дані з теоретичними і на основі аналізу зробити висновки.

1.8 Контрольні запитання

1. За якими ознаками класифікуються різьбові з'єднання? Які переваги і недоліки вони мають?
2. Як позначають стандартні метричні різьби?
3. Міцністю якої деталі обмежується величина граничного навантаження болтового з'єднання лабораторної установки?
4. Як можна на практиці контролювати осьову силу затяжки болта F_3 ?
5. Як зміниться робота болта в з'єднанні, якщо болт поставити в отвір повзуна і пластин щільно, без зазору?
6. Чому зсуваюча сила F_{lim} не може бути більшою від осьової сили затяжки болта F_3 ?
7. Які напруження виникають у стержні болта при затяжці гайки?
8. Які фактори впливають на величину зсуваючої сили F_{lim} ?
9. Як можна визначити ціну поділки індикаторів динамометричного кільця преса і динамометричного ключа?
10. Який взаємозв'язок існує між крутним моментом на ключі і осьовою силою затяжки гвинта?
11. Класифікація деталей різьбових з'єднань (болтів, гвинтів, шпильок, гайок, шайб).
12. Способи стопоріння різьбових з'єднань.

Лабораторна робота №2
ДОСЛІДЖЕННЯ КЛЕМОВОГО З'ЄДНАННЯ

2.1 Мета роботи

Ознайомитися з конструкцією клемових з'єднань. Дослідити залежність граничних осьових зусиль зсуву клемового з'єднання від сили затяжки болта на установці ДМ30М.

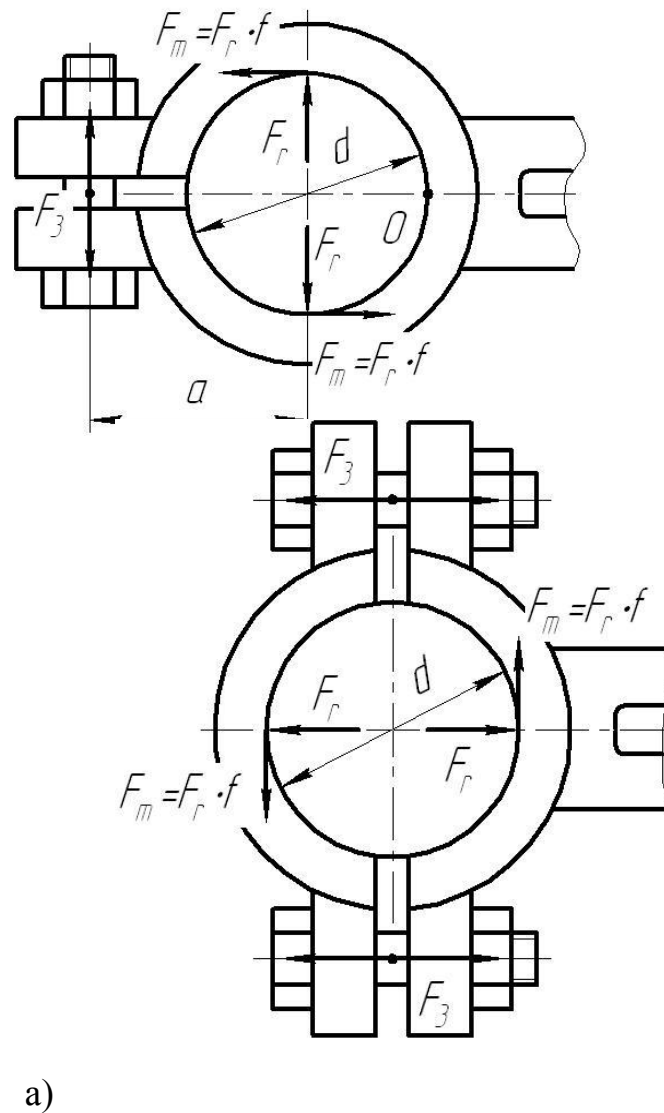
2.2 Необхідні теоретичні відомості

Клемові з'єднання належать до з'єднань типу вал-маточина, які працюють з використанням сил тертя. На відміну від аналогічних з'єднань, що працюють по принципу зачеплення: шпонкових, шліцьових та ін., клемові з'єднання не ослабляють вал пазами і не зменшують його площу поперечного перерізу. Деталь, що закріплюється клемою, може бути установлена в будь-якому місці вздовж осі гладкого вала чи штока при довільній її орієнтації у коловому напрямку. Клемові з'єднання можуть передавати крутний момент і осьову силу. Їх застосовують для закріплення на валах і круглих стержнях важелів, шківів, муфт, зубчастих коліс та інших деталей при необхідності їх частого розбирання і перестановки.

За конструкцією клемові з'єднання бувають двох типів: з роз'ємною маточиною і з маточиною, що має розріз (рисунок 2.1). Клема з роз'ємною маточиною є більш універсальною, але вона має складнішу конструкцію у порівнянні з клемою, що має розріз.

Передача крутного моменту T або осьової сили F_a здійснюється у з'єднанні за допомогою сил тертя на циліндричній поверхні між клемою і валом, які виникають при затяжці гвинта (або гвинтів) клеми. Внаслідок застосування сил тертя клемові з'єднання самозахищені від руйнування при випадкових перевантаженнях, але через недостатню надійність їх небажано використовувати для передач великих потужностей.

При затяжці гвинта зусиллям F_z в з'єднанні виникають радіальні сили F_r , а сили тертя $F_T = F_r f$ на циліндричній поверхні контакту забезпечують передачу зовнішнього навантаження від клеми до вала. Рівняння рівноваги системи сил, що діють при затяжці гвинта на верхню частину клеми відносно



а) – клема з матчиною, що має розріз; б) – клема з роз'ємною матчиною

Рисунок 2.1 – Схеми клемових з'єднань важеля з валом

точки О, яку умовно можна вважати центром шарнірного з'єднання верхньої і нижньої її частин згідно з рисунком 2.1, буде

$$F_3 \left(a + \frac{d}{2} \right) - F_r \cdot \frac{d}{2} = 0, \quad (2.1)$$

звідки

$$F_r = F_3 \left(\frac{2a}{d} + 1 \right).$$

Враховуючи дійсні розміри клемового з'єднання лабораторної установки: $a=45$ мм, $d=50$ мм (див. рисунок 2.1), маємо

$$F_r = 2,8F_3. \quad (2.2)$$

При дії на вал з'єднання осьової сили F_a вона врівноважується силами

тертя, що виникають на усій поверхні контакту

$$F_T = 2F_r \cdot f = 5,6F_3 \cdot f \quad (2.3)$$

де f – коефіцієнт тертя між клемою і валом.

Умова рівноваги з'єднання

$$F_a < F_T.$$

Виходячи із необхідного значення сили F_a , можна розрахувати потрібне для його досягнення значення сили затяжки гвинта F_3 і визначити необхідні розміри (діаметр різьби) гвинтового з'єднання.

Враховуючи роботу гвинта на згин з крученням, умова його міцності має вигляд:

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot F_3}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}}, \quad (2.4)$$

де d_1 – внутрішній діаметр різьби.

Для гвинта лабораторної установки з різьбою М16 ($d_1=13,4$ мм), виготовленого зі сталі 20 ($[\sigma]=120$ МПа), максимальне зусилля затяжки, зумовлене його міцністю, буде

$$F_3 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4 \cdot 1,3} \cdot \sigma = \frac{3,14 \cdot 13,4^2}{4 \cdot 1,3} \cdot 120 = 13011,19 \text{ Н} \approx 13 \text{ кН}$$

2.3 Опис лабораторної установки

Установка складається з універсального преса ДМ30М (див. рисунок 1.2), на робочому столі якого встановлене клекове з'єднання з вертикально розміщеним валом 1 діаметром $d=50$ мм (рисунок 2.2).

Клема 2 з розрізаною маточиною закріплюється на валу гвинтом 3, який має метричну різьбу М16. Сила затяжки гвинта клеми контролюється за допомогою динамометричної рамки 4, яка при загвинчуванні деформується, а величина деформації Δ_1 визначається індикатором годинникового типу 5. Тарувальна характеристика динамометричної рамки $C_1=0,4$ кН/под.

Клекове з'єднання навантажується за допомогою преса ДМ30М осьовою силою F_a , величина якої контролюється індикатором годинникового типу динамометричного кільця 6. Тарувальна характеристика динамометричного кільця $C_2 = 0,3$ кН/под. Навантаження здійснюється обертанням маховика

преса. При цьому установка дозволяє по показу Δ_2 індикатора динамометричного кільця преса послідовно визначити максимальне осьове зусилля $F_{a\text{сн}}$, яке відповідає граничній пружній деформації деталей клемового з'єднання – в стані спокою, і зусилля $F_{a\text{р}}$, яке діє під час зсуву вала відносно клеми, – в стані руху. Початок руху вала при навантаженні силою F_a фіксується під час стрибка стрілки індикатора динамометричного кільця 6 преса.

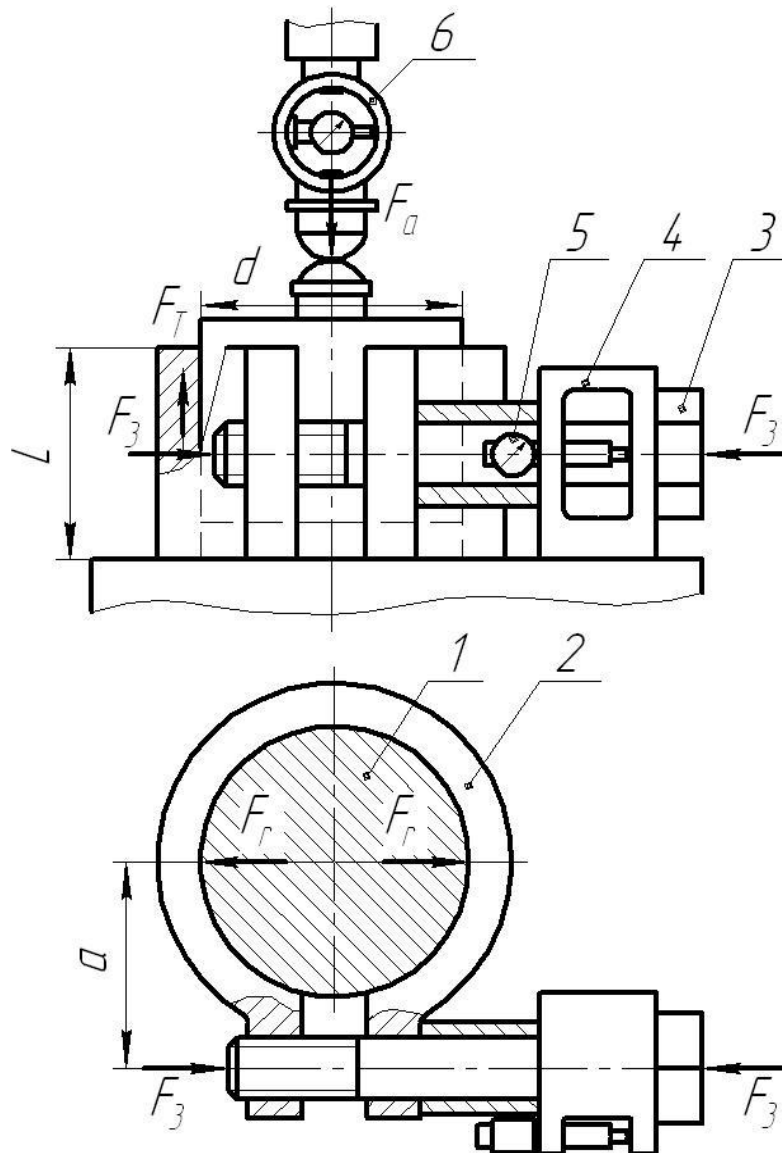


Рисунок 2.2 – Схема клемового з'єднання лабораторної установки, розміщеного на робочому столі преса ДМ30М

2.4 Методика виконання роботи

Перед початком досліджень необхідно підняти вал відносно клеми до суміщення кільцевої риски на валу з верхнім торцем клеми. У такому положенні слід здійснити затяжку гвинта першим ступенем навантаження

$F_{31} = 0,3 \cdot F_{3_{\max}} = 0,3 \cdot 13 = 3,9 \approx 4$ кН. Таке навантаження відповідає деформації динамометричної рамки $\Delta_1 = \frac{F_{31}}{C_1} = \frac{4}{0,4} = 10$ поділок індикатора. Після за-

тяжки гвинта клемове з'єднання навантажується осьовою зсуваючою силою F_a обертанням маховика преса. При цьому визначаються два покази індикатора динамометричного кільця преса: в спокої $\Delta_{2\text{ сп}}$ і в русі $\Delta_{2\text{ р}}$. Одержані таким чином дані заносять в таблицю. Аналогічно проводяться наступні дослідження при послідовному збільшенні навантаження. У кожному з них зусилля за-тяжки гвинта клеми збільшується на 2 кН у порівнянні з його попереднім значенням, тобто

$$F_{32} = F_{31} + 2 = 4 + 2 = 6 \text{ кН і т.д.}$$

При проведенні випробувань необхідно постійно слідкувати, щоб між валом і робочою поверхнею стола преса був зазор. У разі відсутності зазору треба ослабити гвинт, підняти вал відносно клеми і продовжити дослідження.

Після виконання усіх дослідів необхідно ослабити гвинт клеми і розвантажити прес.

2.5 Експериментальні дані

Таблиця 2.1 – Результати досліджень клемового з'єднання

Експериментальні дані								$F_{a \text{ теор}},$ кН
$F_3,$ кН	Показання індикаторів			$F_{a \text{ сн}},$ кН	$f_{\text{сн}}$	$F_{a \text{ р}},$ кН	$f_{\text{р}}$	
	Δ_1	$\Delta_{2 \text{ сп}}$	$\Delta_{2 \text{ р}}$					
4								
6								
8								
10								
12								

2.6 Обробка і аналіз отриманих результатів

За даними експериментів необхідно розрахувати значення осьової сили в стані спокою: $F_{a \text{ сн}} = \Delta_{2 \text{ сн}} \cdot C_2$ і в русі: $F_{a \text{ р}} = \Delta_{2 \text{ р}} \cdot C_2$. Теоретичне значення осьової сили визначається за формулою (2.3) при середній величині коефіцієнта

тертя $f=0,15$. Отримані таким чином дані слід представити графічно у вигляді $F_a = \varphi(F_3)$ для експериментально отриманих ($F_{a\text{сп}}$, $F_{a\text{р}}$) та розрахованих ($F_{a\text{теор}}$) даних.

2.7 Висновки по роботі

Необхідно порівняти між собою побудовані графіки і на основі такого аналізу зробити висновки.

2.8 Контрольні запитання

1. Які з'єднання вал-маточина застосовуються в техніці і як вони поділяються за принципом роботи?
2. На якому принципі основана робота клемових з'єднань?
3. Які існують конструкції клемових з'єднань?
4. Які переваги і недоліки мають клемові з'єднання?
5. Чому клемове з'єднання з роз'ємною маточиною є більш універсальним у порівнянні зі з'єднанням з маточиною, що має розріз?
6. Які силові фактори можуть передавати клемові з'єднання?
7. Яка деталь обмежує несучу здатність клемового з'єднання?
8. Чому діюча на вал клемового з'єднання гранична осьова сила F_a у стані спокою більша осьової сили у стані руху?
9. Для закріплення яких деталей використовують клемові з'єднання?
10. Чому клемові з'єднання не бажано використовувати для передачі великих потужностей?

Лабораторна робота №3
ВИВЧЕННЯ ПЕРЕДАЧ ГВИНТ-ГАЙКА. ДОМКРАТИ

3.1 Мета роботи

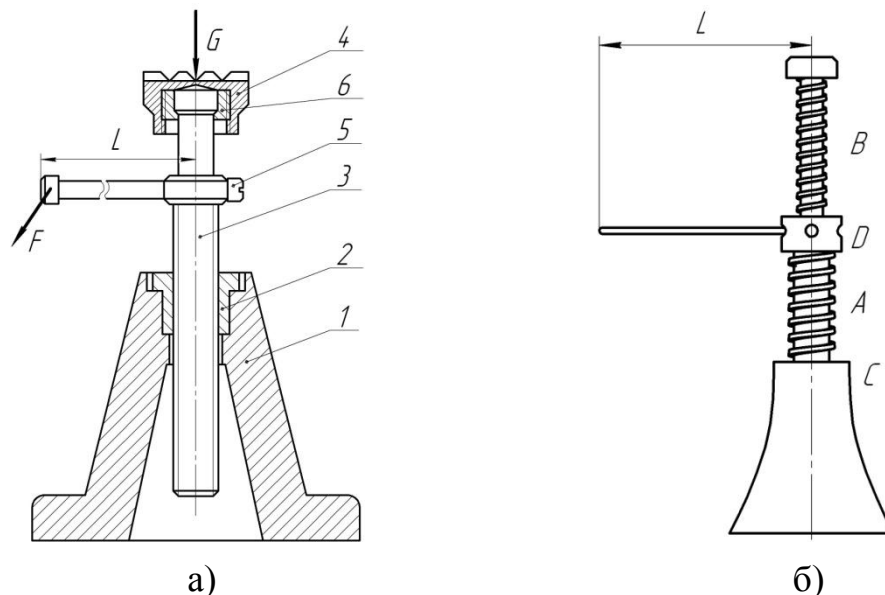
Вивчення принципу роботи і ознайомлення з конструкціями домкратів, визначення їх основних характеристик.

3.2 Необхідні теоретичні відомості

В передачах гвинт-гайка застосовуються ходові гвинти для перетворення обертового руху в поступальний (наприклад, в металорізальних верстатах), вантажні гвинти (в домкратах). Для з'єднання деталей машин застосовують кріпильні гвинти. Теорія є загальною для всіх трьох вказаних типів гвинтів.

Домкрати застосовують для підймання вантажів на невелику висоту (до 1 м) вагою 0,5...20 т або для переміщення їх під час монтажних і ремонтних робіт. Найбільш широке застосування знайшли гвинтові та гідравлічні домкрати.

Гвинтовий домкрат працює на принципі похилої площини. Він складається з корпусу 1 (рисунок 3.1, а), вантажної гайки 2, гвинта 3, опорної голівки 4 з гайкою 6, рукоятки 5 для обертання гвинта.



а – простий; б – диференціальний

Рисунок 3.1 – Гвинтові домкрати

Якщо зусилля F прикладене до кінця рукоятки, то це еквівалентно зусиллю F_1 на гвинті (рисунок 3.2), тобто:

$$F \times L = F_1 \times \frac{d_{cp}}{2} \quad (3.1)$$

де L – довжина рукоятки;
 d_{cp} – середній діаметр гвинта.

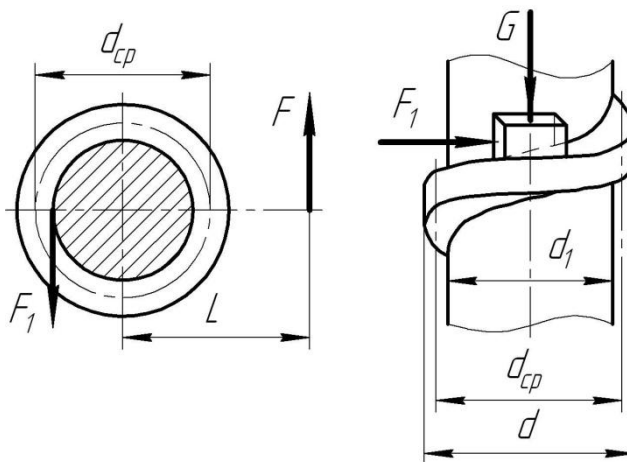


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема

Тоді зусилля на гвинті:

$$F_1 = \frac{2FL}{d_{cp}} \quad (3.2)$$

Розглянемо один повний оберт рукоятки, при якому вантаж G підіймається на відстань p , яка дорівнює кроку нарізки гвинта. Це можна інтерпретувати похилою площиною (рисунок 3.3), що має нахил:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{\pi d_{cp}} \quad (3.3)$$

де α – кут підйому гвинтової лінії.

Прикладання зусилля F до кінця рукоятки рівнозначно прикладанню зусилля F_1 (до гвинта) на похилій площині. На рисунку 3.3 показані: G – вага вантажу; N – нормальна реакція опори; F_{TP} – сила тертя в різьбі; R – рівнодіюча сили нормальної реакції опори N та сили тертя F_{TP} .

При цьому:

$$\frac{F_{TP}}{N} = \frac{Nf}{N} = \operatorname{tg} \rho = f \quad (3.4)$$

де f – коефіцієнт тертя,

ρ – кут тертя.

