

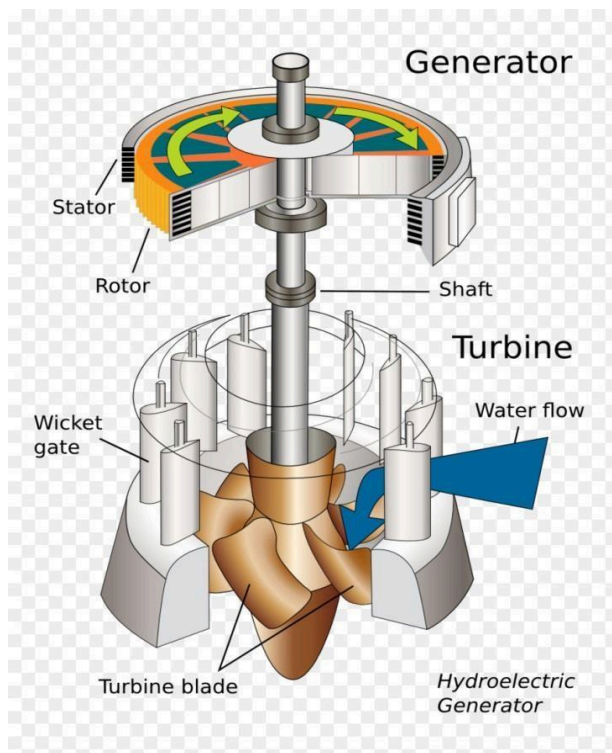
**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІДОКРЕМЛЕНИЙ СТРУКТУРНИЙ ПІДРОЗДІЛ
«ЗОЛОЧІВСЬКИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ЛЬВІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ»**



**РОБОЧИЙ ЗОШИТ
із дисципліни**

**«ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН
(ТММ, ДМ та ПТМ)»**

ДЛЯ ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ ТА ПРАКТИЧНИХ РОБІТ
СТУДЕНТАМИ СПЕЦІАЛЬНОСТІ 208 «АГРОІНЖЕНЕРІЯ»



Робочий зошит

Студента групи _____

(Прізвище, ім'я, по-батькові)

НОВОСЕЛИЩЕ

Укладачі: Петринець В.Ю., викладач вищої категорії, методист.
Висlobодський П.Й., викладач вищої категорії, методист.

Рецензенти: Петро КОРУНЯК, к.т.н., доцент кафедри машинобудування
Львівського національного університету
природокористування

Робочий зошит висвітлює основні питання курсу «Основи конструювання машин (ТММ, ДМ та ПТМ)» згідно з навчальною програмою для студентів спеціальності 208 «Агроінженерія».

Рекомендовано цикловою комісією загальних і загально-спеціальних дисциплін

Протокол №____ від “____” _____ 202 р.

	стор.
ВСТУП	3
ЗАГАЛЬНІ ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ	5
1. Лабораторна робота № 1. Структурний аналіз механізму дизельного двигуна...	6
2. Лабораторна робота № 2. Побудова положень ланок механізму і траєкторії точки.....	9
3. Лабораторна робота № 3. Тертя в машинах.....	12
4. Лабораторна робота № 4. Розрахунок багатоланкових зубчастих механізмів..	16
5. Лабораторна робота № 5. Вивчення конструкції циліндричного зубчастого редуктора.....	20
6. Лабораторна робота № 6. Вивчення конструкції конічного редуктора.....	23
7. Лабораторна робота № 7. Гнучкі вантажні органи.....	25
8. Лабораторна робота № 8. Вивчення та дослідження металоконструкції козлового крана.....	28
9. Лабораторна робота № 9. Дослідження роботи ланцюгового скребкового транспортера.....	31
10. Практична робота № 1. Розрахунок прямозубої циліндричної передачі.....	35
11. Практична робота № 2. Розрахунок закритої циліндричної шевронної передачі.....	38
12. Практична робота № 3. Розрахунок конічної передачі редукторного типу для серійного виробництва.....	44
13. Практична робота №4. Розрахунок пасової передачі.....	50
14. Практична робота №5. Розрахунок ланцюгової передачі.....	54
15. Практична робота № 6. Розрахунок черв'ячної передачі на контактну міцність та за напруженнями згину.....	57
16. Практична робота № 7. Розрахунок на міцність призматичних шпонкових з'єднань.....	62

17. Практична робота № 8. Розрахунок болтового з'єднання на міцність при осьовому і поперечному статичному навантаженні.....	66
18. Практична робота № 9. Розрахунок і конструювання стикового заклепкового шва з однією накладною.....	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	70

ВСТУП

Робочий зошит призначений для оптимізації навчальної діяльності студента. Його застосування дає можливість студентам разом із підготовкою до лабораторної, практичної роботи оформляти звіт.

Лабораторні і практичні заняття слід проводити на робочих місцях, забезпечених необхідним обладнанням та інструментом, наочними посібниками та інструкційними методичними картами, заводськими інструкціями, плакатами.

До кожного заняття необхідно розробити конкретні завдання і методичні вказівки для їх виконання та інструкційно-технологічні картки.

Кожен студент повинен мати робочий зошит, в якому відзначається тема, мета завдання для звіту, наводиться перелік необхідного обладнання, розрахункових формул, схем, таблиць, тощо.

До виконання завдань допускаються тільки ті студенти, які засвоїли теоретичний матеріал.

У результаті вивчення навчальної дисципліни студент повинен

Знати:

- будову та призначення деталей та вузлів загального призначення;
- загальні основи інженерних розрахунків та конструювання деталей і вузлів загального призначення, тобто таких, які зустрічаються майже в усіх машинах (гвинти, вали, муфти, механічні передачі та т.п.).

Уміти:

- проектувати деталі та вузли загального призначення;
- виконувати перевірочні інженерні розрахунки на міцність деталей та вузлів загального призначення;

ЗАГАЛЬНІ ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ

Для засвоєння вивченого матеріалу з дисципліни «Основи конструювання машин (ТММ, ДМ та ПТМ)» студентам необхідно старанно підготовляти кожну заплановану лабораторну та практичну роботу, завчасно вивчати її зміст і послідовність виконання.

Перед початком роботи проводиться попереднє опитування студентів для перевірки їх готовності до заняття. Студенти повинні самостійно опрацювати лекційний матеріал, ознайомитися з методикою виконання, змістом та структурою роботи й оформити її згідно з вимогами. Крім того, необхідно занести в таблиці вихідні дані та результати експериментів, приготувати необхідне обладнання для проведення аналітичних розрахунків, побудови графіків тощо.

Після виконання кожної лабораторної, практичної роботи студенти оформляють звіт, який захищають у викладача у кінці заняття. Звіти слід писати технічно грамотно й акуратно. Схеми, ескізи й таблиці потрібно виконувати олівцем з використанням креслярських приладів, або в електронному варіанті. У кінці роботи вибірково опитуванням підсумовується її виконання і засвоєння матеріалу, акцентуються позитивні й негативні моменти, аналізується ставлення студентів до заняття та робиться висновок про досягнення мети.

У випадку відсутності студента на занятті, він зобов'язаний його відпрацювати у вільний від занять час. Якщо пропущене заняття не відпрацьоване, то студент до підсумкового модульного контролю не допускається.

Під час виконання лабораторних робіт потрібно суворо дотримуватися таких **правил безпеки праці**:

- до роботи допускаються тільки ті студенти, які добре засвоїли правила безпеки праці;
- працювати з обладнанням дозволяється тільки під наглядом викладача;
- забороняється перебувати або працювати в широкому і незаправленому одязі біля обертових частин машини;
- студентам забороняється торкатися руками та іншими відкритими ділянками тіла до машин, що мають електричний привід;
- студентам категорично забороняється самовільно пускати в роботу машини, лабораторні установки, демонстраційне та інше обладнання;
- при виявленні несправностей негайно повідомити викладача.

Лабораторна робота № 1

СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Мета роботи – набути навичок складання структурних та кінематичних схем механізмів та проведення їх структурного аналізу.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: 1) модель механізму; 2) конструктивне креслення вузла або загального вигляду машини; 3) вимірювальний інструмент: металева лінійка з міліметровою шкалою, рулетка, циркуль, штангенциркуль, відвіс, кутомір, транспортир.

Завдання

1. **Машинобудування** — це

2. **Теорія механізмів і машин** — це

3. **Ланка** — це

4. **Кінематичною парою** (скорочено — парою) називають

5. Напишіть формулу для визначення ступеня вільності просторового кінематичного ланцюга та розшифруйте її

6. Задача. Зробити структурний аналіз механізму дизельного двигуна (рис. 1.1), розкласти його на структурні групи, скласти формулу побудови механізму та визначити його клас.