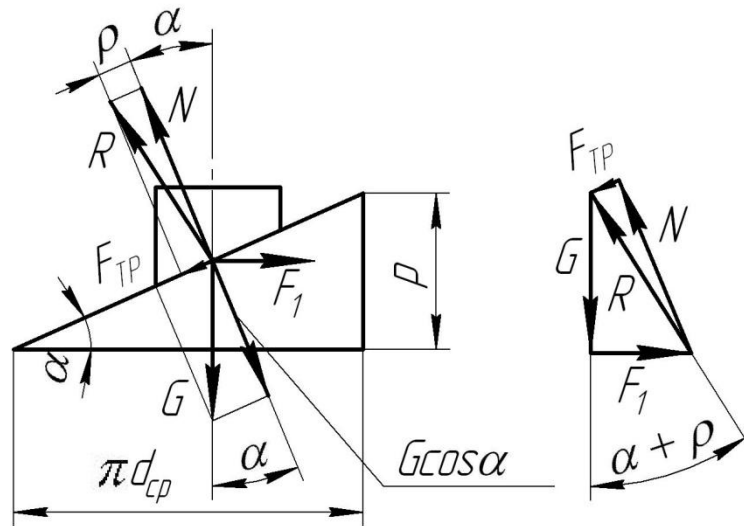


Рисунок 3.3 – Сили під час підймання вантажу

З векторного багатокутника:

$$F_1 = G \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \quad (3.5)$$

Прирівнюючи (3.2) і (3.5), отримаємо:

$$\frac{2FL}{d_{CP}} = G \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (3.6)$$

звідки:

$$F = \frac{d_{CP}}{2L} G \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \quad (3.7)$$

Коефіцієнт корисної дії (ККД) під час підймання вантажу:

$$\eta = \frac{A_{KO}}{A_{PC}} = \frac{\text{робота сили корисного опору}}{\text{робота рушійної сили}} = \frac{G \cdot p}{F_1 \pi d_{CP}} = \frac{MB}{\text{ШС}} = \frac{G \pi d_{CP} \operatorname{tg} \alpha}{G \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \pi d_{CP}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}, \quad (3.8)$$

У формулі (3.8) $MB = \frac{G}{F}$ механічна вигода (виграш у силі), тобто відношення величини вантажу, що його треба підняти, до прикладеного для цього зусилля; $\text{ШС} = \frac{2\pi L}{p}$ – швидкісне співвідношення (програш у швидкості), тобто відношення відстані, яку проходить прикладене до рукоятки зусилля, до відстані, на яку підіймається при цьому вантаж, за один і той же проміжок часу.

Якщо вантаж опускається, сила тертя F_{TR} змінить свій напрямок на протилежний так, що результуюча R переміститься, як показано на рисунку 4. При цьому ККД з врахуванням того, що рушійною силою тепер є вантаж

G , а гальмівна сила F_1 грає роль корисного опору:

$$\eta_o = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (3.8a)$$

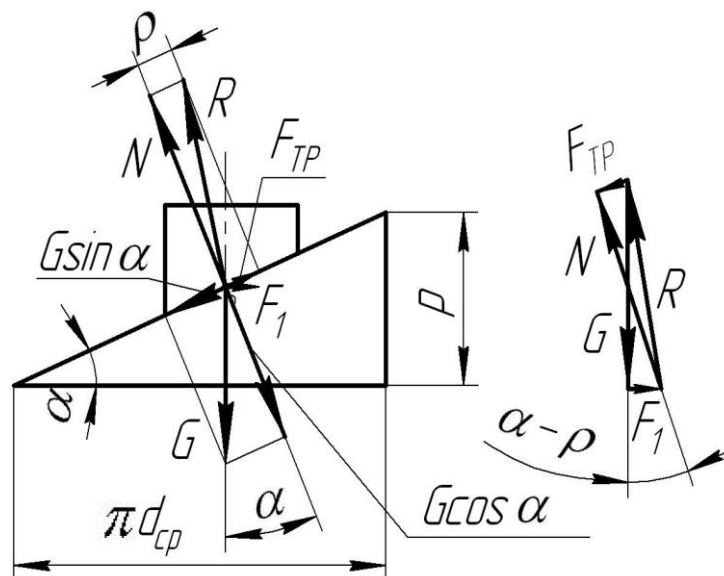


Рисунок 3.4 – Сили під час опускання вантажу

Оскільки напрямок сили F_1 не змінюється, а напрямок руху міняється, то сила F_1 є вже не рушійною, а утримуючою вантаж G силою.

Дуже вигідним є забезпечення умови самогальмування передачі гвинт-гайка в тому відношенні, що це дозволяє не застосовувати яких-небудь спеціальних стопорних пристроїв для утримання вантажу в піднятому стані. Самогальмівні властивості передача гвинт-гайка буде мати тоді, коли опускання вантажу з рівномірною швидкістю буде здійснюватись при відсутності утримуючої сили F_1 , або коли для опускання буде потрібна сила протилежного напрямку, яка повинна бути вже не утримуючою, а рушійною силою. Математично це виражається умовою: $F_1 \leq 0$, яка виконується, коли $\alpha < \rho$, тобто коли кут підйому гвинтової лінії менше кута тертя або йому дорівнює. Різниця між α і ρ повинна бути не менше 1° .

ККД самогальмівних гвинтів $\eta < 0,5$, тобто не перевищує 50%. Для даного випадку величину кута тертя можна приймати в межах $\rho = 5^\circ \dots 7^\circ$. В розрахунках беруть звичайно середні значення цих величин, де $f = \operatorname{tg} \rho = 0,15$; що відповідає $\rho = \operatorname{arctg} 0,15 = 5^\circ 42'$. Тоді, за умови $\alpha < \rho$, кут підйому гвинтової лінії приймають в межах $\alpha \approx 4^\circ$.

У гвинтових пресах, де самогальмування не має значення, кут підйому гвинтової лінії беруть в межах $\alpha = 18^\circ \dots 25^\circ$. Великий кут тертя α зустрічається-

ся в гвинтових передачах тракторів, автомобілів, тепловозів, танків.

Залежності, що отримані для прямокутної різьби, можна застосовувати і для трикутної, якщо замість коефіцієнта тертя f підставити приведений коефіцієнт тертя трикутної різьби f' . Для метричної різьби, де профільний кут складає $2\beta=60^\circ$, приведений коефіцієнт тертя:

$$f' = \frac{f}{\cos\beta} = \frac{f}{\cos 30^\circ} = 1,155f_1,$$

який і слід вводити в розрахунки для з'єднань з метричною різьбою, використовуючи формули (3.6 – 3.12). У гвинтах з метричною різьбою тертя на 15,5% більше, ніж у гвинтах з прямокутною різьбою, тобто при трикутній різьбі зусилля для загвинчування гайки (при рівних зусиллі G та куті α) треба більше, а ККД буде меншим, ніж для прямокутної різьби. Ця обставина і зумовлює області застосування різьб: трикутна різьба – для кріпильних, а всі інші – для вантажних, черв'ячних та інших гвинтів.

У випадках опускання вантажу зміниться відповідно і рівняння (3.7):

$$F = \frac{d_{CP}}{2L} G \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \quad (3.9)$$

Момент закручування під час підймання вантажу

$$T_{II} = F \cdot L = G \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \frac{d_{CP}}{2}, \quad (3.10)$$

а під час його опускання

$$T_O = G \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \frac{d_{CP}}{2}. \quad (3.11)$$

Підставивши у (7)

$$d_{CP} = \frac{P}{\pi \operatorname{tg}\alpha}$$

і врахувавши (8), остаточно отримаємо зусилля, яке треба прикласти до рукоятки для підймання вантажу

$$F = \frac{G \cdot p}{2\pi L \eta}, \quad (3.12)$$

Диференціальний домкрат є вдосконаленням простого. Типовий диференціальний домкрат (рисунок 3.1, б) складається з двох гвинтів A і B , нарізаних в однаковому або в різних напрямках (з правою або лівою різьбою). Гвинт A є порожнистим циліндром, на зовнішній і внутрішній поверхні якого нарізані різьби. Різьба на зовнішній поверхні гвинта A входить в корпус C ,

який є також основою всього механізму. Різьба меншого кроку гвинта B входить в різьбу, нарізану на внутрішній поверхні гвинта A . Отже, елемент A діє як гвинт для корпусу C і в той же час як корпус для гвинта B . За допомогою рукоятки, вставленої в отвір блока D , який прикріплений до елемента A , блок D може обертатись. Під час обертання блоку D разом з ним обертається гвинт A . Обертання гвинта B попереджається відповідним пристроєм. Під час одного повного оберту рукоятки довжиною L висота підйому гвинта A буде дорівнювати його кроку p_A . В той же час гвинт B буде рухатись вгору по відношенню до корпусу C на відстань кроку гвинта B p_B

Для зручності роботи домкрати оснащують тріщітками.

Висота підйому вантажу складе $h = p_A + p_B$. Отже, у випадку диференціального домкрату з різним напрямком нарізки різьб швидкісне співвідношення визначається відношенням

$$\text{ШС} = \frac{2\pi L}{p_A + p_B},$$

тобто зменшується в порівнянні з простим домкратом.

Гідравлічні домкрати вигідно відрізняються від гвинтових більшою вантажопідйомністю (досягає 500 т), відносно високим коефіцієнтом корисної дії та плавністю підймання вантажу.

Гідравлічні домкрати мають високий ККД, плавність підймання вантажу і можливість регулювання швидкості його опускання. Випускають вантажопідйомністю до 3000 кН.

Насос (рисунок 5), який складається з циліндра 3, плунжера 2, важеля 1 і коромисла 8, подає рідину (мастило) через напірний клапан 4 в робочий циліндр 10, створюючи тиск рідини на поршень 7 і передаючи силу підйому штоку 9. В шток робочого поршня закручено гвинт 13, на якому закріплена опорна голівка. При зворотному ході плунжера насоса рідина з резервуару 6 поступає через всмоктувальний клапан 5 в циліндр 3. Опускання піднятого вантажу проводиться випуском рідини з робочого циліндра 10 в резервуар 6 шляхом відкриття перепускного крана 12. Робоча рідина заливається в резервуар до рівня пробки 11. Рівняння рівноваги сил, прикладених до рукоятки:

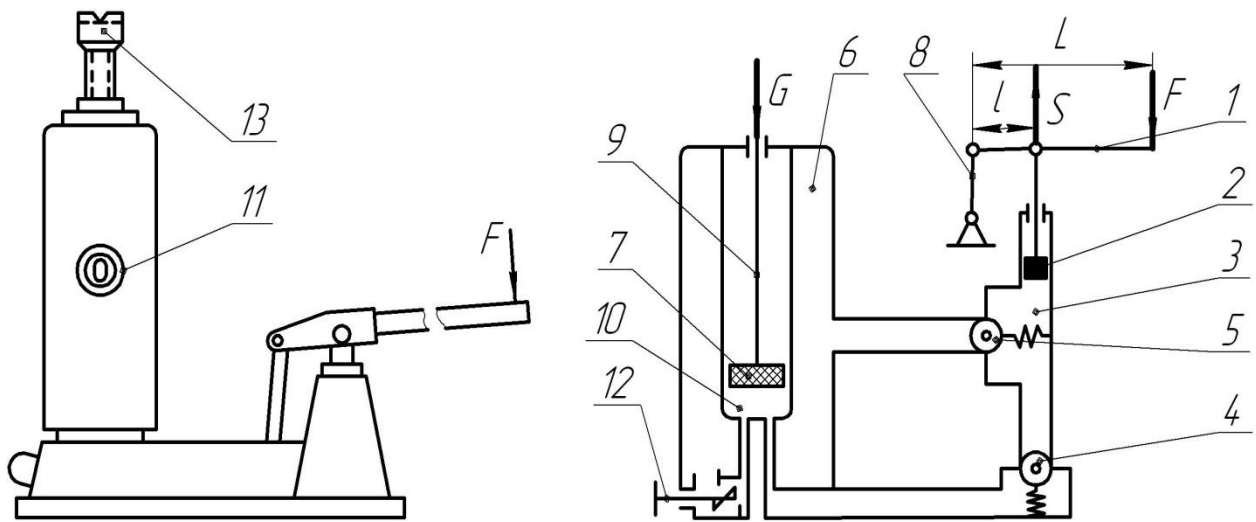


Рисунок 3.5 – Гідравлічний домкрат

$$\sum M_o = F \cdot L - S \cdot l = 0, \quad (3.13)$$

де F – сила, прикладена до рукоятки;

S – сила опору руху плунжера 2.

$$S = p \frac{\pi d^2}{4\eta}, \quad (3.14)$$

d – діаметр циліндра насоса;

η – ККД домкрата, $\eta = 0,75 \div 0,80$;

p – тиск мастила в циліндрах домкрата;

$$p = k \frac{4G}{\pi d^2}, \quad (3.15)$$

G – вага вантажу, який піднімаємо;

D – діаметр робочого циліндра;

k – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя ущільнених манжет поршня по стінках циліндра; $k=1,2$

Підставивши (3.14) і (3.15) в (3.13), одержимо:

$$F = k \cdot Q \cdot \frac{l}{L} \cdot \frac{d^2}{D^2} \cdot \frac{1}{\eta}, \quad (3.16)$$

В більшості випадків приймають $\frac{l}{L} = 0,05 \div 0,1$. Об'єм рідини, яку подає насос в робочий циліндр домкрата за одиницю часу,

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \beta \cdot n \cdot t, \quad (3.17)$$

де n – число подвійних ходів плунжера за одиницю часу;

t – хід плунжера;

β – коефіцієнт, який враховує втрати мастила через ущільнення.

Швидкість підймання вантажу:

$$v = \frac{4V}{\pi d^2}, \quad (3.18)$$

В літній період гідравлічні домкрати можуть добре працювати на воді, взимку – на рідкому мастилі або на суміші спирту з гліцерином і водою. Гідравлічний домкрат, на відміну від інших видів, дозволяє вести постійний контроль за підйнятною силою, оскільки до кожного такого домкрату можна під'єднати манометр.

3.3 Опис лабораторної установки

Обладнання даної роботи включає в себе навчальний зразок диференціального домкрата та гідравлічний домкрат вантажопідйомністю 5 тонн.

3.4 Методика виконання роботи

На натуральних зразках домкратів і їх моделях ознайомитися з конструкціями та принципом роботи гвинтового та гідравлічного домкратів. Скласти схеми домкратів та визначити їх основні характеристики.

3.5 Експериментальні дані

Виміряти діаметри різьби гвинта, довжину рукоятки, крок нарізки та довжину гвинта та занести до таблиці 3.1.

3.6 Обробка і аналіз одержаних результатів

Визначити зусилля, яке необхідно прикласти до рукоятки домкрата, задавшись величиною вантажу, який необхідно підняти. Визначити кут підйому гвинтової лінії, кут тертя, задавшись коефіцієнтом тертя гвинтової нарізки, та момент, що треба прикласти для запобігання самоопускання вантажу у разі, якщо гвинт не є самогальмівним.

Визначити механічну вигоду (виграш у силі), швидкісне співвідношення (прогаш у швидкості) та коефіцієнт корисної дії для простого та диференціального гвинтових домкратів.

Отримані результати занести до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати вимірів та розрахунків

Тип домкрату	Простий (А)	Диференціальний	
		(А)	(В)
Довжина рукоятки L , мм			
Довжина гвинта l_A, l_B , мм			
Крок p_A, p_B , мм			
Діаметри гвинта, мм	d_A, d_B		
	d_{1A}, d_{1B}		
	d_{Acp}, d_{Bcp}		
Вага вантажу G , Н			
Кут підйому гвинтової лінії, α°	$\alpha = \arctg \frac{p}{\pi d_{cp}}$	$\alpha_A = \arctg \frac{p_A}{\pi d_{Acp}}$	$\alpha_B = \arctg \frac{p_B}{\pi d_{Bcp}}$
Кут тертя, ρ°	$\rho = \arctg f, f = 0,15$		
Зусилля на рукоятці домкрату F , Н	$F = \frac{d_{cp}}{2L} G \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$	$F_A = \frac{d_{Acp}}{2L} G \operatorname{tg}(\alpha_A + \rho_A)$ $F_B = \frac{d_{Bcp}}{2L} G \operatorname{tg}(\alpha_B + \rho_B)$ $F = F_A + F_B$	
Механічна вигода, MB	$MB = \frac{G}{F}$	$MB = \frac{G}{F}$	
Швидкісне співвідношення $ШС$	$ШС = \frac{2\pi L}{p}$	$ШС = \frac{2\pi L}{p_A + p_B}$	
Коефіцієнт корисної дії, η	$\eta = \frac{MB}{ШС} \cdot 100\%$	$\eta = \frac{MB}{ШС} \cdot 100\%$	

3.7 Висновки

Висновки по роботі повинні базуватись на аналізі отриманих в п. 3.1 результатів з точки зору порівняння їх для різних типів домкратів по вантажопідйомності, задавшись зусиллям на рукоятці.

3.8 Контрольні запитання.

1. Призначення домкратів, їх основні типи та характеристики.
2. Конструкція і принцип роботи гвинтового домкрата.

3. Особливості конструкції та роботи диференціального домкрата.

4. Яке співвідношення між зусиллям на гвинті та зусиллям, що прикладається до рукоятки?

5. Яке співвідношення між кутом підйому гвинтової лінії, кроком нарізки гвинта і його середнім діаметром?

6. Як можна визначити зусилля на рукоятці для підймання вантажу?

7. Як можна визначити коефіцієнт корисної дії гвинтових простого і диференціального домкратів під час підймання та опускання вантажу?

8. Що таке механічна вигода та швидкісне співвідношення?

9. Які умови самогальмування і для чого воно потрібне?

10. Конструкція і принцип роботи гідравлічного домкрата.

11. Що таке коефіцієнт тертя і приведений коефіцієнт тертя?

12. Чому в гвинтових домкратах не застосовуються метричні різьби?

Лабораторна робота №4
**ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДВОСТУПІНЧАСТОГО
ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА ТИПУ
Ц2У-100-20-21 УЗ**

4.1 Мета роботи

Вивчити конструкцію циліндричного зубчастого редуктора і визначити його основні кінематичні та силові параметри.

4.2 Необхідні теоретичні відомості

Редуктор – механізм, який складається з передач зачепленням, зібраних у закритому жорсткому корпусі, призначений для зменшення частоти обертання і збільшення крутного моменту.

Редуктори класифікуються за рядом ознак, головними з яких є:

- тип передач (зубчасті, черв'ячні і комбіновані);
- тип зубчастих передач (циліндричні, конічні і комбіновані);
- кількість ступенів (одно-, дво- і багатоступінчасті).

Кожна пара зубчастих коліс, що знаходяться в зачепленні, утворює ступінь редуктора. Комбіновані редуктори складаються з різних типів механічних передач. Наприклад, конічно-циліндричний редуктор має два ступені, перший з яких утворений конічною зубчастою передачею, а другий – циліндричною. Бувають також комбіновані черв'ячно-циліндричні редуктори.

За особливостями роботи редуктори поділяють на прості або рядові, в яких осі обертання зубчастих коліс не змінюють свого положення у просторі, і планетарні, в яких під час роботи осі обертання деяких зубчастих коліс переміщуються у просторі.

Агрегати, які конструктивно поєднують редуктор з електродвигуном, називають мотор-редукторами. Окрему групу складають хвильові редуктори, в яких застосована хвильова зубчаста передача. Механізм, обернений до редуктора, називається мультиплікатором.

Кінематична схема циліндричного двоступінчастого косозубого редуктора зображена на рисунку 4.1.

Основними технічними параметрами редуктора є загальне передаточне число u_p і крутний момент на вихідному (тихохідному) валу $T_{вих}$.

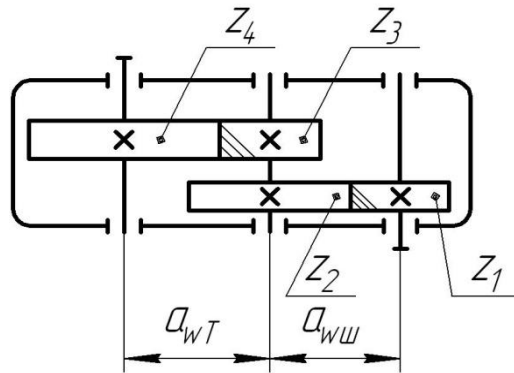


Рисунок 4.1 – Кінематична схема циліндричного двоступінчастого редуктора типу Ц2У-100-20-21 УЗ

Передаточне число двоступінчастого редуктора

$$u_p = u_{ш} \cdot u_T = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3}, \quad (4.1)$$

де $u_{ш}$, u_T – передаточні числа відповідно швидкохідного та тихохідного ступенів;

Z – число зубців зубчастих коліс.

У багатоступінчастих редукторах, при числі ступенів k , загальне передаточне число буде

$$u_p = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_k, \quad (4.2)$$

де u_1, u_2, \dots, u_k – передаточні числа кожного ступеня.

Крутний момент на вихідному валу редуктора

$$T_{вих} = 9550 \frac{P_{\epsilon}}{n_{\epsilon}}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.3)$$

де $P_{вих}$ – потужність на вихідному валу, кВт;

$n_{вих}$ – частота обертання вихідного вала, хв^{-1} .

Зв'язок між крутним моментом на вхідному і вихідному валах редуктора

$$T_{вих} = T_{вх} \cdot u_p \cdot \eta_p, \quad (4.4)$$

де η_p – коефіцієнт корисної дії редуктора.

4.3 Опис лабораторної установки

Редуктор Ц2У-100-20-21УЗ – циліндричний двоступінчастий, косозубий, горизонтальний. Його стандартне маркування розшифровується так:

Ц2У – тип редуктора, циліндричний двоступінчастий;*

100 – міжосьова відстань тихохідного ступеня;

20 – передаточне число;

21 – варіант складання, який визначає взаємну орієнтацію вхідного і вихідного приєднувальних кінців валів;

У3 – кліматичне виконання (помірний клімат) і категорія розміщення.

Маса редуктора 35 кг. Згідно з технічною характеристикою номінальний крутний момент на вихідному валу $T_g=250$ Н·м. При короткочасних перевантаженнях він може бути збільшений у 2,2 разу. Номінальне радіальне навантаження на кінці валів: на вхідному – $F_{rx}=250$ Н, на вихідному – $F_{rg}=4000$ Н.

При реверсивній роботі редуктора допустимий крутний момент повинен бути зменшений на 25%.

Редуктор складається з наступних головних складальних одиниць:

- корпуса з пробками для контролю рівня мастила і для його зливання;
- кришки з пробкою для заливання мастила;
- трьох валів (швидкохідного, проміжного і тихохідного) з насадженими на них деталями.

Кришка і корпус фіксуються від зсуву двома циліндричними штифтами і скріплюються гвинтами.

Вали спираються на радіально-упорні підшипники кочення з конічними роликками (сьомого типу). Підшипники з торців закріплені врізними кришками, дві з яких наскрізні, мають отвори для виходу приєднаних кінців валів. В цих кришках вмонтовані манжетні ущільнення, які перешкоджають потраплянню бруду в корпус редуктора і витіканню з нього мастила.

Для створення попереднього натягу і регулювання підшипників в їх кришках передбачені гвинтові механізми, конструкція яких зображена на рисунку 4.2.

При загвинчуванні гвинта 1 в кришку 2 він упирається в натискну шайбу 3, яка, в свою чергу, тисне на зовнішнє кільце підшипника 4, створюючи необхідний натяг. Після регулювання гвинт фіксується від самовідгвинчування спеціальною стопорною шайбою 5 з допоміжним гвинтом 6.

* Маркування інших типів редукторів див. [1] с. 524...533

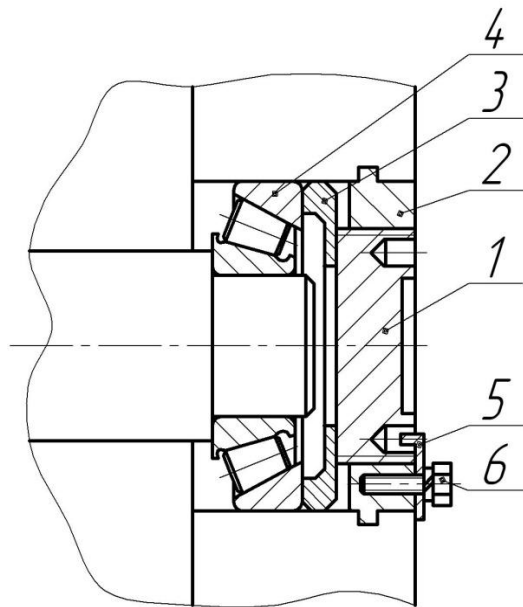


Рисунок 4.2. – Схема створення осьового натягу в радіально-упорних підшипниках редуктора

Шестерні Z_1 і Z_3 зубчастих передач редуктора, у зв'язку з малими їх діаметрами, виготовлені як єдине ціле з відповідними валами, а колеса Z_2 і Z_4 з'єднані з валами за допомогою призматичних шпонок. Зубчасті передачі змащуються шляхом занурення коліс у масляну ванну, а підшипники – шляхом розбризкування мастила під час роботи редуктора. Контроль рівня мастила здійснюється за допомогою спеціального отвору в корпусі редуктора, закритого різьбовою пробкою.

Для підйому і транспортування редуктора на його кришці передбачені спеціальні вушка. Замість вушок в редукторах застосовують також рим-болти.

4.4 Методика виконання роботи

Після ознайомлення із зовнішнім виглядом необхідно розгвинтити кріпильні гвинти і зняти кришку редуктора. Вивчити будову основних його складальних одиниць – валів з насадженими на них деталями. Виміряти міжосьові відстані α_w зубчастих передач, ширину зубчастих коліс b і підрахувати числа зубців Z . Визначити напрямок зубців на кожному зубчастому колесі і орієнтовно, по відбитку, виміряти кут нахилу зубців. Підрахувати модулі і передаточні числа зубчастих передач.

Допустимий крутний момент на вихідному валу слід визначити з умови міцності вала на кручення:

$$T = 0,2 d^3 \cdot [\tau], \quad (3.5)$$

де d – діаметр приєднувального кінця вала;

$[\tau]$ – допустимі напруження.

Одержані дані занести в таблицю.

4.5 Експериментальні дані

Таблиця 4.1 – Технічні параметри редуктора

№ п/п	Назва величини і її розмірність	Позначення	Спосіб визначення	Числові значення	
				Швидкохідний ступінь	Тихохідний ступінь
1	2	3	4	5	6
2	Вид зачеплення	–	оглянути		
3	Міжосьова відстань, мм	a_w	виміряти	$a_{wu} =$	$a_{wT} =$
4	Число зубців	Z	підрахувати	$Z_1 =$ $Z_2 =$	$Z_3 =$ $Z_4 =$
5	Передаточне число	u	розрахувати	$u_{uu} =$	$u_T =$
6	Ширина зубчастих коліс, мм	b	виміряти	$b_2 =$	$b_4 =$
7	Коефіцієнти ширини коліс	φ_a	розрахувати $\varphi_a = \frac{b}{a}$	$\varphi_{au} =$	$\varphi_{am} =$
8	Модуль зачеплення-коловий, мм	m_t	розрахувати $m_{tu} = 2 a_{w1} / (Z_1 + Z_2)$ $m_{tm} = 2 a_{w2} / (Z_3 + Z_4)$	$m_{uu} =$	$m_{tm} =$
9	Орієнтовне значення кута нахилу зубців	β	виміряти	$\beta_{uu} =$	$\beta_m =$
10	Напрямок зубців	–	оглянути	$Z_1 -$ $Z_2 -$	$Z_3 -$ $Z_4 -$
11	Допустимий крутний момент на вихідному валу, Н·м	T_e	розрахувати	–	$T_e =$

4.6 Обробка і аналіз отриманих результатів

Виконати всі розрахунки, необхідні для заповнення таблиці параметрів редуктора. Визначити допустимий крутний момент на вихідному валу редуктора за формулою (3.5), прийнявши допустимі напруження $[\tau] = 25 \dots 30$ МПа.

За результатами вимірювань побудувати ескіз вихідного валу.

4.7 Висновки

Отримані в результаті проведених досліджень параметри редуктора необхідно порівняти з його паспортними даними, наведеними у відповідних довідниках і зробити висновок.

4.8 Контрольні запитання.

1. Що таке редуктор? Які основні параметри редуктора є його технічною характеристикою?
2. За якими ознаками розрізняють редуктори?
3. Що означають терміни: редуктор циліндричний, горизонтальний, співвісний, комбінований, планетарний, хвильовий, мотор-редуктор?
4. Чим зумовлена конструкція підшипників валів редуктора і як створюється їх осьовий натяг?
5. Як здійснюється змащування зубчастих передач і підшипників редуктора і які існують способи контролю рівня мастила?
6. Чим відрізняється редуктор від мультиплікатора, від коробки передач, від варіатора?
7. Як розрізняються зубчасті передачі за формою та розміщенням зубців?
8. Які існують зубчасті передачі з паралельними осями валів, з осями валів, що перетинаються, і з мимобіжними у просторі осями валів?
9. Чим відрізняються вхідний і вихідний вали редуктора?
10. Як здійснюється маркіровка стандартних редукторів?

При захисті лабораторної роботи необхідно вміти розрізнити конструкції типових редукторів за зовнішнім виглядом і будувати їх кінематичні схеми.

Лабораторна робота №5
ДОСЛІДЖЕННЯ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

5.1 Мета роботи

Дослідити тягову здатність і коефіцієнт корисної дії плоскопасової передачі. Визначити оптимальний режим її експлуатації.

5.2 Необхідні теоретичні відомості

Пасові передачі належать до передач тертям з гнучким зв'язком. У найпростішому випадку передача складається з ведучого d_1 і веденого d_2 шківів, охоплених пасом у вигляді замкнутого контура (рисунок 5.1).

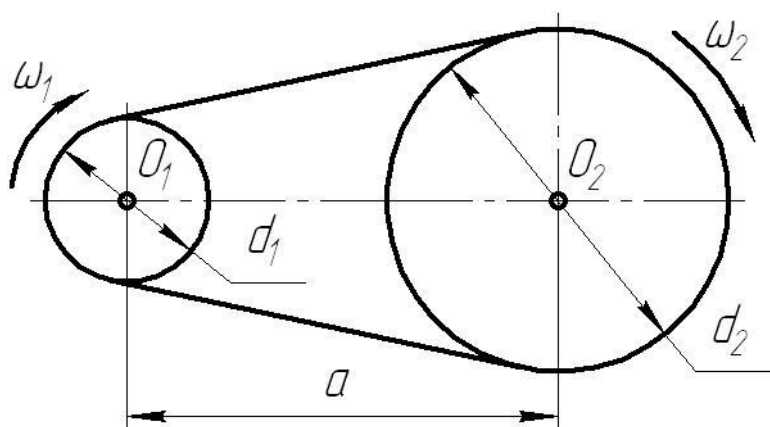


Рисунок 5.1 – Схема пасової передачі

Пасові передачі розрізняють за рядом ознак, головними з яких є форма перерізу паса, кількість ведених шківів, орієнтація паса у просторі і спосіб його натягування.

Одним з основних критеріїв роботоздатності пасових передач є тягова здатність. Вона визначається силою тертя між пасом та шківом і характеризується кривими ковзання, які показують залежність коефіцієнта ковзання ε від коефіцієнта тяги φ . Тягову здатність пасової передачі можна охарактеризувати величиною максимальної корисної колової сили F_t , при якій можлива передача руху від ведучого шківів до веденого без буксування паса. Коефіцієнт тяги визначає ступінь завантаженості передачі і показує, яку частину від сумарного зусилля попереднього натягу $2F_0$ віток паса становить корисне колове зусилля F_t .

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0}, \quad (5.1)$$

де $F_t = F_1 - F_2$;

F_1 – зусилля натягу ведучої вітки паса;

F_2 – зусилля натягу веденої вітки паса.

В процесі роботи передачі при огинанні шківів пасом змінюється зусилля натягу і поздовжня деформація паса, що призводить до пружного ковзання паса відносно шківів. При збільшенні навантаження на передачу може наступити момент, коли колове зусилля стане більшим, ніж сили тертя на поверхні взаємодії паса зі шківом. Передача руху у такому режимі стає неможливою. Це явище носить назву повного буксування, воно супроводжується інтенсивним зношуванням паса. Ковзання паса оцінюють коефіцієнтом ковзання:

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = \frac{n_1 - n_2}{n_1}, \quad (5.2)$$

де V_1 і V_2 – колові швидкості ведучого і веденого шківів;

n_1 і n_2 – кількості обертів ведучого і веденого шківів;

u – передаточне число передачі.

$$u = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1}, \quad (5.3)$$

де d_1 і d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів, для клинопасових передач – це діаметри розміщення нейтральної лінії паса на шківів.

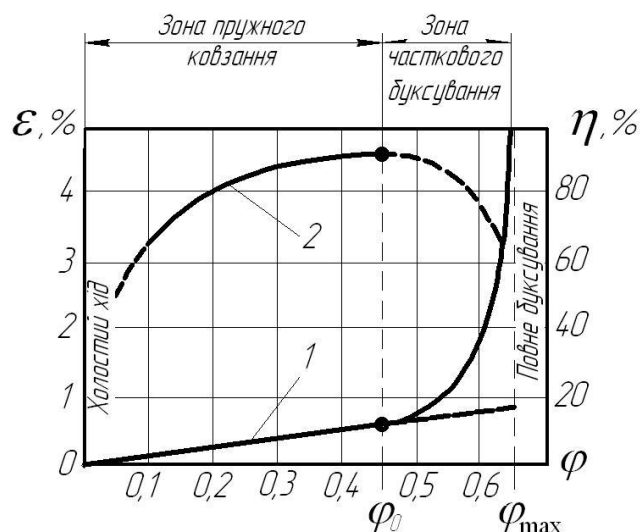


Рисунок 5.2 – Крива ковзання (1) і ККД (2) пасової передачі

На рисунку 5.2 показано типову криву ковзання $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$ пасових передач і графік зміни коефіцієнта корисної дії (ККД), визначені дослідним шляхом. При відсутності корисного навантаження $F_t=0$ коефіцієнт тяги дорівнює нулю і ковзання відсутнє. З появою корисного навантаження і подальшому його зростанні збільшується пружне ковзання в передачі. До деякого значен-

ня коефіцієнта тяги φ_0 , яке називається критичним, має місце пружне ковзання, а на відрізку від φ_0 до φ_{\max} спостерігається часткове буксування; при $\varphi_0 = \varphi_{\max}$ має місце повне буксування і передача руху стає неможливою. Величина критичного значення φ_0 становить для плоскопасових передач $\varphi_0 = 0,4 \dots 0,5$; для клинопасових – $\varphi_0 = 0,6 \dots 0,7$.

Величина зусилля попереднього натягу паса дорівнює:

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A,$$

де σ_0 – напруження в пасі від зусилля попереднього натягу;

A – площа поперечного перерізу паса.

На основі багаторічного досвіду експлуатації пасових передач рекомендується вибирати σ_0 у межах: для плоскопасових $\sigma_0 = 1,6 \dots 2,0$ МПа; для клинопасових $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,6$ МПа.

ККД передачі визначається залежністю:

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1}, \quad (5.5)$$

де T_1, T_2 – крутні моменти на ведучому і веденому шківках.

Рисунок 5.2 показує, що в області, де коефіцієнт тяги досягає свого критичного значення $\varphi = \varphi_0$, ККД передачі має найбільшу величину. Таким чином, для повного використання тягової здатності передачі при максимальному ККД і з метою зниження спрацювання паса робоче навантаження доцільно вибирати в зоні критичного значення φ_0 . Найбільше значення ККД для плоскопасових передач $\eta = 0,96 \dots 0,98$, для клинопасових $\eta = 0,95 \dots 0,97$. При $\varphi > \varphi_0$ робота передачі допускається тільки в короткочасному режимі, наприклад, в період пуску або при короткочасних перевантаженнях.

5.3 Опис лабораторної установки

Схема установки зображена на рисунку 5.3. Установка складається з плоскопасової передачі 1, ведучий шків d_1 якої насаджений на вал електродвигуна 2, потужністю $P_e = 1,1$ кВт і частотою обертання $n_e = 980$ хв⁻¹, а ведений шків d_2 знаходиться на спільному валу з гальмівним барабаном колодкового гальма 3, яке використовується для навантаження передачі. Ведучий і ведений шківки мають однаковий діаметр $d_1 = d_2 = 125$ мм. Номінальна міжосьова відстань пасової передачі $a \approx 500$ мм. Параметра паса за ГОСТ 23831–79: пас плоский прогумований довжиною $L = 1400$ мм, шириною $b = 30$ мм і площею поперечного перерізу $A = 105$ мм². Попередній сумарний натяг віток паса, ро-

зрахований за формулою (4.4), $2F_0 = 400$ Н. Регулювання величини гальмівного моменту $T_1 = T_T$ здійснюється за допомогою гвинта 4. Обертаючи гвинт, можна змінювати силу тиску колодок на гальмівний шків і цим самим змінювати величину гальмівного моменту T_T , який навантажує передачу. Для контролю крутних моментів T_1 і T_2 на ведучому і веденому валах установки використовуються індикатори годинникового типу 5 і 6. Індикатори своїми ніжками спираються на консолі балки і показують величину деформації – їх прогин під дією крутних моментів T_1 і T_2 . Лінійні покази індикаторів перетворюються в одиниці крутного моменту за допомогою тарувальних даних, які наведені в технічному паспорті установки і виражають ціну поділки кожного індикатора C_1 і C_2 в одиницях моменту. Число обертів n_1 і n_2 ведучого і веденого шківів пасової передачі контролюється за допомогою лічильників обертів 7 і 8. Попередній натяг паса здійснюється вантажем 9 через спеціальну важільну систему, під дією якої зміщується ведучий шків з електродвигуном. Для створення необхідного зусилля натягу вага вантажу G разом з підвісом, враховуючи співвідношення важелів системи, повинна бути 50 Н. Для зменшення коливань двигуна і колодкового гальма установка має два рідинні демпфери 10 і 11. На передній панелі установки розміщені вимикачі 12 і 13. Вимикач 12 служить для вмикання лічильників обертів, а вимикач 13 – для пуску і зупинки пасової передачі.

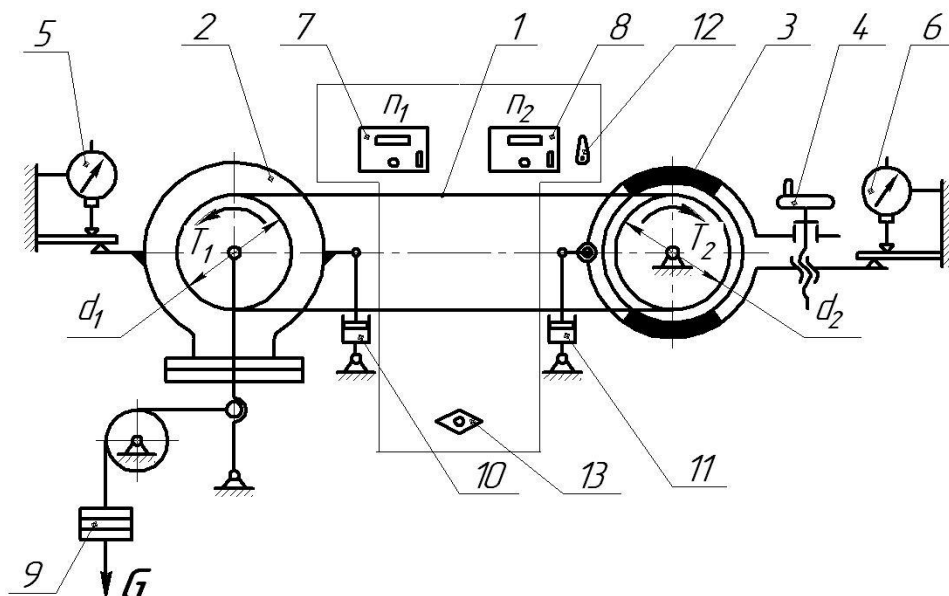


Рисунок 5.3 – Схема установки ДМ35У

5.4 Методика виконання роботи

Ознайомитись з конструкцією лабораторної установки. Перед її вми-

канням встановити на підвіс вантаж G необхідної ваги для забезпечення попереднього натягу паса. Після вмикання установки перевірити її роботоздатність без навантаження (холостий хід) і виставити стрілки індикаторів і лічильники обертів на нуль. Потім слід ступінчасто навантажувати передачу гальмівним моментом T_G за допомогою гвинта 4 (рисунок 5.3). Контроль величини гальмівного моменту, у відповідності до даних таблиці 5.1, здійснювати за допомогою індикатора годинникового типу Δ_2 . Решту даних n_1 , Δ_1 і n_2 знімати через однакові проміжки часу після вмикання лічильників обертів (через 1 хв.). Тобто, для одержання даних кожного рядка таблиці лічильники повинні бути увімкненими протягом однієї хвилини. У разі переходу передачі в режим повного буксування необхідно терміново розвантажити передачу і перевести її в нормальний режим роботи. Навантаження Δ_{2G} , при якому відбувся цей перехід, слід вважати граничним і перевищувати його забороняється: $\Delta_2 < \Delta_{2G}$. Після визначення усіх експериментальних даних таблиці необхідно розвантажити передачу ($T_G = 0$), вимкнути установку і зняти з підвісу вантаж G .

5.5 Експериментальні дані

Таблиця 5.1 – Результати дослідження пасової передачі

№	Δ_1	Δ_2	n_1	n_2	$T_1, \text{Н}$	$T_2, \text{Н}\cdot\text{м}$	$2F_0, \text{Н}$	φ	$\varepsilon_1, \%$	$\eta, \%$
0		0					—			
1		20								
2		40								
3		60								
4		70								
5		80								
6		90								

5.6 Обробка і аналіз отриманих результатів

За даними експериментів необхідно розрахувати крутні моменти на вхідному і вихідному валах пасової передачі

$$T_1 = \Delta_1 \cdot C_1 \text{ і } T_2 = \Delta_2 \cdot C_2,$$

де $C_1 = 0,15 \text{ Н}\cdot\text{м/под.}$, $C_2 = 12 \text{ Н}\cdot\text{м/под.}$

Коефіцієнт тяги слід визначати за формулою (5.1). Значення корисної колової сили F_t обчислити за формулою

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Розрахунок пружного ковзання ε і коефіцієнта корисної дії η необхідно виконати за формулами (5.2) і (5.5).

Після виконання усіх розрахунків і заповнення таблиці слід побудувати графіки $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$ і $\eta = \eta(\varphi)$.

5.7 Висновки

У висновках на основі побудованих графіків необхідно вказати оптимальний режим експлуатації передачі.

5.8 Контрольні запитання

1. Яке призначення механічних передач в машинах і як їх класифікують за принципом роботи?
2. За якими ознаками розрізняють пасові передачі?
3. Що таке коефіцієнт тяги? Яке його оптимальне значення для різних типів пасових передач?
4. Як здійснюється попередній натяг паса лабораторної установки і які існують способи натягу пасів?
5. Як визначити крутні моменти і частоти обертання ведучого і веденого валів лабораторної установки?
6. Які форми поперечного перерізу пасів застосовуються в техніці?
7. Як впливає на тягову здатність передачі величина кутів обхвату шківів пасом і від чого залежить їх величина?
8. Від яких факторів залежить довговічність пасової передачі і як вона змінюється зі зміною її міжосьової відстані?
9. Чому навантаження на вали і опори в пасових передачах значно перевищують корисну колову силу?
10. Що є причиною пружного ковзання паса і як за кривою ковзання паса можна визначити оптимальний режим експлуатації пасової передачі?

Лабораторна робота №6
**ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ПЛАНЕТАРНИХ
ПЕРЕДАЧ**

6.1 Мета роботи

Вивчити будову типових конструкцій планетарних передач і визначити їх технічні параметри.

6.2 Елементи теорії та розрахункові залежності

Планетарними називають передачі, що мають зубчасті колеса, осі обертання яких переміщуються у просторі. Такі колеса називають сателітами. Схема типової планетарної передачі з одинарними сателітами зображена на рисунку 6.1. Вона складається з центрального колеса Z_a зовнішнього зачеплення, центрального колеса Z_b внутрішнього зачеплення і трьох сателітів Z_q з водилом h .