Розв'язання:

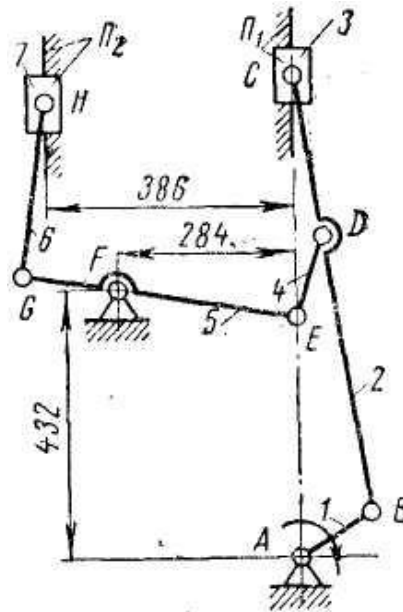


Рис. 1.1 Кінематична схема механізму дизельного двигуна

В и с н о в о к

Оцінка _____

(підпис викладача)

Лабораторна робота № 2

ПОБУДОВА ПОЛОЖЕНЬ ЛАНОК МЕХАНІЗМУ І ТРАЄКТОРІЇ ТОЧКИ

Мета роботи – набути навичок побудови положень ланок механізму і траєкторії точок за допомогою метода засічок та проведення їх структурного аналізу.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: 1) зразок виробничої машини або її модель; 2) модель механізму; 3) конструктивне креслення вузла або загального вигляду машини; 4) вимірювальний інструмент: металева лінійка з міліметровою шкалою, рулетка, штангенциркуль, рейсмус, кутомір, транспортир.

Завдання

1. Основні задачі кінематичного дослідження механізмів:

2. Назвіть основні методи кінематичного дослідження механізмів

3. За допомогою методу засічок здійсніть побудову положень ланок кривошипно-повзунного механізму і траєкторії точок зображеного на рис.2.1.

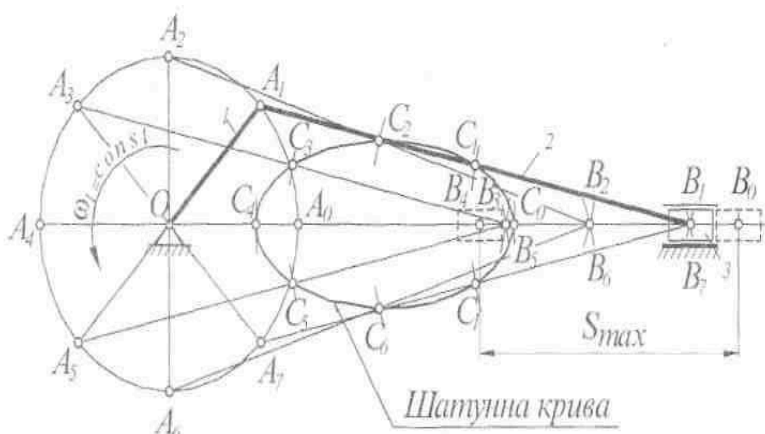


Рис. 2.1. Побудова положень ланок механізму і траєкторії точки C

Побудова положень ланок механізму і траєкторії точки C

4. Опишіть як за допомогою **методу засічок** знайти положення точок В і С.

This image shows a full page of white paper with horizontal blue or grey ruling lines. The lines are evenly spaced and run across the width of the page, typical of notebook paper. There are no margins, text, or other markings on the page.

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Лабораторна робота № 3

ТЕРТЯ В МАШИНАХ

Мета роботи – ознайомлення студентів з явищем тертя в машинах.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: 1) зразок виробничої машини або її модель; 2) модель механізму; 3) конструктивне креслення вузла або загального вигляду машини; 4) вимірювальний інструмент: металева лінійка з міліметровою шкалою, рулетка, кронциркуль, нутромір, циркуль, штангенциркуль, рейсмус, відвіс, кутомір, транспортир.

Завдання

1. Тертям називають

2. Нарисуйте схему взаємодії поверхонь тертя

3. Дайте специфікацію схем тертя ковзання

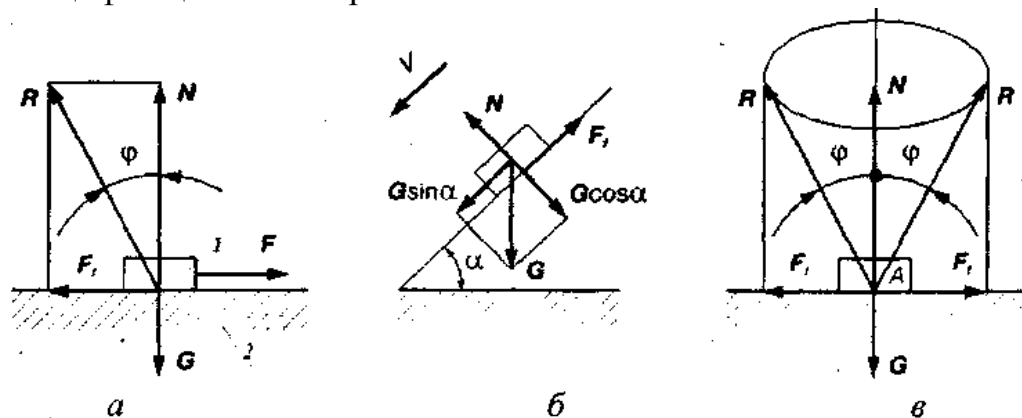


Рис.3.1. Тертя ковзання:

а -

б -

в -

4. Тертям кочення називають

5. Розв'яжіть задачу 1.

По похилій площині 1 рухається рівномірно вгору повзун 2 (рис. 3.2), який знаходиться під дією сил F і Q . Сила Q направлена перпендикулярно до осі x_0 і дорівнює 200 Н, кут нахилу площини $\alpha = 30^\circ$, коефіцієнт тертя повзуна 2 з площинні дорівнює $f = 0,25$. Треба знайти величину сили F , яка направлена під кутом $\beta = 60^\circ$ до нормалі $n-n$ і підтримує заданий рівномірний рух повзуна 2.

Розв'язок

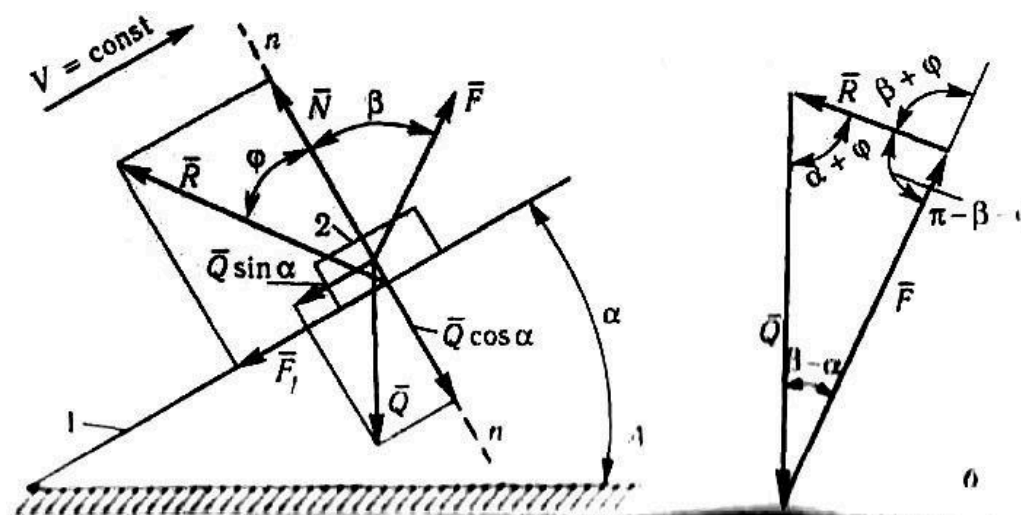
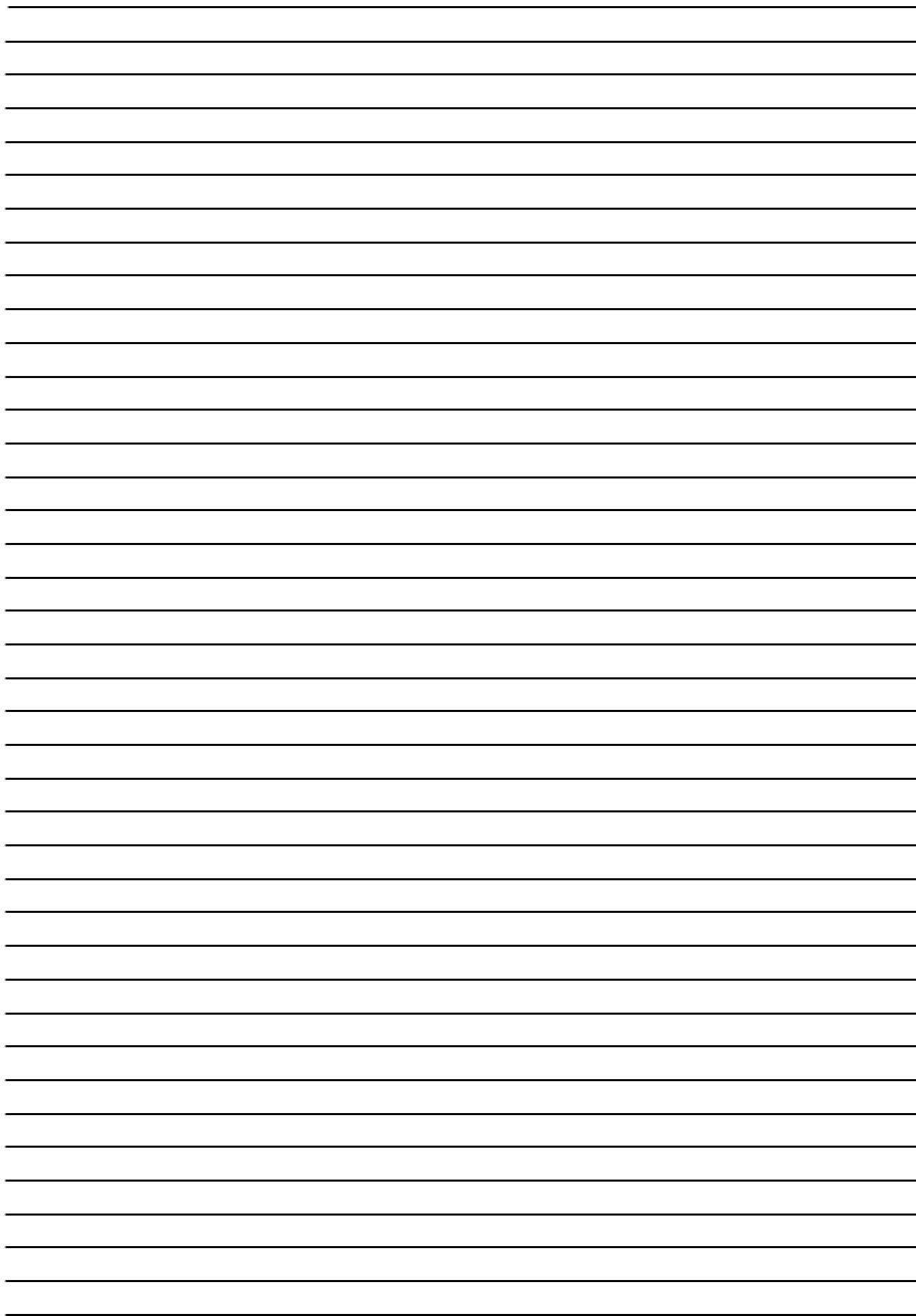