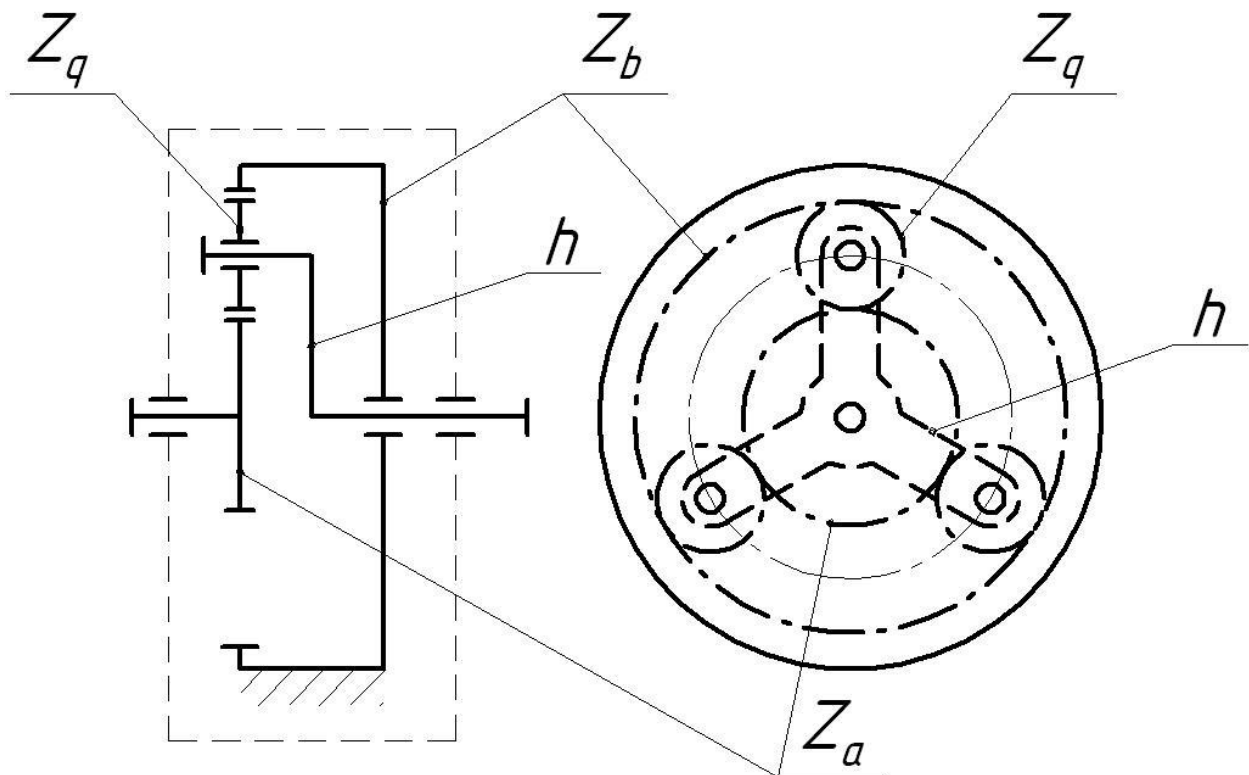


Рисунок 6.1 – Схема планетарної передачі з одинарними сателітами

Число сателітів n_c у планетарних передачах в залежності від навантаження може бути різним, частіше воно знаходиться у межах $n_c \leq 3 \dots 6$.

Деяко складніша схема планетарної передачі, з подвійними сателітами, зображена на рисунку 6.2.

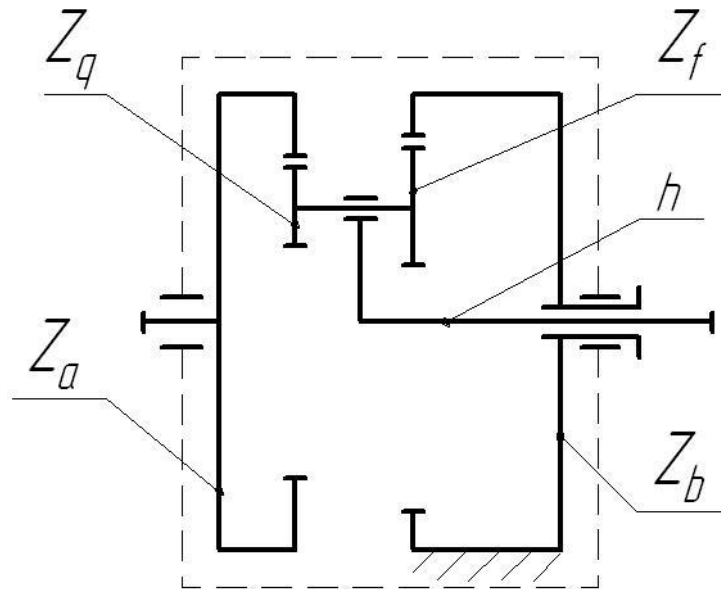


Рисунок 6.2 – Схема планетарної передачі з подвійними сателітами

Передача має двоє центральних коліс Z_a і Z_b внутрішнього зачеплення і водило h з подвійними сателітами Z_q - Z_f .

Наведені кінематичні схеми планетарних передач належать до типу $2k-h$ (двоє центральних коліс і водило). Існують також інші схеми таких передач, зокрема, з трьома центральними колесами – типу $3k$ і планетарні передачі з конічними колесами.

Одним із важливих технічних параметрів планетарної передачі є передаточне число u . Для його визначення використовують метод зупинки водила – метод Вілліса. Для визначення даним методом величини u передачі, зображеної на рисунку 6.1, необхідно надати всій передачі умовного обертання з кутовою швидкістю водила ω_h у напрямку, протилежному до його кутової швидкості. Тоді для колеса Z_a кутова швидкість буде $\omega_a - \omega_h$, а кутова швидкість водила – $\omega_h = 0$. У передачі з оберненим рухом осі всіх ланок нерухомі і передаточне число можна визначити як і для простої зубчастої передачі:

$$u_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = - \frac{Z_q}{Z_a} \cdot \frac{Z_b}{Z_q} = - \frac{Z_b}{Z_a}.$$

Знак “мінус” означає, що колеса Z_a і Z_b обертаються у протилежних напрямках.

При переході до реальної передачі, у якій колесо Z_b нерухоме, колесо Z_a ведуче, а водило h ведене, при $\omega_b = 0$ маємо:

$$\frac{\omega_a - \omega_h}{-\omega_h} = -\frac{Z_b}{Z_a}, \quad -\frac{\omega_a}{\omega_h} + 1 = -\frac{Z_b}{Z_a},$$

або

$$u_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 + \frac{Z_b}{Z_a}. \quad (6.1)$$

Для реальних значень чисел зубців коліс даної передачі її передаточне число знаходиться у межах $u_{ah} \leq 8$ при досить високому коефіцієнті корисної дії (ККД) $\eta = 0,97 \dots 0,99$. Планетарні передачі зі схемою згідно рисунку 1 використовують в силових приводах з обмеженими габаритами.

Для схеми, зображеної на рисунку 6.2, під час передачі руху від водила h до колеса Z_a і при нерухомому колесі Z_b передаточне число, визначене аналогічним методом, буде:

$$u_{ha}^b = \frac{1}{1 - \frac{Z_q \cdot Z_b}{Z_a \cdot Z_f}}. \quad (6.2)$$

Оскільки знаменник у виразі (3.2) може наближатися до нуля, то теоретично передаточне число такої передачі може бути як завгодно великим. Практично, при реальних значеннях чисел зубців коліс, воно досягає значень $u \leq 1500$. З ростом передаточного числа різко зменшується ККД передачі. Тому кінематичну схему згідно рисунка 2 з високим передаточним числом використовують у приладах і різних допоміжних механізмах, де величина ККД не грає суттєвої ролі. У протилежному разі її не бажано використовувати при $u > 100$.

Розглянуті схеми показують, що планетарні передачі мають широкі кінематичні можливості. Вони можуть використовуватися як редуктори із постійним передаточним числом, яке в залежності від конструкції може досягти декількох тисяч, або як коробки швидкостей. В останньому випадку передаточне число змінюють шляхом почергового гальмування окремих основних ланок. У разі, коли всі основні ланки планетарної передачі вільні, вона використовується як диференціальний механізм для розкладення одного обертового руху на два, або для складення двох обертових рухів в один.

Планетарні передачі працюють з меншими контактними напруженнями і мають підвищену несучу здатність в порівнянні з рядовими циліндричними передачами за рахунок використання внутрішнього зачеплення і розподілу навантаження на декілька потоків. Маса планетарного редуктора у порі-

внянні зі звичайним (рядовим) зубчастим редуктором може бути зменшена у 2...3 рази.

Планетарні передачі мають внутрішнє взаємне урівноваження радіальних сил, що зменшує силову дію на підшипники і корпус редуктора. Вони зручні для вмонтування їх у двигуни, барабани, шківи. Планетарні редуктори широко застосовують у транспортних машинах, авіа-, верстато- і приладобудуванні.

Недоліком планетарних передач є підвищена точність виготовлення і складність монтажу.

6.3 Опис лабораторної установки

Досліджувана планетарна передача (діюча модель) має спрощену конструкцію лабораторного призначення. Вона складається із двох центральних коліс і сателітів, виготовлених із легкого сплаву.

6.4 Методика проведення роботи

Ознайомитися з будовою планетарної передачі, визначити її тип і побудувати кінематичну схему. Підрахувати число зубців зубчастих коліс. Експериментально визначити передаточне число передачі u_e . З цією метою необхідно завдати вхідному валу (ведучій ланці) певну кількість обертів n_{ex} і при цьому підрахувати відповідне цій кількості число обертів $n_{вих}$ вихідного вала (веденої ланки). Величина u_e визначиться як відношення:

$$u_e = \frac{n_{ex}}{n_{вих}} \quad (6.3)$$

Для зручності бажано надати ведучій ланці стільки обертів n_{ex} , щоб ведена зробила один повний оберт, тобто $n_{вих} = 1$. Тоді, згідно з формулою (3), у межах точності виконаних підрахунків, експериментальне передаточне число буде дорівнювати числу обертів вхідної ланки n_{ex} . Необхідно виміряти діаметр d_a вершин зубців зубчастих коліс і визначити їх модуль.*

Одержані дані занести в таблицю.

* При вимірюванні величини d_a необхідно враховувати можливу похибку, пов'язану з непарною кількістю зубців зубчастих коліс.

6.5 Експериментальні дані

Таблиця 6.1 – Технічні параметри планетарної передачі

Тип планетарної передачі	Число зубців зубчастих коліс	Діаметр кола вершин зубців, мм	Модуль зубчастих зачеплень, мм	Число сателітів n_c	Тип сателітів	Передаточне число	
						експериментальне u_e	теоретичне u_T
	$Z_a =$ $Z_q =$ $Z_f =$ $Z_b =$	$d_{aa} =$ $d_{aq} =$ $d_{af} =$ $d_{ab} =$	$m_{a,q} =$ $m_{f,b} =$				

6.6 Обробка і аналіз отриманих результатів

Визначити модуль зубчастих зачеплень за формулами:

а) для зовнішнього зачеплення:

$$m = \frac{d_a}{Z + 2};$$

б) для внутрішнього зачеплення:

$$m = \frac{d_a}{Z - 2}.$$

Отримані таким чином дані необхідно узгодити із стандартним значенням модулів зубчастих коліс.

Розрахувати теоретичне передаточне число u_T , скориставшись, в залежності від кінематичної схеми передачі, формулою (1) або формулою (2). Отримане значення u_T необхідно порівняти із експериментальним значенням передаточного числа u_e . При належному виконанні всіх вимірювань і розрахунків величини u_e і u_T повинні співпадати.

6.7 Висновки

У висновках необхідно вказати основні технічні параметри планетарної передачі та особливості, що надають їм переваги над рядовими передачами.

6.8 Контрольні питання

1. Які переваги планетарних передач перед звичайними (рядовими)?
2. Які конструктивні особливості планетарних передач сприяють підвищенню їх несучої здатності?
3. Від чого залежить кількість сателітів планетарної передачі?
4. Якими способами можна визначити передаточне число планетарної передачі і яких граничних значень воно може досягати?
5. Чому не вигідно використовувати в силових приводах планетарні передачі з високим передаточним числом?
6. Які недоліки планетарних передач обмежують їх використання?
7. Що таке умова співвісності планетарної передачі і в чому суть умови симетрії і сусідства сателітів?
8. Які додаткові зміни конструкції планетарної передачі необхідні для перетворення її в коробку швидкостей?

Лабораторна робота №7
**ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ
КОЧЕННЯ. РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР
ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ**

7.1 Мета роботи

Вивчити за реальними зразками будову підшипників кочення. Визначити експериментально залежність моменту і зведеного коефіцієнта тертя від навантаження для різних типів підшипників кочення.

7.2 Елементи теорії та розрахункові залежності

Підшипники кочення є основним типом опор для валів і осей. Широке їх застосування обумовлено такими перевагами, як високий ступінь стандартизації, простота обслуговування і заміни, легкість пуску під навантаженням. Для виготовлення підшипників кочення використовують порівняно дешеві матеріали. В таких підшипниках, на відміну від підшипників ковзання, втрати на тертя в меншій мірі залежать від умов змащування.

Підшипники кочення класифікують за типом і числом рядів тіл кочення, за напрямком сприймання навантаження і за деякими іншими ознаками. Для зручності їх вибору і обслуговування розроблена спеціальна система умовних позначень. Кожне умовне позначення складається з ряду цифр, який містить інформацію про тип і серію підшипника, його внутрішній діаметр, точність виготовлення, конструктивні особливості.

У найпростішому випадку радіальний шариковий підшипник кочення складається із зовнішнього 1 і внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3 і сепаратора 4 (рисунок 7.1). Сепаратор утримує тіла кочення на необхідній дистанції і направляє їх по біговій доріжці.

Втрати енергії в підшипниках кочення відносно невеликі. Вони складаються з втрат на тертя кочення кульок або роликів і втрат на тертя між тілами кочення і сепаратором. Крім названих, можуть бути також втрати на тертя в ущільненнях і втрати, пов'язані з гідродинамічним опором мастила.

При коченні кульки або ролика по біговій доріжці кільця підшипника виникають втрати, спричинені утворенням пружного гребеня, на який вони наочуються під час руху (рисунок 7.2).

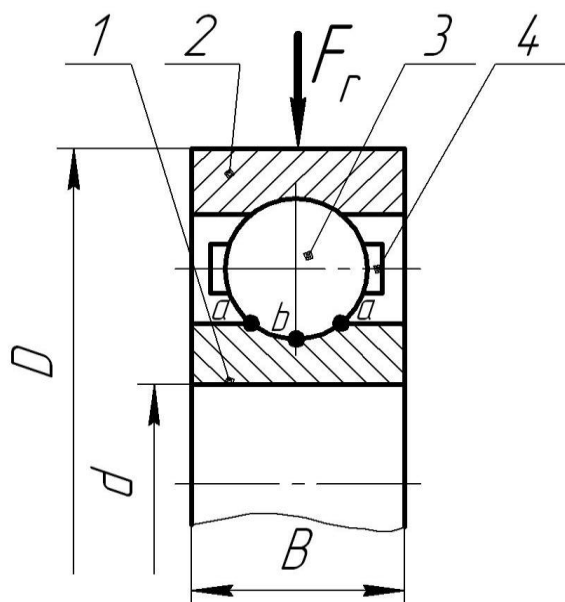


Рисунок 7.1 – Схема радіального шарикопідшипника

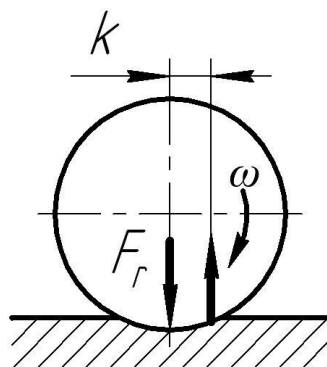


Рисунок 7.2 – Пружні мікродеформації в навантаженому підшипнику кочення

Тертя кочення пов'язане з дійсною формою контакту тіл кочення. Наприклад, у ролика через пружні деформації в зоні контакту вона буде не по лінії, а по деякій поверхні. Тому реакція опорної поверхні буде зміщена у напрямку руху тіла кочення на величину k , яку називають коефіцієнтом тертя кочення. Вона має розмірність довжини.

Момент тертя кочення

$$T_k = F_r \cdot k .$$

Для сталевих кульок і роликів у підшипниках кочення $k=0,00001$ м.

Тертя кочення у найбільш чистому вигляді має місце в навантажених роликових підшипниках з короткими роликами, де усі точки контакту мають однакові швидкості. В кулькових і сферичних роликових підшипниках контакт тіл кочення відбувається по дузі, тому має місце дещо складніша картина опору їх перекочуванню. Оскільки швидкість тіл кочення в різних точках

дуги контакту $a b a$ (див. рисунок 7.1) буде різною, то поряд з тертям кочення між кільцями і тілами кочення виникає тертя ковзання, що є причиною додаткових втрат енергії у підшипнику.

Визначити окремо усі складові сумарного опору в реальному підшипнику практично неможливо, тому для оцінки загальних втрат використовують поняття зведеного коефіцієнта тертя $f_{зв}$, який враховує сумарні втрати енергії в підшипнику. Коефіцієнт $f_{зв}$ є зручною величиною для порівняння підшипників різних конструкцій.

7.3 Опис лабораторної установки

Установка ДМ28М являє собою приводний вал з комплектом змінних головок, в яких розміщені досліджувані підшипники. Кінематична схема установки зображена на рисунку 7.3.

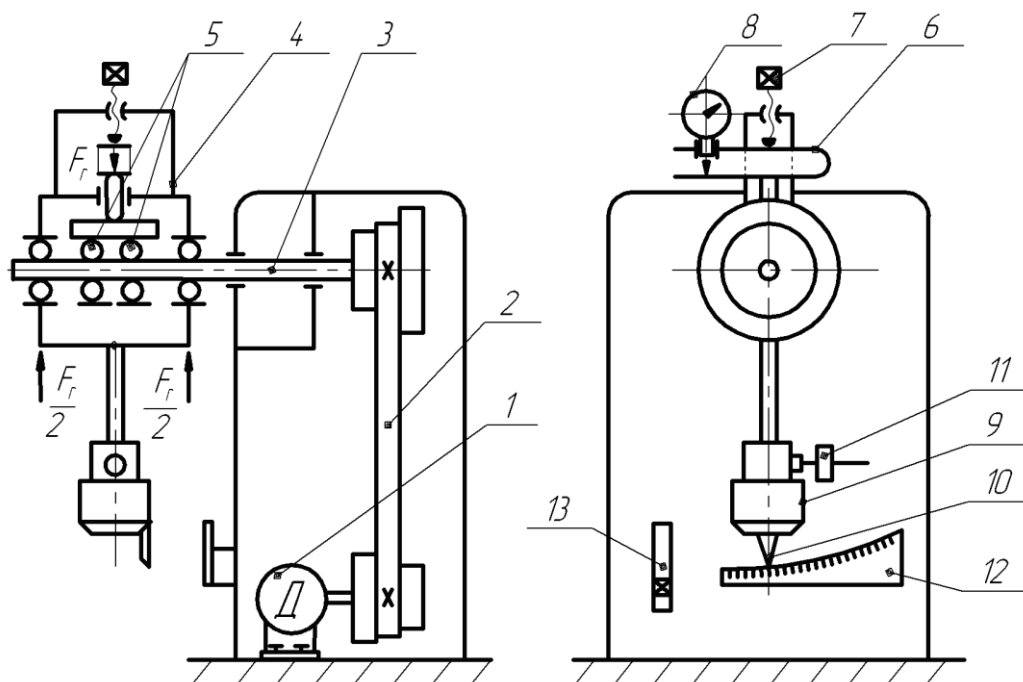


Рисунок 75.3 – Схема установки ДМ28М

Вона складається з електродвигуна 1, пасової передачі 2, приводного вала 3. На валу розміщена головка 4 з підшипниками 5 для випробувань. Головка має динамометричну скобу 6 з гвинтом 7 для навантаження підшипників радіальною силою F_r , контроль величини якої здійснюється індикатором годинникового типу 1. Одна поділка індикатора відповідає радіальній силі в 100 Н, тобто ціна поділки шкали індикатора $C_{ск}=100 \text{ Н/под}$. На голівці закріплена маятникова противага 9 зі стрілкою 10 моментоміра. Для початкового

встановлення стрілки на нуль головка має регульовальний вантаж 11. Шкала моментоміра 12 розміщена на передній панелі установки. Там же знаходиться вимикач 13 для її пуску і зупинки.

При обертанні вала головка повертається у тому ж напрямку, що і вал, а величина моменту тертя визначається по відхиленню стрілки на шкалі моментоміра. Установка має три змінні головки з трьома типами підшипників. Усі вони легкої серії з посадочним діаметром $d=40$ мм. Характеристика підшипників наведена в таблиці 7.1.

Згідно таблиці, найменшу статичну вантажність має підшипник 1208, в якого $C_o=8,72$ кН. Максимально допустиме навантаження для нього, розраховане з коефіцієнтом запасу $K=1,75$, буде

$$F_{r\max} = \frac{C_o}{K} = \frac{8,72}{1,75} = 5 \text{ кН.}$$

Таке ж максимальне навантаження може бути застосоване і для інших типів досліджуваних підшипників, оскільки значення статичної вантажності у них більше.

При дослідженні підшипників загальний момент тертя буде

$$T_T = T_o + T_F = T_o + F_r \cdot f_{зв} \cdot \frac{d}{2}, \quad (7.1)$$

де T_o – момент тертя при обертанні вала без навантаження (холостий хід), залежить від типу підшипника і умов змащування;

T_F – момент тертя, зумовлений навантаженням;

F_r – навантаження на підшипник;

$f_{зв}$ – зведений коефіцієнт тертя в підшипнику;

d – внутрішній діаметр підшипника.

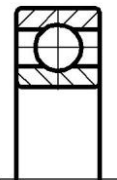
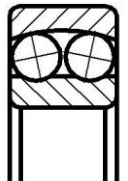

Для порівняльної характеристики різних типів підшипників момент тертя може бути визначений за загальною формулою:

$$T_T = F_r \cdot f_{зв} \cdot \frac{d}{2} \quad (7.2)$$

Враховуючи наявність чотирьох підшипників в досліджуваній голівці, маємо

$$T_T = 4 \cdot F_r \cdot f_{зв} \cdot \frac{d}{2} \quad (7.3)$$

Таблиця 7.1 – Характеристики досліджуваних підшипників

Тип підшипника і його ескіз	Умовне позначення	Розміри $d \times D \times B$, мм	Статична вантажність C_o , кН	Динамічна вантажність C , кН
Кульковий радіальний однорядний 	208	40×80×18	18,1	25,6
Кульковий дворядний сферичний 	1208	40×80×18	8,72	15,1
Роликовий конічний радіально-упорний 	7208	40×80×20	32,7	42,4

Приймаючи до уваги, що динамометрична скоба лабораторної установки одночасно навантажує два підшипники, навантаження на один підшипник буде $\frac{F_r}{2}$, отже

$$T_T = 4 \cdot \frac{F_r}{2} \cdot f_{зв} \cdot \frac{d}{2} = F_r \cdot f \cdot d \quad (7.4)$$

Тоді зведений коефіцієнт тертя в досліджуваному підшипнику буде

$$f_{зв} = \frac{T_T}{F_r \cdot d} \quad (7.5)$$

7.4 Методика виконання роботи

На приводний вал 3 лабораторної установки необхідно встановити головку 4 з досліджуваними підшипниками. Умовне позначення підшипників знаходиться на торці кожної головки. При насуванні головки на вал необхідно сумістити паз на втулці зі шпонкою на валу. В корпус головки треба загнути противагу 9 зі стрілкою моментоміра і регульовальний вантаж 11. Динамометрична скоба 6 із закріпленим в ній індикатором годинникового типу 8 вставляється в отвір головки і фіксується легким загвинчуванням натискного гвинта 7. За допомогою регульовального вантажу 11 необхідно

встановити стрілку моментоміра на нуль.

Установка готова для випробувань. Після перевірки готовності лаборантом або викладачем, ввімкнути установку і по відхиленню стрілки моментоміра визначити момент тертя холостого ходу T_0 . Далі треба навантажити підшипник першим ступенем навантаження $F_{r1}=0,2F_{rmax}$ і аналогічно визначити зведений момент тертя T_{T1} в навантаженому підшипнику. Випробування повторити при поступовому ступінчастому збільшенні навантаження кожен раз на 0,2 від F_{rmax} . Збільшення навантаження здійснюється загвинчуванням гвинта 7 при вимкненій установці. Слід пам'ятати, що максимальне навантаження на один підшипник $F_{rmax}=5$ кН. В установці одночасно навантажуються два підшипники. Отже, максимальне зусилля динамометричної скоби буде $2F_{rmax}=10$ кН, йому відповідає 100 поділок індикатора годинникового типу. Отримані дані занести до таблиці 7.2.

Після виконання усіх вимірів і завершення дослідження підшипників даного типу необхідно розвантажити головку ($F_r=0$) і зняти її з вала. Аналогічним способом на вал встановлюється головка з іншим типом підшипників і дослідження продовжуються.

7.5 Експериментальні дані

Таблиця 7.2 – Результати досліджень підшипників

Навантаження		Тип підшипника					
$F_r, \text{кН}$	Δ_{ind}	208		1208		7208	
		$T_T, \text{Н}\cdot\text{м}$	f_{36}	$T_T, \text{Н}\cdot\text{м}$	f_{36}	$T_T, \text{Н}\cdot\text{м}$	f_{36}
0	0						
2	20						
4	40						
6	60						
8	80						
10	100						

7.6 Обробка і аналіз отриманих результатів

За даними вимірювань необхідно розрахувати зведений коефіцієнт тертя, використовуючи загальну формулу (7.5). Отримані дані для кожного типу підшипників слід представити графічно у вигляді залежності $f_{36}=\varphi(F_r)$.

7.7 Висновки по роботі

Необхідно проаналізувати отримані графіки, порівняти між собою значення зведеного коефіцієнта тертя для досліджених типів підшипників і зробити висновки.

7.8 Контрольні запитання

1. Яку будову мають підшипники кочення і як їх класифікують за різними ознаками?
2. Яка інформація міститься в умовному позначенні підшипника кочення?
3. Від яких факторів залежить момент тертя в підшипнику?
4. Скільки підшипників досліджується одночасно в одній голівці лабораторної установки і як здійснюється їх радіальне навантаження?
5. В чому перевага підшипників кочення перед іншими типами підшипникових опор?
6. Які недоліки мають підшипники кочення?
7. Як можна за даними дослідів визначити складову зведеного моменту тертя, яка залежить тільки від навантаження підшипника?
8. Від чого залежить величина максимально допустимого навантаження на підшипник лабораторної установки?
9. Що таке статична вантажність і яка умова вибору підшипника за статичною вантажністю?
10. Що таке динамічна вантажність і яка умова вибору підшипника за динамічною вантажністю?

Лабораторна робота №8
**ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ
КОВЗАННЯ**

8.1 Мета роботи

Експериментально визначити залежність коефіцієнта тертя в підшипнику ковзання від навантаження.

8.2 Елементи теорії та розрахункові залежності

В підшипниках ковзання опорна ділянка вала безпосередньо, або через шар мастила, ковзає по поверхні підшипника. Опорну ділянку вала називають цапфою. За своєю формою цапфи для підшипників ковзання можуть бути циліндричної, сферичної, конічної, або плоскої форми.

У найпоширенішому випадку радіальний підшипник ковзання складається з корпусу 1, втулки з антифрикційного матеріалу 2, яка розміщена і зафіксована в корпусі. На втулку опирається циліндрична цапфа вала 3 (рисунок 8.1).

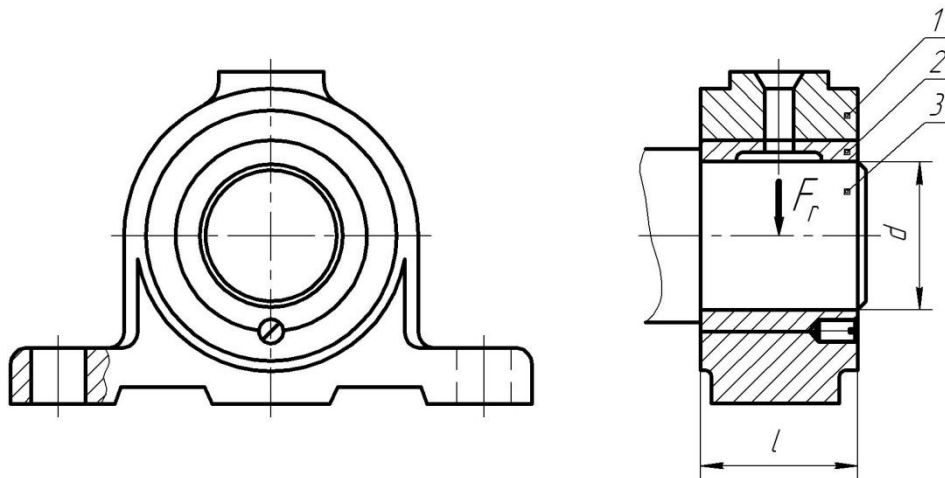


Рисунок 8.1 – Конструкція радіального підшипника ковзання

Для подачі мастила в опору і утримання його, в верхній частині корпусу передбачений отвір з мастилоутримуючими канавками. Існують також підшипники ковзання з корпусом, роз'ємним у радіальному напрямку. Такі підшипники є більш універсальними при монтажі і дозволяють регулювати зазор між вкладишем і валом по мірі зношування контактуючих поверхонь деталей.

У сучасному машинобудуванні підшипники ковзання мають дещо вужче застосування у порівнянні з підшипниками кочення. Їх використання

обумовлено такими перевагами, як високі швидкості обертання валів ($\omega > 500 \text{ c}^{-1}$), висока точність центрування вала в підшипнику, малі діаметральні розміри, роботоздатність при експлуатації у воді або в агресивному середовищі.

Нормальна робота підшипників ковзання, без системного зношування деталей, забезпечується за умови їх безпосереднього змащування, коли опорні поверхні цапфи і підшипника розділені шаром мастила. При такому режимі роботи значно зменшується опір обертанню вала і підвищується довговічність підшипника.

Опір обертанню вала в підшипнику ковзання залежить від коефіцієнта тертя в опорі. Експериментально встановлено, що коефіцієнт тертя f в підшипниках ковзання може змінюватися в широких межах і залежить від таких основних факторів, як в'язкість мастила μ , кутова швидкість вала ω , зазор між валом і вкладишем Δ , питомий тиск P_g в опорі. Питомий тиск розраховують за формулою:

$$p = \frac{F_r}{ld}, \quad (8.1)$$

де F_r – радіальне навантаження на підшипнику;

d і l – відповідно, діаметр і довжина підшипника (див. рисунок 2.1).

Несуча здатність підшипника ковзання характеризується безрозмірним коефіцієнтом навантаженості Φ , який розраховують за формулою:

$$\Phi = \frac{F}{ld} \cdot \frac{\psi^2}{\mu \cdot \omega} = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}, \quad (8.2)$$

де $\psi = \frac{\Delta}{d}$ – відносний зазор в підшипнику.

Типовий графік зміни коефіцієнта тертя в підшипнику ковзання від наведених вище факторів має вигляд, зображений на рисунку 8.2.

Ділянка кривої 1-2 відповідає сухому, напіврідкому (змішаному) та граничному тертю. Коефіцієнт тертя при такому режимі роботи в більшій мірі залежить не від в'язкості мастила, а від антифрикційних властивостей вала і втулки. Граничне тертя виникає з появою в окремих зонах поверхні контакту цапфи і втулки тонких плівок мастила, товщиною до 0,1 мкм. При обертанні вала, в місцях зосередженого тиску плівки можуть руйнуватися і утворюються знову.

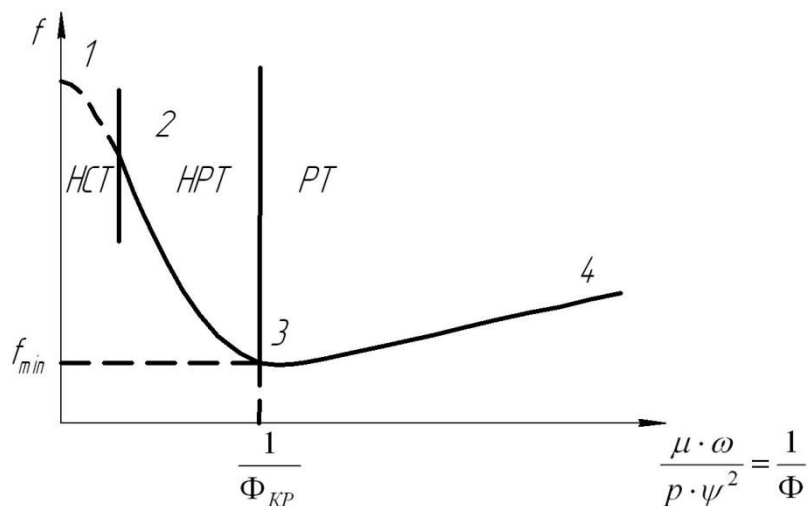


Рисунок 8.2 – Залежність коефіцієнта тертя від характеристики режиму роботи підшипника ковзання.

Ділянка 2-3 відповідає напіврідинному тертю. Коефіцієнт тертя при роботі підшипника у такому режимі залежить не тільки від матеріалу тертьових поверхонь, а і від в'язкості мастила. Для найбільш поширених антифрикційних матеріалів при напіврідинному терті в опорі він знаходиться у межах $f=0,008...0,1$. Точка 3 відповідає критичному значенню коефіцієнта навантаженості $\Phi_{кр}$.

На ділянці 3-4 в опорі виникає режим рідинного тертя, коли контактуючі поверхні повністю розділені шаром мастила, товщина h_{min} якого більша від сумарної висоти мікронерівностей цапфи і втулки. При такому режимі опір обертанню вала мінімальний і залежить тільки від в'язкості мастила. Коефіцієнт тертя має мінімальне значення $f=0,010...0,001$.

На ділянці 1-2-3 цапфа зміщується у напрямку обертання вала і займає ексцентричне положення відносно втулки. При цьому утворюється шар мастила клинової форми, в якому виникає гідродинамічний тиск p , який зрівноважує зовнішню силу F_r (рисунок 8.3).

Основною умовою довговічності підшипників ковзання є забезпечення режиму рідинного тертя в опорі. Підшипники тихохідних валів, а також машин і механізмів з частими пусками і зупинками, у більшості випадків працюють в режимах змішаного, граничного та напіврідинного тертя, яке супроводжується зношуванням контактних поверхонь. У таких випадках несучу здатність підшипника ковзання визначають за умовним тиском $p \leq \bar{p}$, або за параметром $pV \leq \bar{pV}$, де V – колова швидкість цапфи. Ці критерії забезпечують, відповідно, стійкість проти зношування і обмежують нагрів робочих

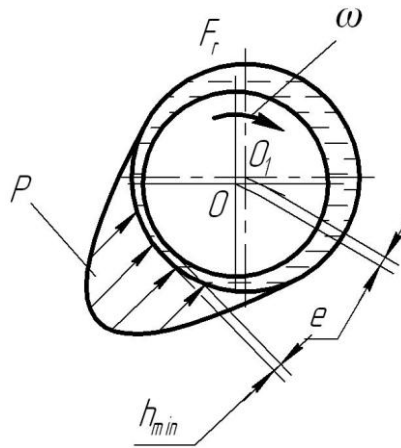


Рисунок 8.3 – Схема утворення гідродинамічного тиску в радіальному підшипнику ковзання

поверхонь підшипника. Якщо необхідно забезпечити рідинне тертя в опорі на всіх режимах роботи, то застосовують гідростатичні підшипники ковзання. В них, на відміну від звичайних (гідродинамічних) підшипників, шар мастила між поверхнями тертя створюється шляхом подачі в опору мастила під тиском від насоса.

Для швидкохідних валів ($\omega > 1000 \text{ c}^{-1}$) при відносно малих навантаженнях, а також при роботі в умовах високих температур, застосовують пневмопідшипники, в яких замість мастила використовують газ або повітря. За принципом роботи вони також можуть бути аеростатичними і аеродинамічними. Оскільки в'язкість повітря приблизно в сотні разів менша в'язкості найменш в'язкого мастила, то ці підшипники мають найменші витрати на тертя при невисокій несучій здатності.

8.3 Опис лабораторної установки

Установка ДМ29М складається із приводного вала, на якому розміщений досліджуваний підшипник ковзання з системою змащування, механізмом навантаження опори радіальною силою F_r і пристроєм для визначення моменту тертя (рисунок 8.4).

Електродвигун 1 через клинопасову передачу 2 передає рух приводному валу 3. На валу розміщений досліджуваний підшипник ковзання 4. Корпус підшипника за допомогою шарнірних тяг з'єднаний з динамометром 5, який навантажує опору радіальним зусиллям в межах $F_r = 0 \dots 5 \text{ кН}$. Навантаження здійснюється передачею гвинт-гайка шляхом обертання штурвала 6.

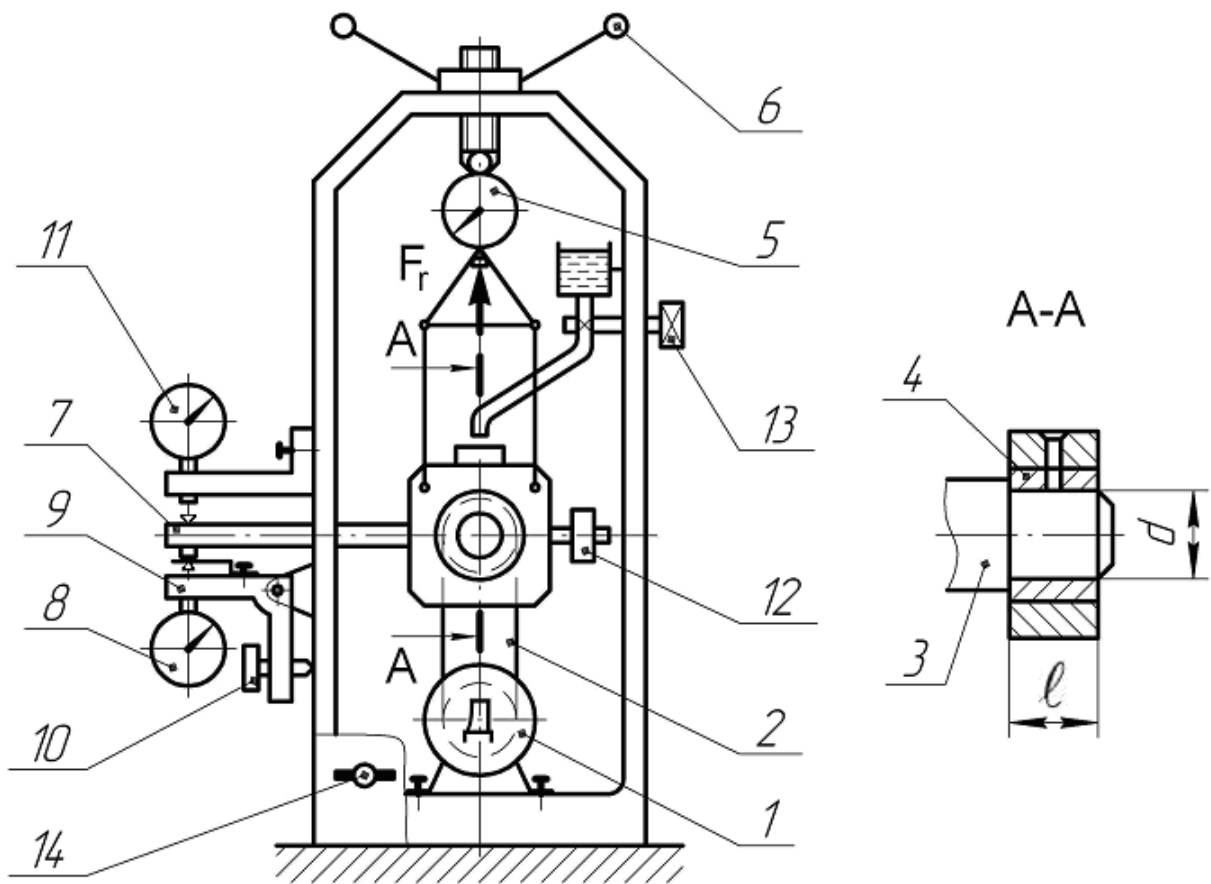


Рисунок 8.4. – Схема установки ДМ29М

Пристрій для вимірювання моменту тертя складається з важеля 7, який жорстко з'єднаний з корпусом підшипника і індикатора 8, який закріплений на кронштейн 9. Важіль 7 при обертанні вала проти годинникової стрілки, тисне через плоску пружину з деяким зусиллям, прикладеним на плечі $L = 300$ мм на ніжку індикатора 8. Шкала індикатора проградуєрована в одиницях моменту з ціною поділки $C = 66 \frac{H \cdot \text{мм}}{\text{под}}$. Кронштейн 9 має упорний гвинт 10, яким забезпечується постійність горизонтального положення вала 7 при всіх ступенях навантаження підшипника. Горизонтальне положення важеля контролюється верхнім індикатором 11. Попереднє зрівноваження важеля здійснюється регульовальним вантажем 12.

Для змащування підшипника в корпусі установки розміщений резервуар, заповнений мастилом індустриальне И-20А з динамічною в'язкістю $\mu = 0,018$ Па·с, при середній робочій температурі в опорі $t \approx 50^\circ \text{C}$. Мастило в опору поступає по трубопроводу, який перекривається вентилем 13.

Установка має бронзовий підшипник-втулку з розмірами $d = 60$ мм, $l = 60$ мм і діаметральним зазором $\Delta = 0,12$ мм. Кутова швидкість обертання

приводного вала $\omega = 169 \text{ c}^{-1}$, що відповідає коловій швидкості $V = 5 \text{ м/с}$. Умовні допустимі параметри для бронзових підшипників $[p] = 10 \text{ МПа}$; $[pV] = 12 \text{ МПа} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Максимально-допустиме радіальне навантаження на підшипник, з врахуванням цих параметрів, буде

$$F_r = [pV] \cdot \frac{d \cdot \ell}{V} = 12 \cdot \frac{60 \cdot 60}{5} = 7344 \text{ Н} \approx 7,3 \text{ кН}.$$

Момент тертя в опорі має дві складові:

$$T_T = T_0 + T_F, \quad (8.2)$$

де T_0 – складова моменту тертя при обертанні вала в підшипнику без навантаження ($F_r = 0$);

T_F – складова моменту тертя, яка обумовлена навантаженням.

У загальному випадку сумарний момент тертя визначається залежністю:

$$T_T = 0,5 \cdot F_r \cdot d \cdot f, \quad (8.3)$$

Звідси коефіцієнт тертя в підшипнику:

$$f = \frac{2 \cdot T_T}{F_r \cdot d}. \quad (8.4)$$

8.4 Методика виконання роботи

Перед початком досліджень треба встановити важіль 7 в горизонтальне положення, попередньо зрівноваживши його регулювальним вантажем 12. Ніжку верхнього індикатору ввести контакт з важелем 7, а нижнього – в контакт з плоскою пружиною кронштейна 9. Контакт між ніжкою і валом досягається поворотом упорного гвинта 10. Стрілки обох індикаторів виставляються на нуль поворотом їхніх шкал. Не вмикаючи установку необхідно обертуючи штурвал 6 навантажити підшипник невеликим радіальним зусиллям $F_r \approx 1 \text{ кН}$. При цьому стрілки індикаторів відхиляться на 2...3 поділки. Їх знову треба встановити на нуль і зняти навантаження. Далі слід відкрити вентиль 13 і відрегулювати подачу мастила в підшипник з частотою 1 крапля за 2...3 секунди. Установка готова для випробувань.