Рис. 3.2

[illegible]



6. Розв'яжіть задачу 2.

Сталевий циліндр 1 (рис. 3.3) вагою $G = 15\text{кН}$ і діаметром $d = 40\text{ мм}$ переміщується рівномірно по сталевій горизонтальній площині силою F . Коефіцієнт тертя кочення дорівнює $k = 0,05\text{ мм}$.

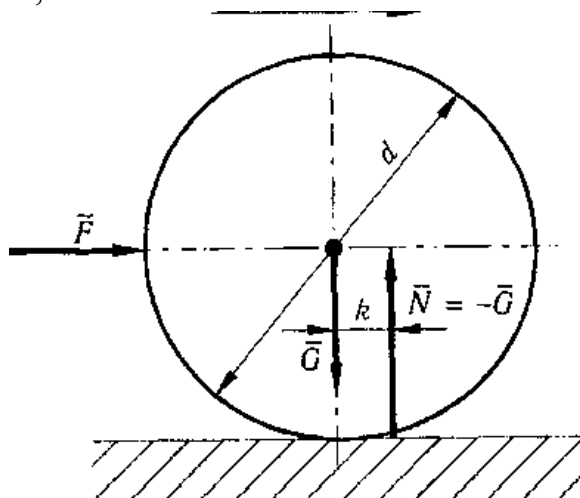


Рис. 3.3 Сталевий циліндр

Розв'язок.

[illegible]

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Лабораторна робота № 4

РОЗРАХУНОК БАГАТОЛАНКОВИХ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета роботи – ознайомлення студентів із зубчастими передачами та багатоланковими механізмами.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: 1) зразок виробничої машини або її модель; 2) модель механізму; 3) конструктивне креслення вузла або загального вигляду машини; 4) вимірювальний інструмент: металева лінійка з міліметровою шкалою, рулетка, кронциркуль, нутромір, циркуль, штангенциркуль, рейсмус, відвіс, кутомір, транспортир.

Завдання

1. *Зубчастою* (зубчатою) передачею називають

2. Коловим кроком зубчастого зачеплення p називають

3. Назвіть три типи зубчастих передач в залежності від розміщення осей валів, між якими здійснюється передача обертового руху

4. Назвіть два основних вида багатоланкових зубчастих механізмів

5. Розв'яжіть задачу 1.

Для зубчастого механізму (рис. 4.1) визначити загальне передаточне відношення i_{15} , якщо числа зубів його коліс дорівнюють: $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $z_2' = 15$, $z_3 = 45$, $z_3' = 25$, $z_4 = 18$, $z_5 = 125$.

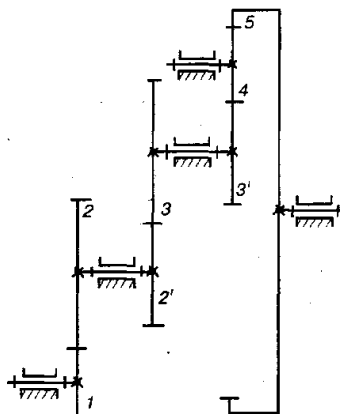


Рис. 4.1. Комбінований зубчастий механізм з нерухомими осями

Розв'язок

6. Розв'яжіть задачу 2.

Визначити передаточне відношення механізму Давида (рис.4.2), якщо числа зубів зубчастих коліс: $z_1 = 100$, $z_2 = 99$, $z_2' = 100$, $z_3 = 101$.

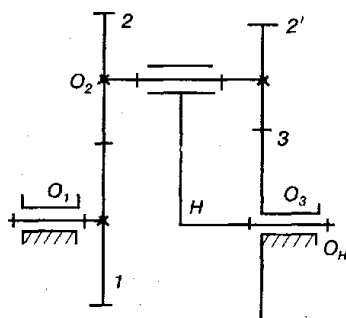


Рис.4.2. Механізм Давида

Розв'язок

7. Розв'яжіть задачу 3.

Для зубчастого механізму (рис. 4.3) визначити передаточне відношення i_{1H} , якщо задано числа зубів зубчастих коліс: $z_1 = z_2' = z_3' = 20$, $z_2 = 80$, $z_3 = 60$, $z_4 = 100$.

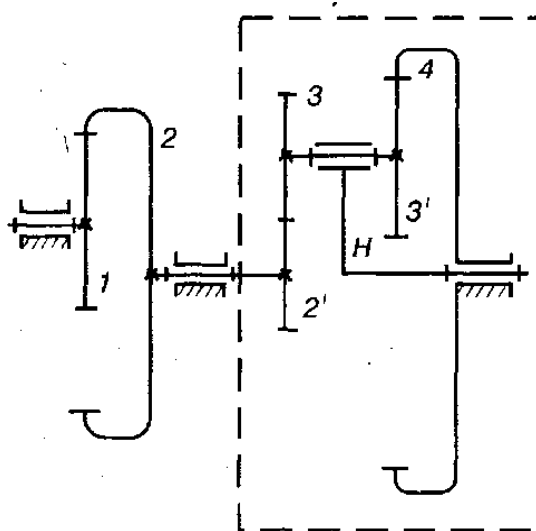


Рис. 4.3. Комбінована зубчаста передача

This image shows a full page of white paper with horizontal blue ruling lines. The lines are evenly spaced and run across the width of the page, providing a template for handwriting practice or general writing. There are no margins, text, or other markings on the page.

[illegible]

(підпис викладача)

Лабораторна робота № 5

Вивчення конструкції циліндричного зубчастого редуктора

Мета роботи: Ознайомлення з конструкцією редуктора і призначенням його деталей. Визначення геометричних, кінематичних і силових параметрів передач редуктора. Складання кінематичної схеми редуктора.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: циліндричний двоступінчастий редуктор з косозубими передачами, набір гаєчних ключів, лінійка, штангенциркуль, штангензубомір, універсальний кутомір, лічильна машинка.

Загальні відомості

Редуктор - установлена в окремому корпусі передача, яка знижує кутову швидкість і підвищує крутний момент.

Редуктори класифікують: за видом передач - циліндричні; конічні; черв'ячні; комбіновані. По числу ступенів: одноступінчасті; двоступінчасті; трьохступінчасті і т.д. По розташуванню валів - горизонтальні, вертикальні. По особливостям кінематичної схеми - розвернуті; співвісні; з роздвоєною (розгалуженою) ступінню.

Редуктор, (рис.5.2) складається з корпусу 1 кришки 2, в якій виконано оглядове вікно, з віддушиною (для редукторів з значним тепловиділенням) вантажних гвинтів (або гаків).

У корпусі 1 розташовані передачі з деталями що їх обслуговують. Мاستила з редуктора випускають через пробку, а замір його рівня -маслопоказчиком. Штифтами фіксують кришку 2 по відношенню до корпусу 1.

Основні параметри евольвентного зубчастого зачеплення:

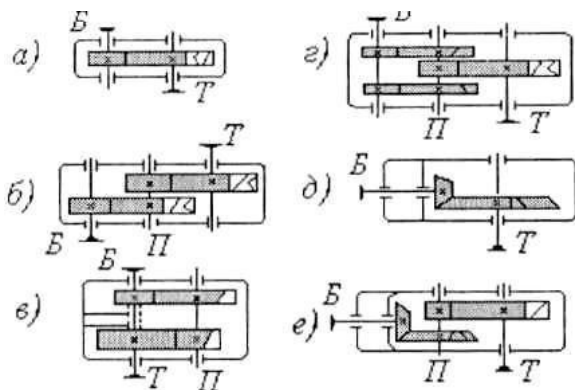


Рис. 1. Види редукторів

Модуль значення:

$$m = \frac{\overline{P}}{z} = \frac{\overline{d}}{z}, \text{ мм,}$$

де $\overline{P}$ - коловий крок зубів, мм;
 $\overline{d}$ – діаметр ділительного кола, мм.
 Для косозубої передачі
 коловий (торцевий) модуль:

$$m = \frac{\overline{P}_t}{z},$$

т. п.

зубів: $d_a = d + 2m$. Діаметр западин:
 $d_f = d - 2,5m$.

Кутова швидкість вала:

Рис. 5.1

(для прямозубої передачі $\beta=0$).

Ділительний діаметр:

Міжосьова відстань: Висота зуба:

$h=2,25m$, мм.

Висота головки зуба: $h_a=m$. В

ніжки зуба: $h_f=1,25m$. Діаметр вершин

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \cdot m_t = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cos \beta}, \text{ мм.}$$

де P_t - коловий (торцевий) крок, мм.

Нормальний модуль: $m_n = m_t \cos \beta$

де β - кут нахилу зуба до твірної циліндра

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n z}{\cos \beta}.$$

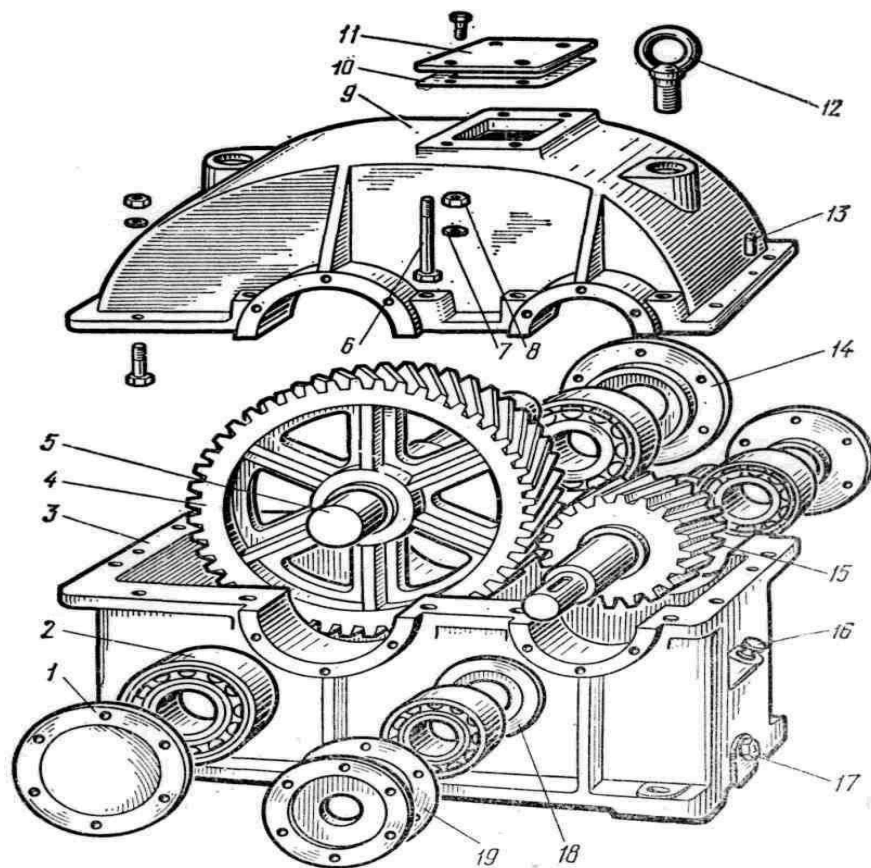


Рис. 5.2. Одноступінчатий циліндричний редуктор
ЗАВДАННЯ

1. Відгвинтити болти, зняти кришку редуктора.
2. Вивчити конструкцію редуктора, визначити його схему та призначення деталей, спосіб змащування, перерахувати деталі редуктора у послідовності вказаної на завданому малюнку з 1 по 19 позиції.

1	11
2	12
3	13
4	14
5	15
6	16
7	17
8	18
9	19
10	

3. Скласти кінематичну схему редуктора:
4. Шляхом замірів і розрахунків визначити основні геометричні параметри передач редуктора і занести в таблицю.

5. По вказаному варіанту визначити частоту обертання та крутний момент на тихохідному валі редуктора і занести в таблицю.

Назва параметрів їх розмірність	Позначення	Спосіб визначення	Результати вимірювання
Число зубців зубчастих коліс	Z_1	Порахувати	
	Z_2	Порахувати	
	Z_3	Порахувати	
	Z_4	Порахувати	
Передаточне число: 1 ступінь	$i = z_2 / z_1$	Порахувати	
2 ступінь	$i_2 = z_4 / z_3$	Порахувати	
Загальне для редуктора	$u_p = u_1 \cdot u_2$	Порахувати	
Кут нахилу зубів II-I ступені, град	β	Заміряти	
Міжосьова відстань II ступені, мм	a	Заміряти	
Модуль нормальний II ступені, мм	m_n	$m_n = \frac{2a \cdot \cos \beta}{z_3 + z_4}$	
Модуль коловий II ступені, мм	m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	
Діаметри дільних кіл, мм	d4		
	d3		
Кутова швидкість швидкохідного вала	ω	$\omega = \frac{\pi n}{30}$	

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Лабораторна робота № 6

Вивчення конструкції конічного редуктора

Мета роботи: Ознайомитись з конструкцією редуктора та призначення його деталей навчитись визначити параметри зубчастої пари редуктора шляхом замірів та розрахунків

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: конічний редуктор (або конічно-циліндричний) гайкові ключі, масштабна лінійка, штангенциркуль, універсальний кутомір.

ЗАВДАННЯ

1. Провести зовнішній огляд редуктора.
2. Розібрати редуктор в наступному порядку:
 - розгвинтити гвинти кріплення кришки редуктора і кришок підшипникових вузлів;
 - зняти кришку і ознайомитись із будовою, проставити і підписати номери позиції;
 - зобразити кінематичну схему редуктора;
 - зняти вузол зубчастої шестерні і зубчастого колеса із валом, провести необхідні заміри та занести їх у таблицю 6.1
3. Зібрати редуктор.

1. Розібрали редуктора (описати порядок розбирання):

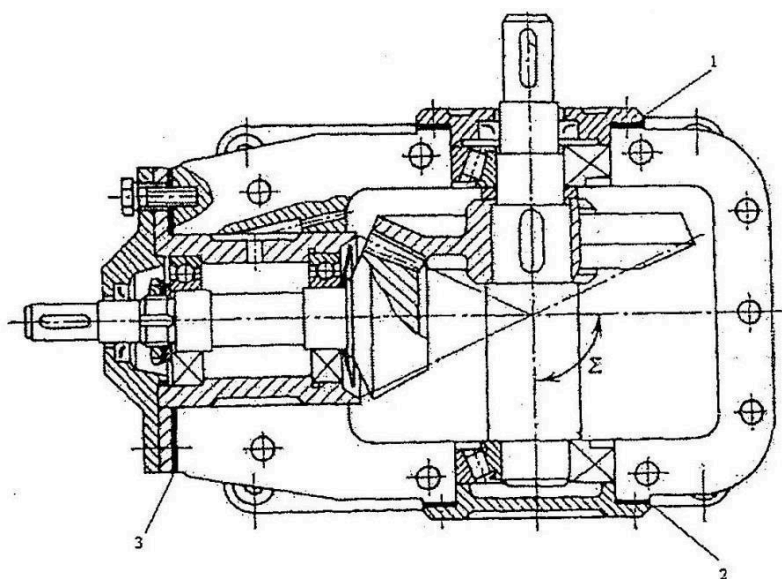


Рис. 6.1 Конічний редуктор

Таблиця 6.1

Найменування параметрів	Позначення	Спосіб визначення	Результати вимірювань та розрахунків
1 Число зубів шестерні	Z_1	Порахувати	
2 Число зубів колеса	Z_2	Порахувати	
3 Передаточне число редуктора	u	$u = Z_2/Z_1$	
4 Кут ділительного конуса колеса	δ_2	$\delta_2 = \arctg u$	
5 Кут ділительного конуса шестерні	δ_1	$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$	
6 Зовнішня конусна відстань	R_g	Виміряти	
7 Зовнішній коловий модуль	m_g	$m_g = \frac{R_g}{0,5\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}$	
8 Ширина зубчастого вінця - шестерні - колеса	b_1 b_2	Виміряти Виміряти	
9 Середня конусна відстань	R	$R = R_g - 0,5b$	
10 Середній коловий модуль	m	$m = m_g R/R_c$	
11 Середній ділительний діаметр: - шестерні - колеса	d_1 d_2	$d_1 = mZ_1$ $d_2 = mZ_2$	
12 Зовнішній ділительний діаметр - шестерні - колеса	de_1 de_2	$de_1 = m_g Z_1$ $de_2 = m_g Z_2$	
13 Зовнішній діаметр вершин зубів - шестерні - колеса	d_{ae_1} d_{ae_2}	$d_{ae_1} = de_1 + 2m_g \cos \delta_1$ $d_{ae_2} = de_2 + 2m_g \cos \delta_2$	

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Лабораторна робота № 7

Гнучкі вантажні органи

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією основних типів гнучких вантажних органів. Провести розрахунок їх на міцність.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: зразки гнучких вантажних органів, вимірювальний інструмент, калькулятор.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

До гнучких вантажних органів належать канати і ланцюги.