Після перевірки готовності викладачем або лаборантом, установку вмикають і визначають момент тертя без навантаження ($F_r = 0$). Щоб уникну-

ти похибки, пов'язаної зі зміною довжини плеча важеля 7 відносно ніжки індикатора при його повороті, необхідно усі вимірювання проводити при одному і тому ж горизонтальному положенні важеля. З цією метою, до відліку даних, треба обертанням упорного гвинта 10 виставити стрілку верхнього індикатора на нуль. Після чого можна знімати показання з нижнього індикатора. Такий порядок вимірювань дозволяє фіксувати значення моменту тертя при незмінному горизонтальному положенні важеля 7. Далі, не вимикаючи установку, треба навантажити опору першим ступенем навантаження

$$F_{r1} = 0,2 \cdot F_{r \max} = 0,2 \cdot 5 = 1 \text{ кН}$$

і повторити вимірювання. Наступні дослідження проводяться аналогічно при збільшенні кожного разу радіальної сили проти її попередньої величини на 1 кН, тобто $F_{r2} = 2 \text{ кН}$ і т.д. Отримані дані слід занести в таблицю 8.1.

8.5 Експериментальні дані

Результати вимірів і розрахунків

F_r , кН	$\Delta_{инд}$	T_T , кН	f
0			
1			
2			
3			
4			
5			

Після виконання усіх вимірювань необхідно спочатку розвантажити підшипник ($F_r = 0$), вимкнути установку і перекрити вентиль 13 подачі мастила в опору.

8.6 Обробка і аналіз отриманих результатів

Момент тертя в опорі визначається шляхом множення показань індикатора на ціну поділки:

$$T_T = \Delta_{инд} \cdot c.$$

Коефіцієнт тертя необхідно розрахувати за загальною формулою (8.4). Результати розрахунків представити графічно у вигляді залежності

$$f = \varphi\left(\frac{1}{\Phi}\right) \text{ (див. рисунок 8.2).}$$

8.7 Висновки по роботі

Отримані експериментальні значення коефіцієнта тертя треба порівняти з теоретичними і зробити висновок про режим тертя в підшипнику.

8.8 Контрольні запитання

1. Які переваги і недоліки мають підшипники ковзання у порівнянні з підшипниками кочення?
2. Які режими тертя можуть бути в підшипнику ковзання і від чого вони залежать?
3. Який режим тертя відповідає найбільшій довговічності підшипника ковзання?
4. Чим відрізняється робота гідродинамічного і гідростатичного підшипників ковзання?
5. Як здійснюється вимірювання моменту тертя в підшипнику лабораторної установки?
6. Як здійснюється радіальне навантаження підшипника в лабораторній установці?
7. Які матеріали використовують для виготовлення вкладишів підшипників?
8. У чому перевага роз'ємних у радіальному напрямку підшипників ковзання перед нероз'ємними?
9. Що таке самоустановні підшипники ковзання?
10. Які переваги мають підшипники ковзання з пазовим змащуванням і де їх застосовують?

Лабораторна робота №9
**ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИЗНАЧЕННЯ
ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДНИХ МУФТ**

9.1 Мета роботи

Вивчення конструкцій найбільш типових компенсаційних муфт і визначення їх технічної характеристики.

9.2 Елементи теорії та розрахункові залежності

Основне призначення приводних муфт – з'єднувати кінці валів, або вали з насадженими на них деталями для передачі крутного моменту. В сучасному машинобудуванні застосовують велику кількість муфт, які відрізняються за принципом роботи, призначенням і конструкцією. Застосування муфт зумовлено тим, що більшість сучасних машин виготовлені з окремих самостійних складальних одиниць або агрегатів, наприклад, двигунів, редукторів, виконавчих органів і т. п. Муфти забезпечують кінематичний і силовий зв'язок між ними.

Крім передачі крутного моменту, муфти можуть виконувати і інші функції, а саме:

- компенсувати шкідливий вплив неспіввісності валів (компенсаційні муфти);
- зменшувати динамічні навантаження в машинах (пружні муфти);
- захищати машину від перевантажень (запобіжні муфти);
- вмикати і вимикати робочий орган машини при безперервній роботі двигуна (керовані муфти);
- передавати крутний момент тільки в одному напрямку (муфти вільного ходу, або обгінні).

Муфта є відповідальним елементом кожної машини, яким в значній мірі визначається її якість і надійність роботи. Найбільш поширені муфти стандартизовані.

В стаціонарних приводах частіше від інших знаходять застосування постійні муфти механічної дії. Крім механічних, можуть використовуватися також гідравлічні і електричні муфти.

Основною технічною характеристикою муфти є крутний момент, на який вона розрахована, і діаметри з'єднуваних валів. Муфти підбирають не за номінальним T_H , а за розрахунковим T_P крутним моментом. Останній визна-

чають за формулою:

$$T_p = T_H \times K_p \quad (9.1)$$

де K_p – коефіцієнт режиму роботи машини.

Стандартні муфти вибирають за крутним моментом T_p із відповідних довідників. Їх узгоджують з діаметрами з'єднаних валів. У разі необхідності виконують перевірочний розрахунок деталей муфти.

Постійні механічні приводні муфти поділяють на групи, головними з яких є глухі, пружні і жорсткі муфти.

Глухі муфти утворюють жорсткі і нерухомі з'єднання валів. Вони прості за конструкцією, компактні та надійні в роботі. До такої групи належать втулкові і фланцеві муфти. Схема втулкової муфти зі шпонками зображена на рисунку 9.1. З'єднання суцільної втулки з валом може здійснюватися за допомогою штифтів або шліців.

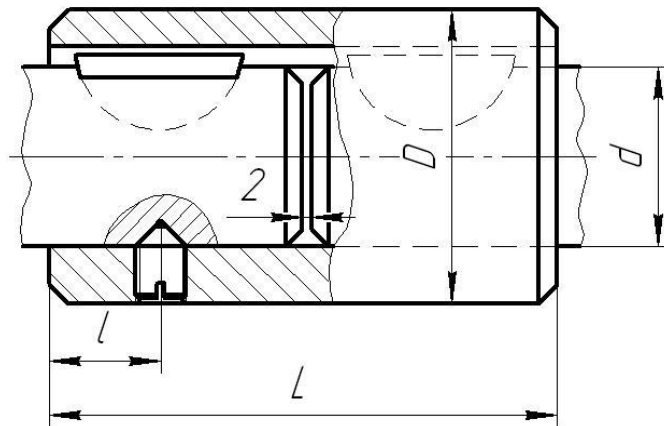


Рисунок 9.1 – Муфта втулкова зі шпонками

Граничний крутний момент і міцність муфти визначаються міцністю втулки і міцністю з'єднання її з валом.

Суттєвим недоліком глухих муфт є відсутність в конструкції спеціальної ланки, яка б компенсувала шкідливий вплив неспіввісності валів. Цей недолік вимагає точного монтажу машини, інакше в ній будуть діяти монтажні напруження. Цього позбавлені компенсаційні муфти, до яких належать пружні і жорсткі муфти. Перші компенсують шкідливий вплив неспіввісності валів за рахунок деформації пружних елементів конструкції, а другі – за рахунок рухомості елементів.

До типових представників першої групи належить муфта пружна втулково-пальцева (МПВП), муфта з зірочкою і муфта з пружною тороподібною оболонкою. Пружні муфти компенсують неспіввісність валів і зменшують динамічні навантаження у приводі. При застосуванні неметалевих пружних

елементів такі муфти можуть мати також електроізоляційні властивості. Схема муфти МПВП зображена на рисунку 9.2.

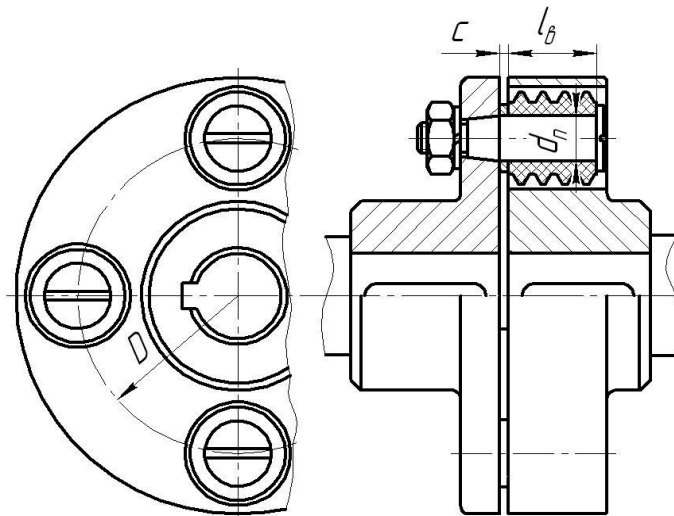


Рисунок 9.2 – Муфта пружна втулково-пальцева

Муфта пружна втулково-пальцева складається із двох напівмуфт, з'єднаних з валами d_{B1} і d_{B2} за допомогою шпонок. Крутний момент передається через пальці, які закріплені в одній із напівмуфт нерухомо, а з другою – взаємодіють через гумові гофровані втулки. Пружність конструкції забезпечується за рахунок втулок, здатних деформуватися під навантаженням. Як і попередня група глухих муфт, МПВП стандартизовано. Стандарт передбачає розмірний ряд муфт для валів діаметром (10...160) мм і крутних моментів (3,3...16000) Н·м. В залежності від типорозміру муфта допускає наступні граничні значення неспіввісності валів: осьове зміщення $\Delta a = (1...5)$ мм, радіальне – $\Delta r = (0,2...0,5)$ мм, кутове – $\Delta \alpha = (0,5...1)^\circ$. Перевищення граничних відхилень призводить до швидкого спрацювання і виходу з ладу гумових втулок.

Муфту даної конструкції часто використовують для з'єднання вала електродвигуна з редуктором. Граничний пружний момент муфти визначається міцністю пальців на згин і міцністю гумових втулок на зминання.

Умова міцності втулок:

$$\sigma_{3M} = \frac{2T_P}{D Z d_{II} l_B} \leq \sigma_{3M}^{\text{доп}} \quad (9.2)$$

де D – діаметр кола розміщення пальців;

Z – кількість пальців;

d_n – діаметр пальців;

l_B – довжина гумової втулки (див. рис. 9.2);

$[\sigma]_{ЗМ}$ – допустимі напруження змінання, для гуми $[\sigma]_{ЗМ} = (2 \dots 2,5)$ МПа.

Пружні муфти можуть бути з лінійною та нелінійною пружною характеристикою. Для зменшення габаритних розмірів, особливо при передачі великих крутних моментів, в них можуть використовуватись металеві (сталеві) пружні елементи у вигляді тонких пластин або пружин.

Для жорстких компенсаційних муфт характерним є наявність рухомого елемента, який компенсує неспіввісність валів. До цієї групи належать шарнірна, кулачково-дискова, зубчата і ланцюгова муфти. Схема ланцюгової муфти зображена на рисунку 9.3.

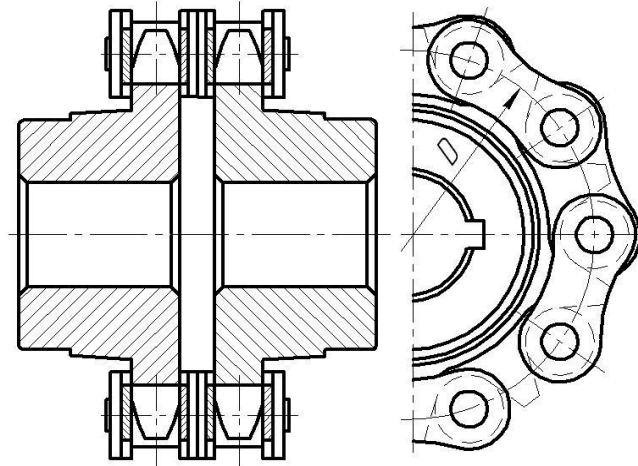


Рисунок 9.3 – Ланцюгова муфта

Вона складається із двох зірочок-напівмуфт з однаковим числом зубців $Z_1 = Z_2$, охоплених одно- або дворядним ланцюгом. Ці муфти мають відносно просту конструкцію, невеликі габарити, надійні в роботі. Вони зручні для монтажу і демонтажу – не вимагають осевого зміщення валів. Їх габаритні розміри приблизно у 1,5 рази менші, ніж у муфт МПВП. Стандартний ряд ланцюгових муфт передбачає розмірний ряд їх для валів діаметром (20...130) мм і крутним моментом (63...8000) Н·м. Вони можуть компенсувати (в залежності від типорозміру) кутові $\Delta\alpha = (0,5 \dots 1)$ мм і радіальні $\Delta r = (0,5 \dots 1)$ мм зміщення валів.

Для поліпшення умов роботи муфти стандартних типорозмірів оснащені герметичним кожухом, який заповнюють мастилом. За рахунок зазорів між зубцями зірочок і ланцюга муфти допускають перекіс валів до 10° (при двохрядному ланцюзі з бочкоподібними роликами – до $3 \dots 5^\circ$) і радіальне зміщення до 2 мм. Муфти не придатні для роботи в реверсивних приводах.

Існують конструкції ланцюгових муфт із полімерним ланцюгом. Методика розрахунку ланцюгових муфт наведена в спеціальній літературі.

Необхідно визначити, що умови роботи ланцюга в муфтах значно відрізняються від звичайних умов роботи приводних ланцюгів. Ланцюг знаходиться під дією колових сил, прикладених до напівмуфт-зірочок і спрямованих у протилежні сторони. З цієї причини при наближеному виборі ланцюга його запас міцності по руйнівному зусиллю беруть більшим, ніж для приводних ланцюгів. Руйнівне зусилля визначають за формулою:

$$F_p = (2 \dots 1,5) \cdot S \cdot F_t, \quad (9.3)$$

де S – коефіцієнт запасу міцності для приводного ланцюга ($S = 5 \dots 7$);

F_t – колова сила, що діє на ланцюг.

Граничний розрахунковий крутний момент, який передає муфта, виходячи з міцності ланцюга, орієнтовно може бути визначений за формулою:

$$T_p = \frac{0,5 F_t \cdot d_\delta}{K_p}, \quad (9.4)$$

де d_δ – ділильний діаметр зірочок.

9.3 Опис конструкції досліджуваних муфт

Будова і принцип роботи досліджуваних муфт – втулково-пальцевої і ланцюгової наведені в п. 6.2.

9.4 Методика виконання роботи

Після ознайомлення з конструкцією натуральних зразків муфт необхідно провести необхідні вимірювання і розрахувати граничні крутні моменти для кожної з них. Одержані дані занести до таблиць 1 і 2.

9.4.1 Муфта пружна втулково-пальцева

Граничний крутний момент для цієї муфти можна визначити за формулою 6.2 з умови міцності гумових втулок на зминання.

Таблиця 9.1 – Параметри втулково-пальцевої муфти.

Діаметри з'єднаних валів, мм		D , мм	Кількість пальців, Z	d_{II} , мм	l_B , мм	D_M , мм	L_M , мм	T_p , Н·м
d_{B1}	d_{B2}							

9.4.2 Муфта ланцюгова

Для визначення допустимого крутного моменту цієї муфти необхідно попередньо визначити тип ланцюга і його руйнівні навантаження. Для цього

необхідно виміряти його крок p , діаметр роликів d_p і відстань між пластинами внутрішньої ланки b_{BH} . За отриманими даними з довідника визначити тип ланцюга та його руйнівне навантаження.

Граничний крутний момент муфт можна знайти за формулами (9.3) і (9.4). Запас міцності за руйнівним зусиллям орієнтовно можна прийняти $S = 6$, коефіцієнт режиму роботи $K_p = 1,7$ – для муфт машин з електроприводом. Необхідний для формули (6.4) ділильний діаметр зірочок визначається за формулою:

$$d_o = \frac{P}{\sin \frac{\pi}{Z}}, \quad (9.5)$$

де p – крок ланцюга,

Z – число зубців зірочок.

Таблиця 9.2 – Параметри ланцюгової муфти

Діаметри з'єднаних валів, мм		Параметри ланцюга, мм			Тип ланцюга і його руйнівне навантаження	Число зубців зірочок	Ділильний діаметр зірочок	Довжина муфти	Граничний розрахунковий крутний момент
d_{B1}	d_{B2}	p	d_p	b_{BH}	F_p, kH	Z	$d_o, мм$	$L_M, мм$	$T_p, Н·м$

9.5 Висновки по роботі

Необхідно навести головні технічні параметри кожної з муфт і, порівнявши їх з відповідними довідковими даними, зробити висновок відносно ступеня стандартизації досліджуваних муфт.

9.6 Контрольні запитання.

1. Які основні і додаткові функції можуть виконувати муфти в машинах?
2. На які основні класи поділяються муфти?
3. Які параметри постійних приводних муфт є їх технічною характеристикою?
4. Які існують види неспіввісності валів?
5. Які переваги компенсаційних муфт перед глухими і навпаки?
6. За рахунок чого відбувається компенсація шкідливого впливу неспіввісності валів у пружних і жорстких муфтах?
7. Як можна орієнтовно визначити допустимий крутний момент муфти типу МПВП, ланцюгової муфти?

8. Які функції в машинах можуть виконувати пружні муфти?
9. Чим обмежуються граничні величини неспіввісності валів при застосуванні муфт типу МПВП, при застосуванні ланцюгових муфт?
10. З якою метою в машинах застосовують керовані, самокеровані і комбіновані муфти?

Лабораторна робота №10
**ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І РОЗРОБКА
ТЕХНІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЯГОВОЇ
ЕЛЕКТРОЛЕБІДКИ**

10.1 Мета роботи

Ознайомитися з будовою тягової електролебідки, призначенням її основних вузлів та деталей і розробити її технічну характеристику.

10.2 Елементи теорії та розрахункові залежності

Лебідки – це відносно прості за будовою вантажопідйомні машини (ВПМ), які використовуються для підйому і опускання вантажу по вертикалі, або для горизонтального його переміщення – так звані тягові лебідки. Завдяки своїй простоті і зручності управління вони знаходять досить широке застосування у цехах машинобудівних заводів, майстернях, складах, гаражах.

Лебідки класифікують за рядом ознак, головними з яких є тип привода і гнучкого елемента, спосіб установки, кількість і конструкція канатних барабанів, принцип роботи.

Лебідки будують з ручним і машинним приводом. За типом гнучкого елемента їх поділяють на ланцюгові і канатні. За способом установки лебідки бувають пересувні та стаціонарні. В залежності від кількості канатних барабанів розрізняють одно-, двох- і багатобарабанні лебідки. За конструкцією барабани можуть бути з ребордами і без них, нарізними – для намотування каната в один шар, і гладкими – для багат шарового його намотування. За принципом роботи лебідки поділяють на звичайні та фрикційні. У фрикційних передача тягової сили здійснюється за рахунок сил тертя між канатом і барабаном.

До основних технічних параметрів лебідки відносяться вантажопідйомність Q , т і висота підйому вантажу H , м; для тягових лебідок – відстань горизонтального його переміщення L_B , м. Важливим показником є також швидкість переміщення вантажу V_e , м/с. Вантажопідйомність пов'язана з тяговим зусиллям F_T в канаті лебідки

$$Q = F_T \cdot m \cdot k_n \cdot \eta_1, \quad (10.1)$$

де m – кількість віток каната, які намотуються на барабан;

k_n – кратність поліспасти;

η_1 – ККД поліспасти лебідки.

Тягове зусилля в канаті залежить від потужності P_l і кутової швидкості ω_l електродвигуна, а також від передаточного числа u_M і ККД η_M механізму

$$F_T = \frac{2 \cdot P_e}{\omega_e \cdot D_0 \cdot m} \cdot u_M \cdot \eta_M, \quad (10.2)$$

де D_0 – діаметр барабана по центру намотуваного канату, який знаходять як суму діаметрів барабана по дну жолоба D_B і канату d_k , тобто

$$D_0 = D_B + d_k.$$

Швидкість переміщення вантажу

$$V_B = \frac{\omega_e}{u_M \cdot k_n} \cdot \frac{D_0}{2} \quad (10.3)$$

Загальна довжина канату при багат шаровому намотуванні його на барабан

$$L_k = \pi \cdot i \cdot z \cdot (D_0 + d_k) \cdot (i - 1) \quad (10.4)$$

де i – кількість шарів канату на барабані;

z – число витків канату в одному шарі.

Для лебідки з гладким барабаном

$$i = \frac{D_p - D_{\text{ж}}}{2 \cdot d_k} - 2,$$

де D_p – діаметр реборд барабана.

Число витків канату в одному шарі

$$z = \frac{l_{\text{ж}}}{d_k},$$

де $l_{\text{ж}}$ – робоча довжина барабана.

Висота підйому вантажу H , або довжина його горизонтального переміщення L_B для тягової лебідки, при наявності на барабані двох непорушних витків

$$H = L_B = \frac{L_k - 2 \cdot \pi \cdot D_0}{k_n}. \quad (10.5)$$

Згідно з вимогами правил Держгіртехнагляду для забезпечення необхідної довговічності канату мінімальний діаметр барабана повинен задовольняти умові:

$$D_B \geq d_k \cdot (e - 1), \quad (10.6)$$

де e – коефіцієнт, який залежить від типу ВПМ і групи режиму роботи механізму. Для вантажних лебідок з машинним приводом $e=20$.

Канати ВПМ вибирають за розривним зусиллям

$$F_p = F_T \cdot k, \quad (10.7)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності.

Для вантажних канатів при середньому режимі роботи (4 група) $k=5,5$.