Сталеві дротяні канати — основний тип гнучких органів, які застосовуються в підйомних машинах. Вони мають такі переваги порівняно з іншими як: високу міцність; невелику лінійну (погонну) масу; велику гнучкість в усіх напрямках; можливість працювати на високих швидкостях; безшумність роботи; порівняно великі довговічність і надійність; властивість зменшувати динамічні навантаження на механізм та металоконструкцію внаслідок достатньої їх пружності.

Існує багато різних конструкцій сталевих канатів, які застосовують залежно від умов експлуатації (рис. 7.1). Виготовляють канати з високоміцного сталевого дроту діаметром 0,2...3 мм ($\sigma_{\text{в}} = 1300 \dots 2600 \text{ МПа}$). Висока міцність досягається багаторазовим холодним волочінням у поєднанні з термічною та хімічною обробкою. На канатних машинах спочатку дріт скручується в сталку, а сталки навколо осердя - в канат. Канати більш довговічні, якщо зовнішні шари сталки мають більший діаметр дроту, але при цьому збільшується їх жорсткість.

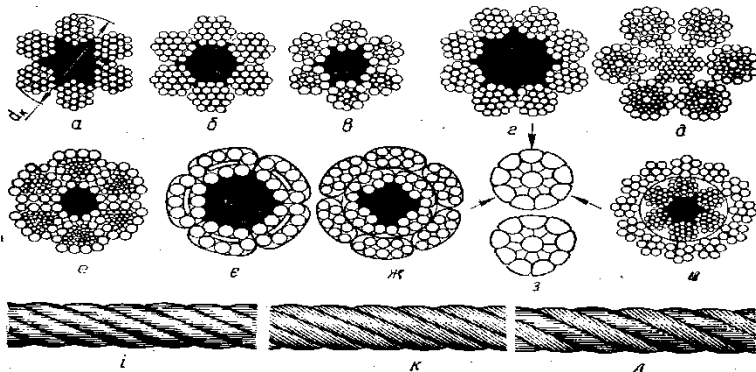


Рис 7.1. Сталеві дротяні канати

Канати виготовляють трьох сортів: В (вищий), І та ІІ.

Класифікують канати за такими ознаками:

- за типом сукання: з точковим контактом (ТК) окремих дротів між шарами при різнобічному суканні; з лінійним контактом (ЛК) дротів суміжних шарів по всій довжині при однобічному суканні; точково-лінійним контактом (ТЛК), де два шари дроту сукані в один бік, а третій - в протилежний;
- за напрямом сукання: правого та лівого;
- за видом сукання: хрестового, де дроти в сталці сукані в один бік, а сталки в канат - в протилежний; однобічного (паралельного) - коли напрями сукання дротів у сталці і сталки в канат збігаються; комбінованого, коли дроти в сталці сукані у взаємно-протилежних напрямках, а сталки в канат сукані праворуч або ліворуч;
- за кількістю сталок: одно-, три-, п'яти-, шести-, семи-, восьми- і вісімнадцисталкові.

На рис. 7.1 показано наступні типи канатів: а - шестисталковий ТК 6 X 19; б - шестисталковий ЛК 6 X 19; в - шестисталковий ЛК-0-6 X 19; г - восьмисталковий ЛК-Р 8 X 19; д - шестисталковий ТКЛ-РО6 X 36 з металевим осердям; е - тригранносталковий; ж - плоскосталковий; з - з радіально обтисненими сталками; и - двошаровий

Розрахунок ланцюгів доволі складний, оскільки кожна ланка на блоці або барабані зазнає складних деформацій - розтягу, вигину в двох площинах та контактних деформацій у статично невизначених системах. Тому ланцюги, як і канати, вибирають за розривним зусиллям, беручи такі коефіцієнти запасу міцності: $s = 6 \dots 8$ для машинного привода, $s = 3$ для ручного. Максимальний натяг ланцюга залежить не лише від ваги вантажу і кількості віток z , на яких висить вантаж, а також і від кута нахилу віток.

Переваги зварних ланцюгів: велика гнучкість в усіх напрямках (що важливо для стропування вантажу); малі габаритні розміри ланцюгового привода. Недоліки: велика лінійна маса; недостатня надійність, оскільки не можна передбачити раптовий розрив ланцюга; велика чутливість до динамічних навантажень; мала допустима швидкість руху ланцюга (0,5...1,5 м/с), що обмежує їх використання (менше значення - на зірочках, більше - на гладеньких барабанах).

Пластинчасті ланцюги мають ті ж самі недоліки, що і зварні, але вони більш надійні в роботі, оскільки немає зварного стику і елементи ланцюга виготовлені з міцної сталі; вони забезпечують більш плавну роботу приводу порівняно зі зварними ланцюгами.

1. Ознайомитись з конструкцією зразків гнучких вантажних органів.
2. Виконати необхідні виміри, проставити розмірності, записати позначення гнучкого вантажного органу.
3. Розрахувати максимальний натяг однієї вітки даного гнучкого вантажного органу.
4. Визначити розривне зусилля даного гнучкого вантажного органу з умов міцності.

Вихідні дані

[illegible]

Протокол
Гнучкі
вантажні
органи

Таблиця 7.2

Експериментальні
параметри

№ п/ п	Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмірність
1	Канат сталевий: Діаметр каната Діаметр дроту Тип сукання Напрямок сукання Вид сукання Кількість сталок	d_k d i		мм мм
2	Ланцюг зварний: Діаметр дроту Ширина ланки Довжина ланки Крок ланцюга	d b l p		м м м м м м м
3	Ланцюг пластичний: Кількість пластин ланки Діаметр валіка Крок ланцюга	z d p		м м м м м м

Таблиця 7.3

Розрахункові параметри

№ п/п	Величини, які визначаються	Формула	Розрахунок	Розмірність
1	Канат сталевий (або ланцюг): Натяг однієї вітки ($\eta_n = 0.9$ – ККД поліспасти)	$F_{max} = \frac{F_g}{z \eta_n}$		
2	Розривне зусилля в канаті s – коефіцієнт запасу міцності - для канатів $s = 5 \dots 9$; - для ланцюгів $s = 3 \dots 8$;	$F_{роз} = s F_{max}$		

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Лабораторна робота № 8

Вивчення та дослідження металоконструкції козлового крана

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією козлового крана, провести виміри основних елементів металоконструкції та виконати їх розрахунок з умов міцності та жорсткості.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: Козловий кран, штангенциркуль, метрова лінійка, калькулятор.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Металоконструкція, на якій монтуються робочі механізми піднімання, повороту, переміщення, електрообладнання і прилади керування – називається остовом. Конструкція остова визначається схемою та умовами роботи вантажопідіймальних машин (ВПМ) і повинна задовольняти вимогам міцності, жорсткості, надійності, довговічності і стійкості. В свою чергу вона повинна бути раціонально металоємною та трудомісткою.

Елементи металоконструкції можуть між собою з'єднуватись шарнірно, роз'ємним і нероз'ємним з'єднанням (болтове, заклепкове, зварне з'єднання), а функції ланок змінної довжини можуть виконувати гідроциліндри. Матеріалом для виготовлення металевих конструкцій кранів служать вуглецеві (Ст.2...Ст.5 ГОСТ 380-71) та низьколеговані сталі. Під час експлуатації ВПМ в елементах їх металоконструкцій виникають напруження розтягу, стиску, згину, а також сумісна дія стиску (розтягу) і згину, які визначаються за формулами з курсу опору матеріалів.

Допустимі напруження розтягу, стиску та згину можна прийняти в межах $[\sigma]_{p,ст,г} = 145 \dots 210 \text{ МПа}$ для заклепкових з'єднань $[\tau]_{зр} = 110 \dots 145 \text{ МПа}$ та для зварних з'єднань $[\tau]_{зр} = 72 \dots 110 \text{ МПа}$, або

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_m}{[s]}, \text{ МПа}, \quad (8.1)$$

де σ_m - граничні напруження даного виду напружень (межа текучості), МПа;

$[s]$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Всі навантаження, що діють на металоконструкцію крана поділяються на постійні, тимчасові та інерційні. До постійних відносяться навантаження, які діють постійно незалежно від того, знаходиться кран в робочому чи неробочому стані (вага металоконструкції крана та механізмів, що знаходяться на ній).

$$F_n = k_1 g (m_{кр} + m_{мех}) = k_1 (G_{кр} + G_{мех}), \text{ Н}, \quad (8.2)$$

де k_1 – коефіцієнт, який враховує стійкість крана під час його руху (перевантаження), $k_1=1,1$; $m_{кр}$, $m_{мех}$, $G_{кр}$, $G_{мех}$ – відповідно маса (кг) та вага (Н) металоконструкції і механізмів;

g – прискорення земного тяжіння, м/с².