10.3 Опис лабораторної установки

Лебідка складається з електродвигуна змінного струму 1 ($P_e=1,1$ кВт; $n_e=1420$ хв⁻¹), черв'ячного редуктора 4 типу РЧ-80-40, гладкого канатного барабана 6 з двома ребордами (рисунок 10.1). Вали двигуна і редуктора з'єднані між собою за допомогою втулково-пальцевої муфти 2 з гальмівним шківом. В якості засобу безпечної експлуатації лебідки виступає нормально замкнене автоматичне колодкове гальмо 3 з електромагнітним приводом типу ТКТ-100. Його колодки розміщені концентрично навколо гальмівного шківва муфти 2. Вал барабана встановлений на двох підшипниках ковзання і з'єднаний з вихідним валом редуктора за допомогою кулачково-дискової муфти 5. Лебідка має одинарний поліспаст кратністю $K_n=1$, згідно з конструкцією якого один кінець канату 7 закріплений на барабані, а на іншому кінці знаходиться вантажозахватний пристрій (гак) лебідки. Усі складові частини лебідки закріплені на рамі 8.

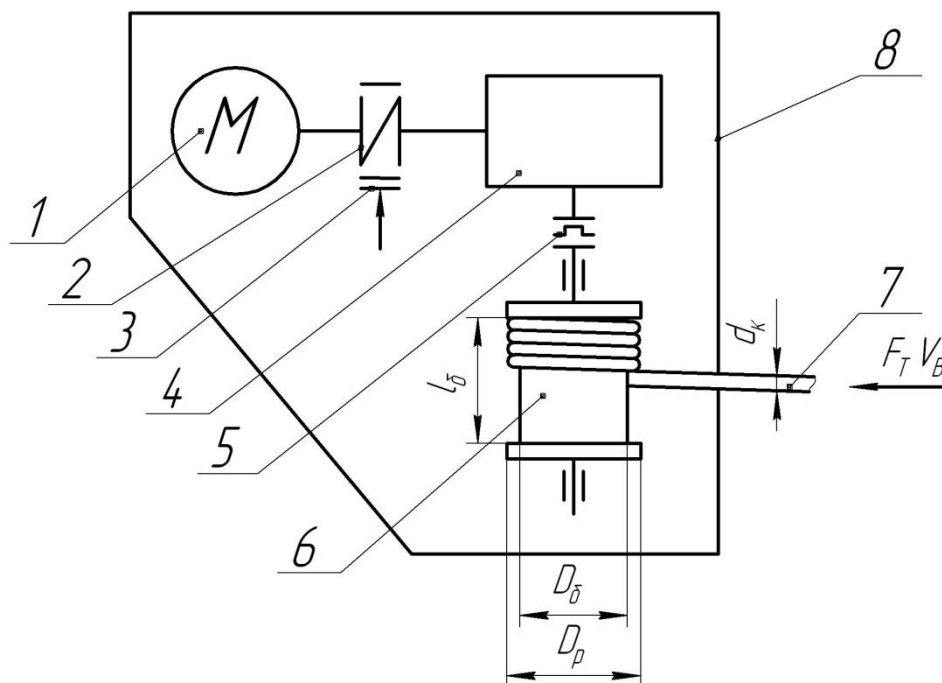


Рисунок 10.1 – Кінематична схема лебідки

10.4 Методика виконання роботи

Ознайомитися з конструкцією лебідки. Особливу увагу слід звернути

на блочність будови і уніфікацію її складових частин. Основні елементи лебідки, такі як електродвигун, редуктор, гальмо, муфти є типовими і можуть використовуватися в інших ВПМ. Їх технічну характеристику (наприклад, потужність і частоту обертання електродвигуна) можна знайти у відповідних каталогах за зовнішнім виглядом, габаритними і приєднувальними розмірами. Завдяки принципу блочності спрощується обслуговування і ремонт лебідки. Слід розглянути будову затискного пристрою для закріплення канату на барабані.

Заслужують також особливої уваги елементи конструкції, пов'язані з обслуговуванням і регулюванням лебідки в процесі її експлуатації. Це стосується способів змащування тертьових поверхонь, а також регулювання гальмівного моменту і компенсації зношування фрикційних накладок гальма. Шляхом безпосереднього вимірювання необхідно визначити лінійні розміри барабана: його робочу довжину l_b , діаметри D_b і D_p (див. рисунок 10.1).

10.5 Експериментальні дані

Після ознайомлення з конструкцією слід включити лебідку і провести спостереження за її роботою в режимі повного циклу: пуск - робочий хід - зупинка. Використовуючи секундомір, необхідно розрахувати частоту обертання барабана n_b . Виміряти штангенциркулем робочу довжину барабана l_b та діаметри D_b і D_p .

10.6 Обробка і аналіз отриманих результатів

За формулою (10.2) слід визначити величину тягового зусилля в канаті лебідки, попередньо прийнявши $D_0 \approx D_b$; $m=1$; $k_n=1$; $\eta_n=0,7$; передаточне число механізму (редуктора) $u = \frac{n_e}{n_b}$. Використовуючи формули (10.6) і (10.7), необхідно розрахувати мінімальний діаметр d_k і розривне зусилля F_p канату і за цими параметрами з довідника підібрати канат лебідки. Довжину канату L_k і максимальну відстань горизонтального переміщення вантажу L_B визначити за формулами (10.4) і (10.5).

Швидкість переміщення вантажу необхідно розрахувати за формулою (10.3). Результати всіх вимірювань і розрахунків занести в таблицю 10.1.

Таблиця 10.1 – Технічні параметри лебідки

Параметр		ω_e	$n_{\bar{o}}$	u_m	η_m	k_n	D_p	$D_{\bar{o}}$	$l_{\bar{o}}$	d_k	L_k	F_t	L_B	V_B
Розмірність	кВт	с ⁻¹	хв ⁻¹	–	–	–	мм	мм	мм	мм	м	кН	м	м/с
Величина					0,7	1								

10.7 Висновки по роботі

У висновках необхідно вказати основні параметри технічної характеристики лебідки.

10.8 Контрольні запитання

1. До якого типу підйимально-транспортних машин належать лебідки і за якими ознаками їх класифікують?
2. З яких основних частин складається лебідка?
3. Як здійснюється змащування тертьових поверхонь лебідки?
4. Яка конструкція гальма лебідки і де воно встановлене?
5. Як регулюється гальмівний момент і компенсується зношування фрикційних накладок гальма?
6. Яку будову має канатний барабан лебідки?
7. Від чого залежать конструкція і розміри барабана?
8. Що таке кратність поліспасти підйомного механізму? Як змінюються параметри лебідки при збільшенні кратності поліспасти?
9. За якими параметрами вибирають сталеві дротяні канати? Яку будову має канат лебідки?
10. Як здійснюється кріплення канату на барабані?
11. Як спрацьовують механізми лебідки, якщо раптово, під час підйому вантажу, зникає струм живлення електродвигуна?

Лабораторна робота №11
ДОСЛІДЖЕННЯ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

11.1 Мета роботи

Ознайомлення з особливостями конструкцій черв'ячних редукторів і геометрією черв'ячних передач.

11.2 Елементи теорії і розрахункові залежності

Черв'ячний редуктор – це передавальний механізм, що призначений для зниження кутової швидкості та збільшення крутного моменту. При цьому в черв'ячній передачі рух передається між перехрещеними під прямим кутом валами.

Одноступінчасті черв'ячні редуктори знаходять своє застосування в діапазоні передаточних чисел $u = 8 \dots 80$ (а в несилових передачах до 200 і більше). Якщо однієї передачі недостатньо для забезпечення необхідного передаточного відношення, у корпусі редуктора монтують ще одну черв'ячну або разом із черв'ячною передачею іншого типу (циліндричні, конічні).

З точки зору геометрії й кінематики черв'ячні передачі поєднують у собі властивості передач зачепленням (зубчастих) і гвинтових пар. Комбінація ознак різних механізмів обумовлює особливості роботи черв'ячного зачеплення й підходів до проектування передачі.

11.2.1 Особливості й основні параметри черв'ячних передач

Черв'ячна передача складається із двох ланок. Ведучою ланкою є черв'як 1, веденою – черв'ячне колесо 2 (рисунок 11.1).

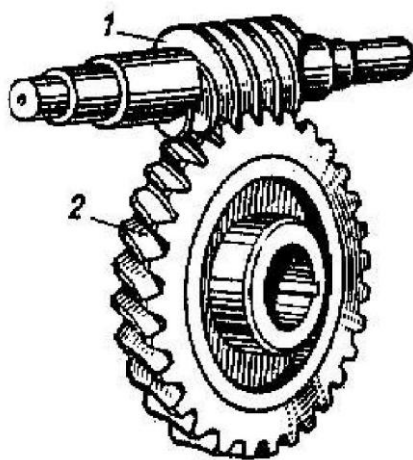


Рисунок 11.1 – Черв'ячна передача

Взаємодія елементів черв'ячної пари подібна принципу роботи гвинтового механізму, в якому черв'як є гвинтом, а черв'ячне колесо являє собою вузький сектор довгої гайки, вигнутий кільцем зубцями назовні навколо осі, перпендикулярної осі гвинта.

До основних переваг черв'ячних передач відносять:

- можливість реалізації великих передаточних відношень (звичайно від 8 до 63, а в несилкових передачах до 200 і більше) в одному ступені при порівняно малих габаритах;
- висока плавність зачеплення і безшумність роботи;
- висока кінематична точність;
- неможливість передачі руху у зворотному напрямку (від колеса черв'якові) через самогальмування передачі (внаслідок цього, наприклад, відпадає необхідність застосування гальмових пристроїв у вантажопідійомних механізмах).

Основними недоліками черв'ячних передач, що істотно обмежують їх область застосування (зокрема по переданій потужності – звичайно не більше 50–60 кВт), прийнято вважати:

- низький ККД ($\eta \leq 0,92$) через значні втрати потужності на відносне ковзання спряжених поверхонь черв'яка й черв'ячного колеса під навантаженням;
- підвищений нагрів та зношування;
- необхідність використання дорогих антифрикційних матеріалів;
- підвищені вимоги до точності складання механізму і необхідність регулювання зачеплення.

Зазначені переваги і недоліки обумовлені особливостями геометрії та кінематики зачеплення (комбінацією, як було сказано, ознак передачі зачепленням і гвинтової пари).

У якості основних прийнято розглядати два фактори, що визначають властивості черв'ячної передачі:

1 – висока відносна швидкість ковзання в контактні поверхонь витків черв'яка й зубів черв'ячного колеса, що визначає більші втрати потужності на тертя і як наслідок підвищене нагрівання й низький ККД передачі;

2 – несприятливі умови для утворення «масляного клина» у контактні черв'яка й черв'ячного колеса, що в сукупності з нагріванням обумовлює схильність передачі до заїдання, зношування й необхідність використання доро-

гих антифрикційних матеріалів.

Спроби поліпшити якісні показники черв'ячних редукторів привели до появи різних типів черв'ячних передач.

Передачі розділяють за формою поверхні черв'яка, на якій нарізаються витки: передачі із циліндричними (рисунок 11.2, а) і глобоїдними (рисунок 11.2, б) черв'яками.

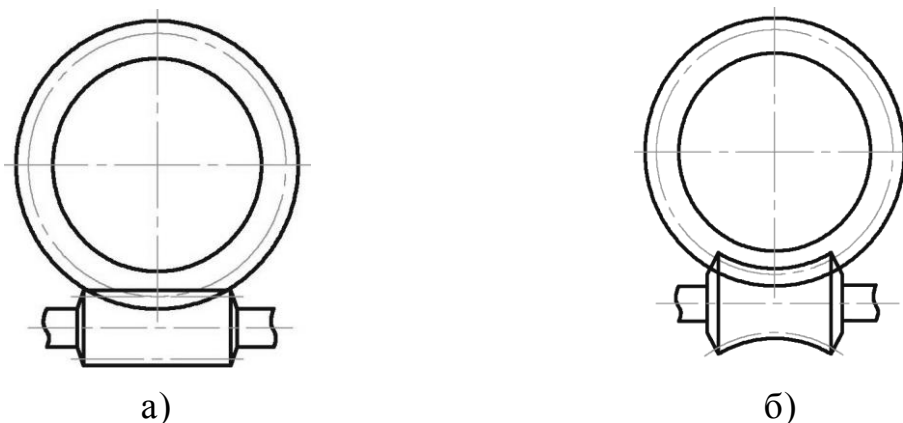


Рисунок 11.2 – Види черв'ячних передач

Глобоїдні черв'ячні передачі мають вищу навантажувальну здатність, але складніші у виготовленні, монтажі та експлуатації, а також сильніше нагріваються при роботі. Вони ставлять високі вимоги до умов виробництва й застосовуються у відповідальних механізмах.

Циліндричні черв'ячні передачі за формою гвинтової поверхні витків черв'яка діляться в основному на передачі з архімедовим черв'яком, евольвентним і конволютним. По зовнішніх ознаках без спеціальних приладів установити відмінність у типах гвинтової поверхні черв'яків практично неможливо, тому завдання по визначенню форми поверхні черв'яка в даній лабораторній роботі не ставиться.

Усі циліндричні черв'ячні передачі характеризуються однаковим набором геометричних параметрів і їх розміри визначаються однаковими співвідношеннями. До основних геометричних параметрів черв'ячної передачі, що дозволяють розрахувати основні розміри черв'яка й черв'ячного колеса, підібрати інструменти й налагодити верстат для нарізування черв'ячної пари, відносять:

Модуль m , мм – визначається як відношення осьового кроку черв'яка до числа π ($m = p/\pi$). Під *осьовим кроком* p розуміють відстань між однаковими точками двох сусідніх профілів, виміряну в напрямку осі черв'яка. Величина модуля повинна відповідати стандартному ряду

(ГОСТ 2144-76).

Кількість витків (заходів) **черв'яка** z_1 – приймається залежно від передаточного відношення: $z_1=4$ при $u=8\dots15$, $z_1=2$ при $u=15\dots30$ і $z_1=1$ при $u\geq 30$.

Кількість зубців колеса z_2 . З умови непідрізання зубців черв'ячного колеса при нарізанні приймають $z_2\geq 28$. Оптимальним для силових передач вважається $z_2=32\dots 63$.

Коефіцієнт діаметра черв'яка q , визначається як відношення діляльного діаметра черв'яка d_1 до модуля ($q = d_1/m$). Величина q повинна відповідати стандартному (ГОСТ 2144-76) ряду й узгоджуватися з модулем (див. таблицю 11.1).

Коефіцієнт зсуву черв'яка x . Зсув в основному використовують із метою вписування передачі в стандартну міжосьову відстань.

11.2.2 Особливості конструкцій черв'ячних редукторів

Конструювання черв'ячних редукторів у цілому і їх окремих вузлів визначається компонованням передавального механізму й особливостями роботи зачеплення.

Конструкція корпусу. Найбільше поширення одержали конструкції черв'ячних редукторів з *розніманням* корпусу по осі черв'ячного колеса (рисунки 11.3 а). Це спрощує складання комплекту вала з підшипниками й із черв'ячним колесом. Черв'як звичайно має невеликий зовнішній діаметр витків, що дозволяє встановлювати його в корпус через отвори підшипникових гнізд (рисунки 11.6, 11.7).

Редуктори малих розмірів ($a_w\leq 120$ мм) часто роблять *без рознімання* зі знімними бічними кришками (рисунки 11.3, б). З умови складання, отвори під центруючі виступи кришок (рисунки 11.8) повинні дещо перевищувати зовнішній діаметр колеса, а загальні розміри порожнини повинні допускати роведення валів черв'яка й колеса при монтажі й демонтажі.

Охолодження. Внаслідок високого тертя в зачепленні, робота редуктора супроводжується значним нагріванням, тому для кращого охолодження редукторів корпуси звичайно виготовляються з ребрами (які збільшують поверхню тепловіддачі), а якщо цього недостатньо, застосовують штучне охолодження (примусова вентиляція, охолодження масла усередині або поза редуктором).

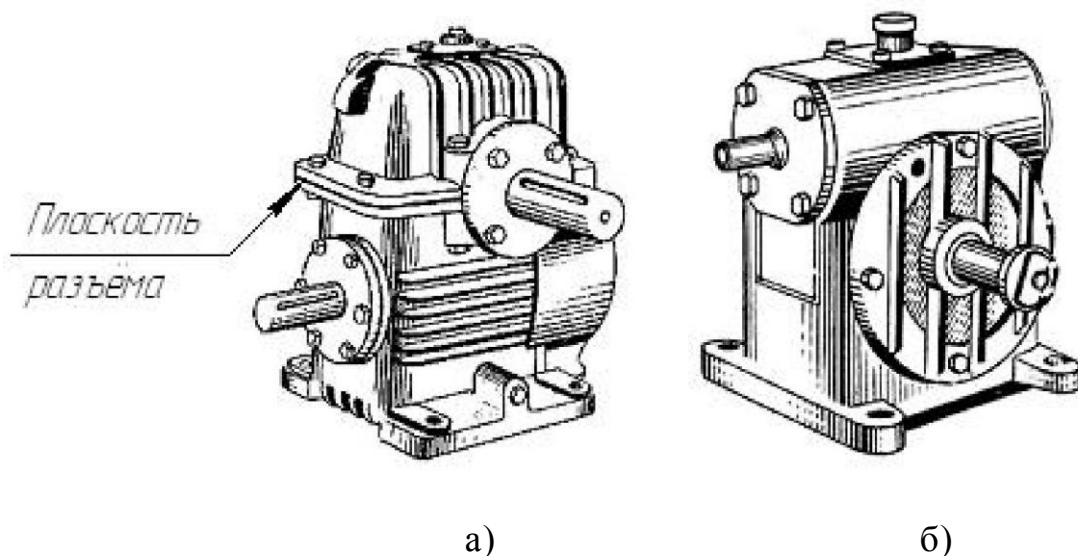


Рисунок 11.3 – Варіанти виконання корпусів

Розташування черв'яка. У машинобудуванні використовуються редуктори з різним розташуванням черв'яка відносно колеса: з нижнім (рис. 11.4, а), з верхнім (рисунок 11.4, б), з бічним горизонтальним (рисунок 11.4, в) і бічним вертикальним (рисунок 11.4, г). Верхнє розташування застосовують звичайно при високих швидкостях обертання вала черв'яка, а нижнє відповідно при малих, але частіше вибір положення черв'яка обумовлений компоновкою механізму.

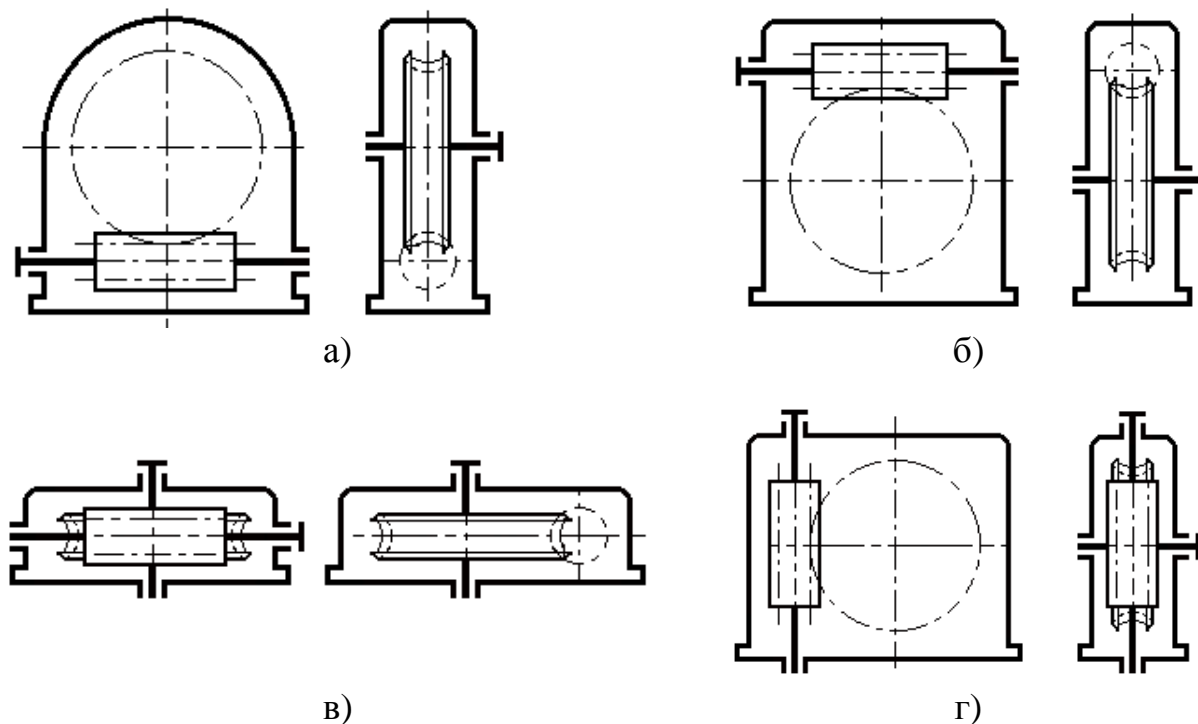


Рисунок 11.4 – Можливі схеми розташування черв'яків

11.2.3 Конструкція елементів передач

Черв'яки найчастіше виконують разом з валом, використовуючи вуглецеві або леговані сталі з поверхневим або об'ємним гартуванням до високої твердості (понад 45 HRC).

Черв'ячні колеса звичайно роблять збірними (рисунок 11.5), що дозволяє знизити вартість передачі. Маточину колеса виконують із сірого чавуну (рідше – зі сталі), а зубчастий вінець – з антифрикційного матеріалу (бронза, латунь, чавун). Вибір марки матеріалу вінця залежить від швидкості ковзання в зачепленні й тривалості роботи. Чим вища швидкість ковзання, тим більш високими антифрикційними й прозадирними властивостями повинен володіти матеріал зубців колеса.

У машинобудуванні знаходять застосування наступні типові конструкції черв'ячних коліс (див. рисунок 11.5): а) бандажована, б) болтова, в) біметалічна. Остання – найбільш раціональна, її використовують у машинах серійного виробництва.