Тимчасові навантаження виникають під час роботи крана (піднімання вантажу).

$$F_{тим} = k_2 (F_g + G_{віз}) = k_2 g (m + m_{віз}), \text{ Н}, \quad (8.3)$$

де k_2 – коефіцієнт динамічності, рівний 1,0...1,5; m , F_g і $m_{віз}$, $G_{віз}$ - відповідно маса (кг) та вага (Н) вантажу, що піднімається та маса (кг) та вага (Н) візка.

Інерційне навантаження виникає під час неустановленого поступального або обертального руху. Його можна визначити за методами, що наведені в [1...4] або за спрощеними формулами:

під час прямолінійного руху:

$$F_{ін} = 0,14 \cdot F_{РТ}, \text{ Н}, \quad (8.4)$$

під час повороту стріли:

$$F_{ін} = 0,1 (m + m_{кр}) g, \text{ Н}, \quad (8.5)$$

де $F_{РТ}$ – сумарне навантаження на гальмівні колеса; $m_{кр}$ – маса крана, кг; m – маса вантажу,

к2.

Вітрове навантаження визначають за формулою:

$$F_E = p \cdot (k \cdot A_M + A_E), \text{ Н}, \quad (8.6)$$

де p – розрахунковий питомий тиск вітру, максимальна величина p для робочого стану кранів в сільському господарстві становить 246 Н/м^2 ; A_M, A_E – відповідно підвітрова площа контуру остова крана або його частини і вантажу, м^2 .

Остов крана.

Розглянемо спрощений розрахунок остова ВПМ на прикладі козлового крана (рис. 4.1) , металоконструкція якого узагальнює елементи конструкцій кранів мостового типу.

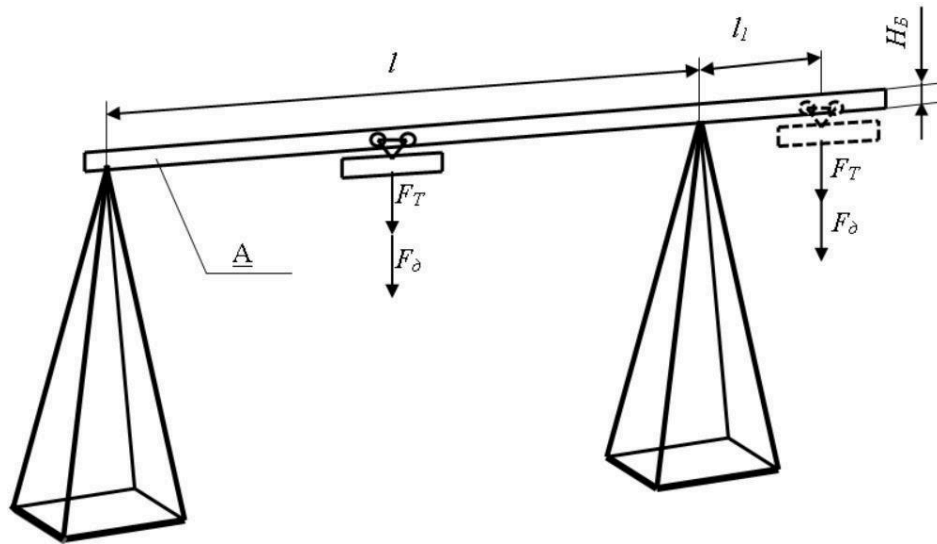


Рис. 8.1. Схема козлового крана

Несуча горизонтальна балка A розраховується на поперечний згин, вважаючи, що візок з вантажем розташований посередині прольоту L і вона вільно лежить своїми кінцями на опорах, а за наявності консолі вважається, що дане навантаження сконцентроване на її кінці. Попередньо вагою балки можна знехтувати або задатися на підставі існуючих конструкцій.

Розрахунок на міцність цієї балки проводиться за формулою:

$$\sigma_{zg} = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma]_{zg}, \quad (8.7)$$

де M – максимальний згинальний момент створений навантаженням F_{go} ; W_x – момент опору перетину балки відносно осі $x - x$; σ_{zg} і $[\sigma]_{zg}$ – відповідно розрахункова і допустима величина напруження згину.

Задаючи матеріал балки і допустиме напруження $[\sigma]_{zg}$ можна знайти момент опору W_x профілю балки, за яким вибирається сортамент прокату або проектується балку складального (зварного) типу. Висоту h балки рекомендується приймати в межах $(0,05 \dots 0,07)L$.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією макету козлового крана.
2. Виконати необхідні виміри елементів макету козлового крана.
3. Розрахувати основні параметри макету козлового крана:
 - визначити вантажність крана (варіанти 1...6), профіль двотаврової балки (варіанти 7..12);
 - визначити стрілку прогину балки;
 - вибрати профіль стояка за радіусом інерції.

Таблиця 8.1.

Вихідні дані.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Вихідні дані												
Номер балки	10	12	14	16	18	20	?	?	?	?	?	?
Вантажність	?	?	?	?	?	?	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Профіль стояка	└	○	•	└	○	•	└	○	•	└	○	•

Таблиця 8.2.

Експериментальне визначення основних параметрів козлового крана

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмірність
1	2	3	4	5
1	Відстань між опорами	L		
2	Довжина консолі	l		
3	Момент опору балки	W		
4	Вага талі	F		
5	Довжина стояка крана	l_{cm}		

Таблиця 8.3.

Розрахункові параметри козлового крана

№ п/п	Величини, які визначаються	Формула	Розрахунок	Розмірність
1	2	3	4	5
1	Визначити максимально допустиму вантажність або профіль балки з умов міцності на згин: (F_T – вага талі, H ; W_x – момент опору даної або вибраної балки, $мм^3$) між опорами: на консолі:	$(F_T + F_g) = \frac{4 \cdot W_x \cdot [\sigma]_{zg}}{l}$ $(F_T + F_g)^I = \frac{[\sigma]_{zg} \cdot W_x}{l_1}$		
2	Визначити стрілку прогину балки ($E=2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності; I_x – момент інерції даної або вибраної балки, $мм^4$) між опорами: на консолі: Схema стріли прогину балки:	$f = \frac{l^3 \cdot (F_T + F_g)}{48 \cdot E \cdot I_x}$ $f = \frac{(F_T + F_g) \cdot l^2 (L + l)}{3 \cdot E \cdot I_x}$		
3	Визначити радіус інерції і вибрати профіль стояка	$r = \frac{l_{cm}}{\lambda}$		
4	Розміри вибраного профілю			

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Лабораторна робота № 9

Дослідження роботи ланцюгового скребкового транспортера

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією та принципом дії ланцюгового скребкового транспортера. Визначити його конструктивно-технологічних параметрів.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: Транспортер (макет), штангенциркуль, метрова лінійка, калькулятор.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Скребкові, планчаті і пластинчаті транспортери широко розповсюджені у сільськогосподарському виробництві як самостійні машини, так і механізми, які вмонтовані у складні машини. Вони використовуються в технологічних потокових лініях, а також на вантажо-розвантажувальних і транспортувальних роботах. Тяговим органом цих транспортерів є ланцюги.

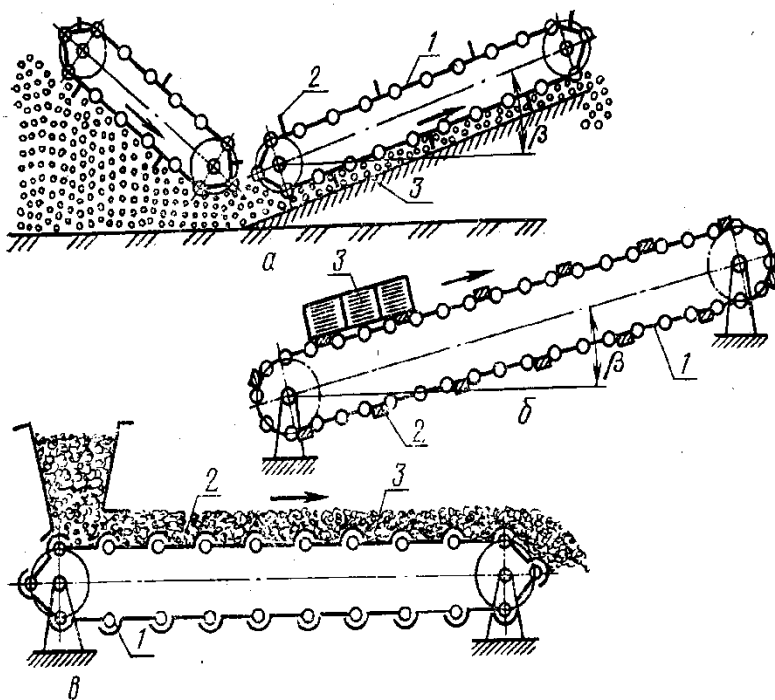


Рис. 9.1. Схеми ланцюгових транспортерів:
а) скребковий; б) планчатий;
в) пластинчастий.

Скребкові транспортери працюють за принципом волочіння вантажу, що транспортується, по жолобу і поділяються на стаціонарні, пересувні, підвісні та розбірні. Вони бувають із суцільними скребками і відкритим жолобом та із закритим жолобом і контурним скребком. В планчатих транспортерах тягові органи оснащені планками, які розташовані на деякій відстані, а в пластинчастих – суцільним настилом із пластин і одночасно виконують вантажонесучу функцію.

Ці транспортери застосовують для переміщення насипних, поштучних і волокнистих вантажів. За їх допомогою транспортують важкі поштучні вантажі, для яких не можна використовувати стрічкові транспортери. Велика міцність і невеликі витягування ланцюгів дають змогу транспортувати вантажі на значні відстані.

Ланцюгові транспортери поділяються за кількістю тягових органів на одноланцюгові, дволанцюгові, три- та чотириланцюгові, а за кількістю приводів – однопривідні (основний тип) і, рідше, багатопривідні. За напрямом переміщення вантажу вони бувають горизонтальні, похилі та комбіновані.

До переваг ланцюгових транспортерів можна віднести високу надійність їх в роботі, можливість транспортування широкого асортименту вантажів з більшим (порівняно із стрічковими) кутом підйому траси, забезпечення безперевантажувального

Technical drawings of various mechanical components, including shafts, couplings, and bearings, with dimensions and labels.

Labels and dimensions include:

- 17 , 30 , t , $2a$, B , a , b , 2 , 3 , 4 , 5 , 6 , 7 , 8 , 9 , 10 , 11 , 12 , 13 , 14 , 15 , 16 , 17 , 18 , 19 , 20 , 21 , 22 , 23 , 24 , 25 , 26 , 27 , 28 , 29 , 30 , 31 , 32 , 33 , 34 , 35 , 36 , 37 , 38 , 39 , 40 , 41 , 42 , 43 , 44 , 45 , 46 , 47 , 48 , 49 , 50 , 51 , 52 , 53 , 54 , 55 , 56 , 57 , 58 , 59 , 60 , 61 , 62 , 63 , 64 , 65 , 66 , 67 , 68 , 69 , 70 , 71 , 72 , 73 , 74 , 75 , 76 , 77 , 78 , 79 , 80 , 81 , 82 , 83 , 84 , 85 , 86 , 87 , 88 , 89 , 90 , 91 , 92 , 93 , 94 , 95 , 96 , 97 , 98 , 99 , 100 .

The image contains five technical drawings of mechanical components:

- a**: A side view of a T-joint. A horizontal bar with multiple bolt holes is connected to a vertical wooden post. The connection is secured with a central nut and washer.
- б**: A side view of a horizontal bar with several bolt holes. It is connected to a vertical post at one end and has a bracket-like structure at the other end.
- в**: A side view of a bracket or clamp. It has a base plate with two vertical flanges, each with a bolt hole. A central bolt passes through the base.
- г**: A side view of a similar bracket to 'в', but with a different internal structure and a central bolt.
- 2**: A detail view of a circular flange or washer. A bolt passes through the center of the flange, and a nut is shown on the other side.

1. Ознайомитися з конструкцією макету транспортера.
2. Виконати необхідні виміри елементів макету транспортера.
3. Розрахувати основні параметри макету транспортера.

Таблиця 9.1.

Варіант завдання

Транспортуючий матеріал	Довжина транспортера, м.				
	4	6	15	12	9
Картопля	1	2	3	4	5
Буряк	6	7	8	9	10
Сіно	11	12	13	14	15

Таблиця 9.2

Експериментальне визначення основних параметрів транспортера

№ п/ п	Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмірність
1.	Електродвигун: а) тип б) потужність в) число обертів	AOL P n		
2.	Редуктор: а) тип б) передаточне число	$U_{ред}$		
3.	Крок ланцюга відкритої передачі	t_d		
4.	Крок тягового ланцюга	t_m		
5.	Поперечний переріз жолоба: ширина висота	B H		
6.	Розміри скребка: ширина висота	b h		
7.	Довжина транспортера	L		
8.	Віддаль між скребками	s		
9.	Транспортуючий матеріал об'ємна вага, γ .			
10.	Число зубців зірочок відкритої передачі: ведучої веденої	z_1 z_2		
11.	При включенні транспортера знаходимо Швидкість руху транспортера	V		
12.	Показники: амперметр а вольтметра	A U		

Таблиця 9.3.

Розрахункові параметри транспортера

№ п/ п	Величини, які визначаються	Формула	Розрахунок	Розмірність
1.	Передаточне число відкритої передачі	$u_1 = \frac{z_2}{z_1}$		
2.	Передаточне число приводу	$u = u_p \cdot u_1$		

3.	Число обертів ведучої зірочки транспортера	$n_1 = \frac{n}{u}$		
4.	Число зубців ведучої зірочки транспортера	z_b		

5.	Ділильний діаметр зірочки транспортера ведучої	$D_b = \frac{t_m}{\sin \frac{180^\circ}{z_b}}$		
6.	Швидкість переміщення ланцюга транспортера	$v = \frac{n_1 D_b \pi}{60}$		
7.	Продуктивність транспортера $\psi = 0,9$ - коефіцієнт заповнення міжскрепкового простору; $k_1 = 0,96$ – коефіцієнт, що враховує вплив швидкості на заповнення транспортера $k_2 = 0,9$ – для плоских скрепків	$Q = 3600 B v k_1 k_2$		
8.	Погонне навантаження транспортера матеріалом	$q_b = \frac{Q}{3,6 v}$		
9.	Погонна вага тягового ланцюга $m = 5H$ – вага однієї ланки ланцюга p_l – кількість ланок на 1м.	$q_l = m \cdot p_l$		
10.	Сила опору руху на робочій вітці транспортера $k_s = 3$ – коефіцієнт опору переміщення вантажу і тягового ланцюга	$W = (q_b + q_l) L k_s$		
11.	Колова сила на ведучій зірочці $C = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує тертя в підшипниках і жорсткість ланцюга	$F_t = W \cdot C$		
12.	Потужність зірочки на валу ведучої	$P = F_t V_l$		
13.	Необхідна потужність двигуна $\eta = 0,75$ – ККД передачі	$P_{дв} = \frac{P}{\eta}$		
14.	Втрати потужності на холостий хід	$P_1 = AU$		

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Практична робота №1 Розрахунок прямозубої циліндричної передачі

Мета роботи – набути навичок розрахунку прямозубої циліндричної передачі за допомогою аналітичного методу.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: циліндричний редуктор, гайкові ключі, масштабна лінійка, штангенциркуль, універсальний кутомір.

Загальні відомості

Найпростішими та найпоширенішими є зубчасті передачі з прямозубими циліндричними колесами, у яких зубці розміщені паралельно вісі колеса (рис. 1.1).



Рис.1.1 Прямозубі циліндричні передачі: а) зовнішнє зачеплення, б) внутрішнє зачеплення.

Прямозубі колеса використовують за низьких колових швидкостей, здебільшого в планетарних редукторах, відкритих передачах, коробках передач, де необхідно передбачити осьове переміщення зубчастих коліс та при не дуже великих навантаженнях.

Загальні позначення елементів і параметрів передачі представлені на рис. 2, 3.

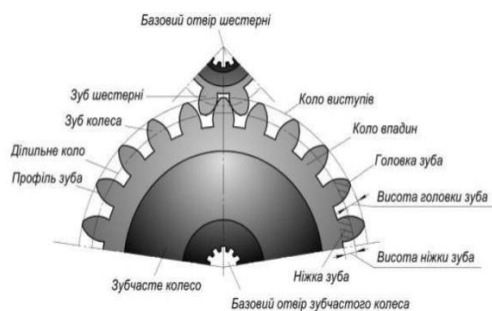


Рис.1.2 Схема прямозубої
циліндричної
передачі

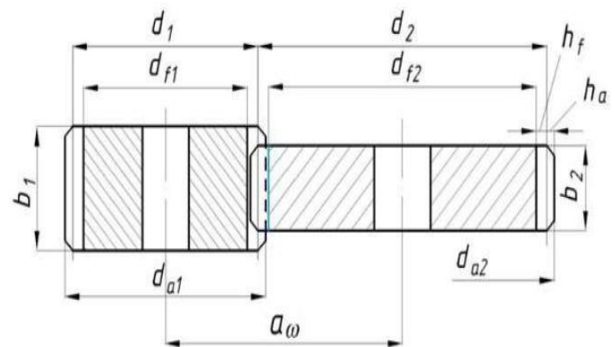


Рис. 1.3 Геометричні параметри передачі

Таблиця 1.1

Індивідуальне завдання

№ варіанту	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Кутова швидкість обертання шестерні ω_1 , рад/с	150	120	65	86	133	24	90	112	180	50