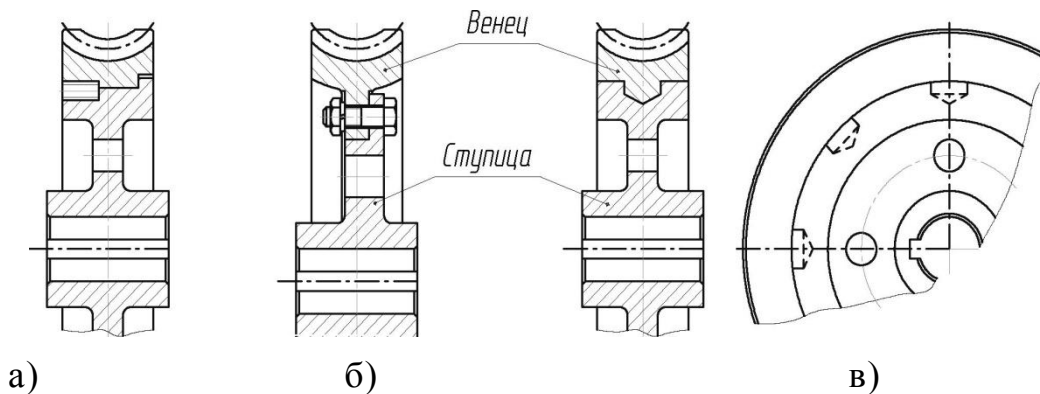


Рисунок 11.5 – Типові конструкції черв'ячних коліс

Конструювання опор. На вал черв'яка діють радіальні й значні осьові навантаження, тому в якості опор зазвичай застосовують підшипники роликові конічні, а при високій частоті обертання (понад 1500 хв^{-1}) можливе використання шарикових радіально-упорних підшипників (які мають менший опір обертанню).

Відносно короткі черв'ячні вали звичайно встановлюються за схемою «врозпір», при якій лівий підшипник виключає зсув вала вліво, а правий відповідно вправо (рисунок 11.6).

Довгі черв'ячні вали ($l/d > 6$, де l – відстань між опорами, d – діаметр вала) встановлюються у підшипники таким чином, щоб одна з опор (фіксуюча) сприймала осьові навантаження, що діють в обох напрямках, а друга (плава-

юча) могла б вільно переміщатися в осьовому напрямку в корпусі (рисунок 11.7). Це дозволяє виключити вибірку осьових зазорів і заклинювання підшипників при збільшенні довжини вала внаслідок нагрівання.

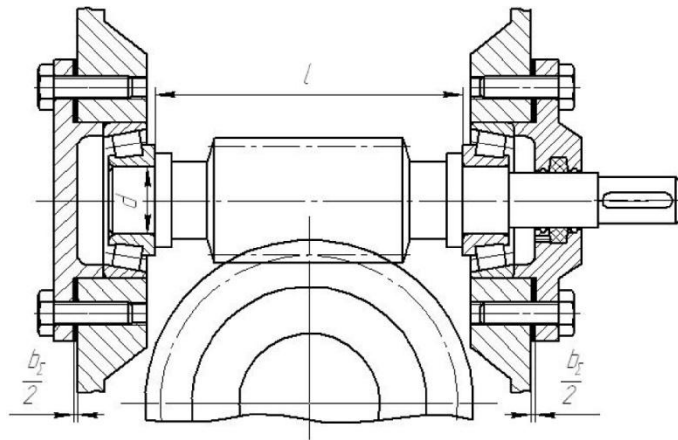


Рисунок 11.6 – Вузол вала черв'яка з підшипниками, установленими «врозпір»

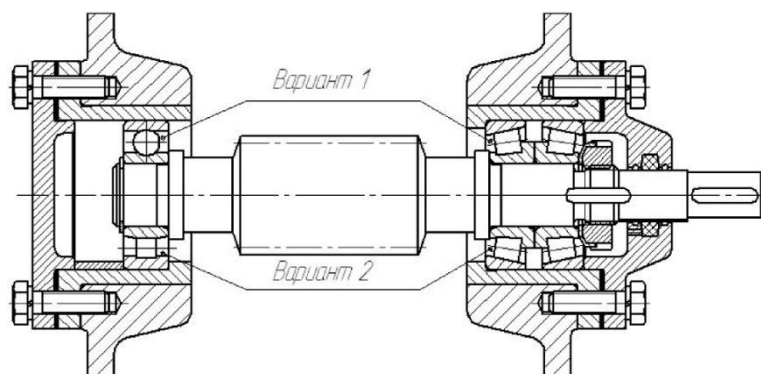


Рисунок 11.7 – Вузол вала черв'яка з фіксуючою правою та плаваючою лівою опорами

Осьове положення колеса повинне зберігатися в процесі роботи під навантаженням, тому в силових передачах вал колеса встановлюють звичайно на конічних роликових підшипниках, що володіють підвищеною жорсткістю (рисунок 11.8).

11.3 Опис лабораторної установки

Дослідження проводиться на базі дослідного зразка одоступінчастого черв'ячного редуктора з верхнім розташуванням черв'яка з циліндричними приєднувальними частинами валів.

Визначення основних геометричних параметрів редуктора здійснюють за допомогою штангенциркуля та лінійки. Для часткового розбирання редуктора використовують набір ключів гайкових.

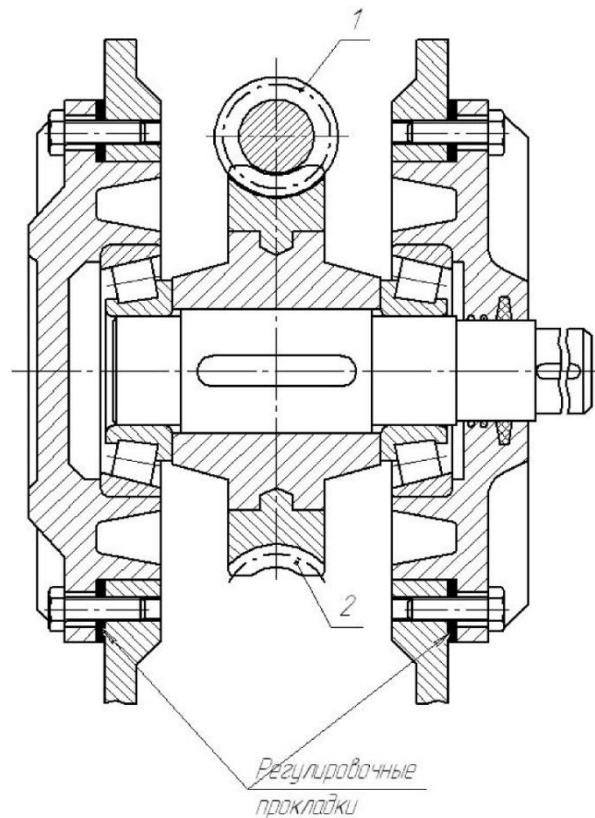


Рисунок 11.8 – Вузол черв'ячного колеса

11.4 Методика виконання роботи

При виконанні роботи необхідно занести конструктивні особливості редуктора, а також обмірювані й обчислені параметри черв'ячного зачеплення до таблиці 11.2. Після ознайомлення із зовнішнім виглядом необхідно:

1. Розгвинтити кріпильні гвинти і зняти кришку редуктора. Вивчити будову основних його складальних одиниць – валів черв'яка та черв'ячного колеса із насадженими на них деталями.

2. Установити до якого типу належить корпус редуктора (роз'ємний або нероз'ємний).

3. Визначити розташування черв'яка щодо черв'ячного колеса (верхнє, нижнє, бічне, вертикальне).

4. Визначити міжосьову відстань черв'ячної передачі a_w . Це можна зробити двома способами (рисунок 11.9).

а) $a_w = l_1 - l_2$; l_1, l_2 – вимірюються штангенциркулем або лінійкою відносно опорної площини;

б) $a_w = l + D/2$; (потрібне розбирання редуктора).

Визначену міжосьову відстань привести у відповідність із рядом значень стандартного ряду ГОСТ 2144-76:

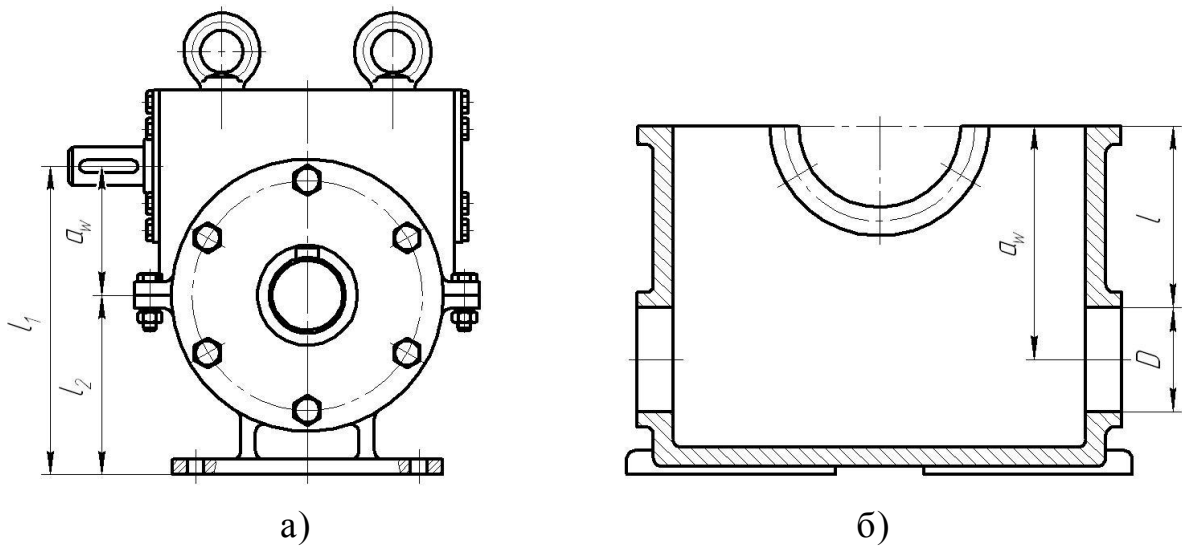


Рисунок 11.9 – Способи визначення міжосьової відстані

1-й ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500 мм;

2-й ряд: 45, 56, 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450 мм.

На практиці можливе виготовлення редукторів з величинами міжосьових відстаней, що відрізняються від вимог сучасного стандарту. Наприклад: $a_w=120$ мм.

5. Провести часткове розбирання редуктора, для чого: відгвинтити гвинти, зняти кришки підшипників черв'яка та черв'ячного колеса, кришку корпусу (при роз'ємному корпусі), зняти вал черв'яка і вал черв'ячного колеса в зборі. Ідентифікувати вузли й деталі редуктора.

6. Визначити тип черв'яка за формою твірної поверхні (циліндричний, глобоїдний).

7. Визначити напрямок гвинтової лінії черв'яка (ліва, права).

8. Визначити до якого конструктивного типу належить черв'ячне колесо (біметалічне, бандажоване, болтове).

9. Підрахувати число зубів колеса Z_2 і число витків черв'яка Z_1 . **Примітка:** під числом витків черв'яка розуміють число заходів різьби гвинта – черв'яка.

10. Визначити передаточне число редуктора $u = Z_2/Z_1$.

11. Визначити осьовий крок черв'яка і модуль зачеплення. Для чого відрахувати чотири-п'ять (n) кроків на черв'яку, виміряти відстань L (рисунок 5.10) між однойменними точками на профілях, обчислити розрахунковий осьовий крок черв'яка $p=L/n$ та модуль $m=p/\pi$.

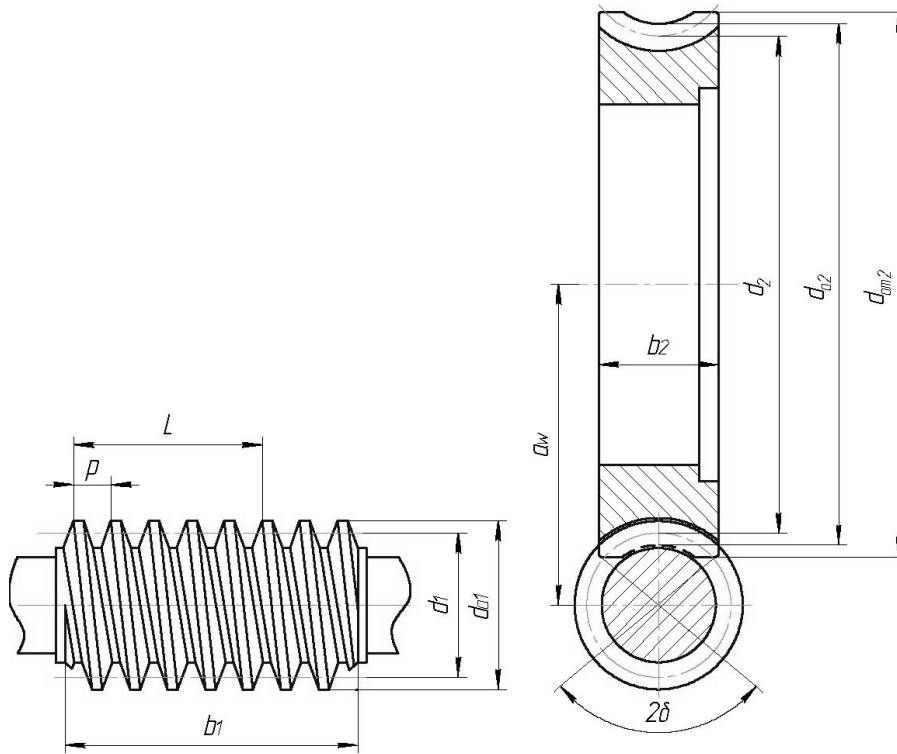


Рисунок 11.10 – Геометричні параметри черв'ячної передачі

Отримане значення модуля округлити до найближчого зі значень стандартного ряду модулів відповідно до ГОСТ 2144-76.

Таблиця 11.1 – Ряд модулів і коефіцієнтів діаметра черв'яка (за ГОСТ 2144-76)

$m, \text{мм}$	2,00	2,5	(3,0)	3,15	(3,5)	4,0	5,0	(6,0)	6,3	(7,0)	8,0
q	8,0	8,0	10,0	8,0	10,0	8,0	8,0	9,0	8,0	12,0	8,0
	10,0	10,0	12,0	10,0	12,0	10,0	10,0	10,0	10,0		10,0
	12,5	12,5		12,5	14,0	12,5	12,5		12,5		12,5
	16,0	16,0		16,0		16,0	16,0		16,0		16,0
	20,0	20,0		20,0		20,0	20,0		20,0		20,0
	25,0	25,0		25,0		25,0	25,0		25,0		25,0

Примітка: Значення модулів, не взяті в дужки, є переважними.

12. Виміряти діаметр вершин черв'яка d_{a1} і визначити дільний діаметр черв'яка d_1 : $d_1 = d_{a1} - 2m$;

13. Обчислити коефіцієнт діаметра черв'яка q : $q = d_1/m$.

Узгодити отримане значення q згідно зі стандартним рядом за ГОСТ 2144-76 для даного модуля (таблиця 11.1).

14. За знайденими значенням параметрів обчислити ділильну міжосьову відстань передачі a : $a = 0,5(Z_2 + q)m$.

Розбіжність фактичної (a_w) і ділильної (a) міжосьових відстаней свідчить про те, що черв'ячне колесо нарізане зі зсувом, величина якого оцінюється коефіцієнтом зсуву x :

$$x = \frac{a_w - a}{m} = \frac{a_w}{m} - 0,5 \left(\frac{z_1}{z_2} + z_2 \right)$$

Примітка: Зазвичай коефіцієнт зсуву лежить у межах $-0,5 \leq x \leq 0,5$.

15. Виміряти довжину нарізаної частини черв'яка b_1 .

16. Визначити ділильний діаметр черв'ячного колеса: $d_2 = Z_2 m$.

17. Виміряти ширину вінця черв'ячного колеса b_2 .

18. Виміряти умовний кут охоплення

$$2\gamma = 2 \arcsin \left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} \right)$$

19. Скласти механізм, звернувши особливу увагу на принципovu можливість регулювання редуктора згідно п. 5.1.3.

20. Виконати розрахунки черв'ячної передачі.

11.5 Експериментальні дані

Таблиця 8.2 – Конструктивні особливості редуктора й параметри передачі

Конструктивні особливості редуктора	Виконання	
Тип корпусу редуктора (<i>рознімний, нерознімний</i>)		
Розташування черв'яка (<i>верхнє, нижнє</i>)		
Тип черв'яка (<i>циліндричний, глобоїдний</i>)		
Напрямок гвинтової лінії (<i>правий, лівий</i>)		
Конструктивне виконання колеса (<i>рисунок 5.5</i>)		
Параметр	Умовне позначення	Числове значення
Міжосьова відстань, мм - обмірювана; - прийнята за ГОСТ 2144-76*	a'_w , мм a_w , мм	
Кількість витків черв'яка	z_1	
Кількість зубців черв'ячного колеса	z_2	
Передаточне число	u	

Продовження таблиці 8.2

Параметр	Умовне позначення	Числове значення
Осьовий крок черв'яка, мм	p	
Модуль зачеплення, мм - обчислений; - узгоджений з ГОСТ 2144-76	m' , мм m , мм	
Діаметр вершин черв'яка, мм	d_{a1}	
Ділильний діаметр черв'яка, мм	d_1	
Коефіцієнт діаметра черв'яка - обчислений; - узгоджений з ГОСТ 2144-76	q	
Ділильна міжосьова відстань, мм	a	
Коефіцієнт зсуву черв'яка	x	
Довжина нарізаної частини черв'яка, мм	b_1	
Ділильний діаметр черв'ячного колеса, мм	d_2	
Ширина вінця черв'ячного колеса, мм	b_2	
Умовний кут обхвату, град.	2γ	

11.6 Обробка і аналіз отриманих результатів

Вихідні дані для розрахунків наведено в таблиці 11.3. Варіант вказується викладачем.

По заданій потужності й кутовій швидкості вала черв'ячного колеса визначити:

- виникаючі контактні напруження;
- сили в зачепленні черв'ячної передачі;
- величину прогину черв'яка.

Таблиця 11.3 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	1	2	3	4	5	6
P_2 , кВт	1,2	1,75	2,4	3,2	4,5	5
ω_2 с ⁻¹	2,4	2,9	2,0	2,5	3,0	3,4

По заданій потужності й кутової швидкості знаходять крутний момент на валу черв'ячного колеса

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

де P_2 – у Ватах.

Визначають контактне напруження σ_H для матеріалу вінця черв'ячного колеса

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \cdot \sqrt{\left[\frac{z_2/(q+1)}{a_w} \right]^3} \cdot T_2 \cdot K_H \leq [\sigma_H],$$

де K_H – коефіцієнт навантаження, прийняти рівним 1,0 при постійному навантаженні.

Якщо прийняти, що матеріал черв'ячного колеса БрАЖ 9-4, то $[\sigma_H]$ залежно від величини швидкості ковзання V_k , має наступні значення:

$$[\sigma_H] = 230 \text{ МПа при } V_k < 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad [\sigma_H] = 210 \text{ МПа при } V_k = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$[\sigma_H] = 180 \text{ МПа при } V_k = 4 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad [\sigma_H] = 150 \text{ МПа при } V_k > 4 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Швидкість ковзання можна обчислити з виразу

$$V_k = \frac{4 \cdot n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}, \text{ м/с},$$

$$\text{де частота обертання черв'яка: } n_1 = n_2 \cdot u = \frac{30 \cdot \omega_2}{\pi} \cdot u.$$

Після обчислення σ_H й установаження $[\sigma_H]$ зробити висновок про придатність обраного матеріалу.

Визначення сил, що виникають у черв'ячному зачепленні

Величину колової – F_t , осьової – F_a і радіальної – F_r сили для черв'яка й черв'ячного колеса визначають за такими формулами

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1},$$

де $T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta}$ – крутний момент на валу черв'яка;

η – ККД редуктора (прийняти $\eta = 80\%$).

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \text{tg} \alpha$$

Перевіряють жорсткість черв'яка по величині прогину

$$y = \frac{l_{II}^3 \cdot \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 \cdot E \cdot J} \leq \left[y \right] = 0,005 \dots 0,010 \text{ м},$$

де l_{II} – відстань між центрами підшипників черв'яка, мм;

E – модуль пружності першого роду для сталі $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$;

$J = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64}$ – осьовий момент інерції поперечного перерізу черв'яка, мм^4 ;

$d_{f1} = d_1 - 2,5m$ – внутрішній діаметр черв'яка, мм.

11.7 Висновки

За отриманими в пункті 11.6 даними зробити висновок про можливість роботи редуктора в заданому режимі.

11.8 Контрольні запитання

1. Який передавальний механізм називають редуктором? Який редуктор називають черв'ячним, призначення черв'ячного редуктора.
2. Які схеми виконання черв'ячних редукторів (за розташуванням черв'яка) можуть бути?
3. Що відрізняє черв'ячні передачі із глобоїдним і циліндричним черв'яком?
4. Якими основними параметрами характеризується робота черв'ячної передачі?
5. Що розуміють під числом витків черв'яка (z_1), осьовим кроком черв'яка (p), модулем зачеплення (m), коефіцієнтом діаметра черв'яка (q)?
6. Переваги та недоліки черв'ячних передач. Чим вони обумовлені?
7. Що розуміють під самогальмуванням у передавальному механізмі? За рахунок чого воно забезпечується в черв'ячному редукторі?
8. Які матеріали використовують для виготовлення черв'яка й черв'ячного колеса?
9. Чому черв'ячні колеса часто роблять складеними?
10. Чим визначається вибір матеріалу вінця черв'ячного колеса?
11. Якого типу підшипники й чому використовують у якості опор вала черв'ячного колеса (вала черв'яка)?
12. Чим пояснюється необхідність регулювання підшипників і якими елементами редуктора вона виконується?
13. Чим обумовлена необхідність регулювання черв'ячного зачеплення, мета регулювання?

ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища школа, 1993. - 556 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 383 с.