Таблиця 1.2

Протокол випробувань

Результати вимірювань і довідкові дані				
№	Назва	Позначення	Значення	Розмірність
Шестерня				
1	Число зубців	z_1		
2	Діаметр кола виступів	d_{a1}		
3	Ширина вінця	b_1		
4	Кут нахилу зуба	β		
5	Кут зацеплення	α		
6	Матеріал	сталь		
7	Середня твердість	HB_{1cp}		
8	Кутова швидкість	ω_1		
Колесо				
9	Число зубців	z_2		
10	Діаметр кола виступів	d_{a2}		
11	Ширина вінця	b_2		
12	Матеріал	сталь		
13	Середня твердість	HB_{2cp}		
14	Коефіцієнт міжосьової відстані	прямозуба	K_a	
		косозуба	K_d	
15	Коефіцієнт розподілу навантаження	за контактом	K_{Ha}	
		за згином	$K_{f\alpha}$	
16	Коефіцієнт динамічних навантажень	за контактом	K_{Hv}	
		за згином	K_{fv}	
17	Індекс схеми	S (схем)		
Результати проектного розрахунку				
№	Параметр	Розрахунок	Значення	Розмірність
1	Передаточне число	$u = \frac{z_2}{z_1}$		
2	Модуль нормальний	$m = \frac{d_{a2} \cdot \cos \beta}{z_2 + 2 \cdot \cos \beta}$		
	Стандартний	m (дод. А)		
3	Модуль торцевий	$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$		
4	Діаметри ділительних кіл	шестерні	$d_1 = m_t \cdot z_1$	
		колеса	$d_2 = m_t \cdot z_2$	
5	Діаметри кіл виступів	шестерні	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$	
		колеса	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$	

6	Діаметри кіл впадин	шестерні	$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m$		
		колеса	$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m$		
7	Міжосьова відстань		$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$		

8	Коефіцієнт ширини колеса	по a_w	$\psi_{ba} = \frac{b_2}{a_w}$		
		по d_1	$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$		
9	Коефіцієнт концентрації напружень	контакт	$K_{H\beta} = 1 + (0,5 \cdot \frac{\psi_{bd}}{S})$		
		згин	$K_{F\beta} = 1 + (1,1 \cdot \frac{\psi_{bd}}{S})$		
10	Колова швидкість		$V = 0,5 \cdot d_1 \cdot \omega_1$		
11	Ступінь точності		З таблиці (дод. Г)		
12	Допустиме контактне напруження		$[\sigma_{H2}] = 1,8 \cdot HB_{cp2} + 67$		
13	Допустиме напруження згину		$[\sigma_{F2}] = 1,03 \cdot HB_{cp2}$		
14	Допустимий крутний момент на валу колеса		$[T_2] = \frac{a_w^2 \cdot \psi_{ba} \cdot u^2 \cdot [\sigma_{H2}]^2}{K_a^3 \cdot (u + 1)^3 \cdot K_a \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}$		
15	Сили в зачепленні	Колова	$F_t = \frac{2 \cdot [T_2]}{d_2}$		
		Радіальна	$F_r = \frac{F_t \cdot \tan \alpha}{\cos \beta}$		
		осьова	$F_a = F_t \cdot \tan \alpha$		
16	Еквівалентне число зубців колеса		$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$		
17	Коефіцієнт форми зуба		Y_{F2} (табл. Е)		
18	Коефіцієнт косозубої передачі		$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$		
19	Напруження згину зубця колеса		$\sigma_{F2} = \frac{K_{f\alpha} \cdot K_{f\beta} \cdot K_{fv} \cdot Y_\beta \cdot Y_{F2} \cdot F_t}{b_2 \cdot m}$		
20	Умова міцності зуба на згин		$\sigma_{F2} \leq 1,1 \cdot [\sigma_{F2}]$		

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Практична робота №2

Розрахунок закритої циліндричної шевронної передачі

Мета роботи – набути навичок розрахунку закритої циліндричної шевронної передачі за допомогою аналітичного методу.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: циліндрично-шевронний редуктор, гайкові ключі, масштабна лінійка, штангенциркуль, універсальний кутомір.

Загальні відомості

Опис редуктора.

Привод складається з електродвигуна, муфти, відкритої пасової передачі, одноступінчатого горизонтального циліндричного редуктора з косими зубцями.

Редуктор – це механізм, який служить для зниження кутових швидкостей і збільшення передавань обертових моментів.

Основні переваги шевронної передачі:

1. Внаслідок різного напрямлення ліній зубів на пів шевронах осьові сили $F_a/2$ взаємно урівноважуються на колесах і на вали та підшипники не передається;
2. Висока міцність зубів;
3. Плавність ходу;
4. Безшумність роботи;
5. Здатність передавати великі потужності при високих кутових швидкостях.

Основні недоліки шевронної передачі:

1. Висока ціна виготовлення у наслідок нарізання зубів.

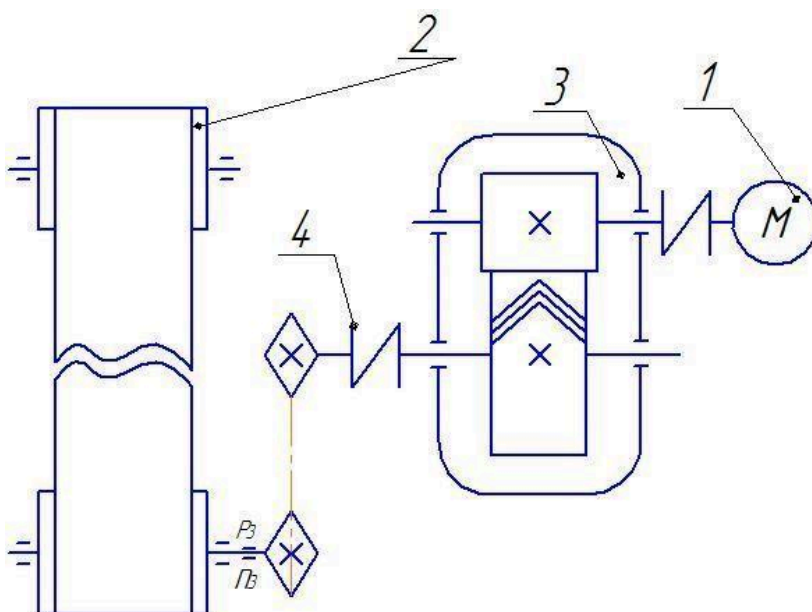


Рис.2.1

Кінематична схема привода

складається з таких елементів:

- 1 – електродвигун;
- 2 – ланцюгова передача;
- 3 – редуктор;
- 4 – муфта.

РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

Вихідні дані:

1. Потужність на веденому валу $P_3 = \text{кВт}$
2. Число обертів веденого вала $n_3 = \text{об/хв.}$
3. Передаточне відношення $i =$
4. Редуктор – *шевронний*.

Таблиця 2.1

Таблиця індивідуальних завдань

Варіанти	Потужність на ведучому валу P_3 , кВт	Передаточне число i	Частота обертання ведучої зірочки n_1 , об/хв
1	2,1	1,2	650
2	2,3	1,4	700
3	2,5	1,6	750
4	2,7	1,8	800
5	2,9	2	850
6	3,1	2,1	900
7	3,3	2,2	950
8	3,5	2,3	1000
9	3,7	2,4	1050
0	3,9	2,5	1100

1. Вибір електродвигуна, силовий і кінематичний розрахунок привода

Визначаємо загальний коефіцієнт корисної дії привода за формулою:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^n \cdot \eta_4 \quad (2.1)$$

де η_1 - ккд зубчастого колеса, $\eta_1 = 0,97$;

η_2 - ккд пасової передачі, $\eta_2 = 0,94$;

η_3 - ккд пар підшипників, $\eta_3 = 0,99$;

η_4 – коефіцієнт, враховуючи втрати в опорах вала приводного приводу, $\eta_4 = 0,99$;

η - кількість пар підшипників, $\eta = 2$.

$$\eta_{\text{заг}} = 0,97 \cdot 0,94 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99 = 0,88$$

Визначаємо необхідну потужність двигуна

$$P_{\text{дв.}} = \frac{P_{\Sigma}}{\eta_{\text{заг.}}} \quad (2.2)$$

$$P_{\text{дв.}} = \text{кВт.}$$

Приймаємо асинхронний електродвигун 4А $P_{\text{дв.}} = \text{кВт}, n_{\text{дв.}} = \text{об/хв.}$
 $S = \%$

Визначаємо асинхронну частоту електродвигуна:

$$n_{\text{дв.}} = n - \frac{s \cdot h}{100} \quad (2.3)$$

$$n_{\text{дв.}} = \text{об/хв.}$$

Визначаємо загальне передаточне число за формулою

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв.}}}{n_{\Sigma}} \quad (2.4)$$

$$i =$$

Приймаємо передаточне відношення редуктора згідно із завдання $i_{\text{ред}} =$;

Тоді передаточне відношення пасової передачі

$$i_{\text{пас.}} = i_{\text{заг.}} / i_{\text{ред.}} \quad (2.5)$$

$$i_{\text{пас.}} =$$

Визначаємо частоту обертання на другому валі

$$\eta_2 = \frac{\eta_1}{i_2} \quad (2.6)$$

$$\eta_2 = \text{об/хв.}$$

Визначаємо кутові швидкості валів привода;

$$\omega_{дв} = \omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30 \text{ p/c} \quad (2.7)$$

$$w_1 = \text{рад/с;}$$

$$\omega_2 = \omega_3 =$$

$$\omega_2 =$$

$$(2.8)$$

Визначаємо потужність валів

$$\omega_{вед.} = \omega_3 = \pi \cdot n_3 / 30$$

$$(2.9)$$

Визначаємо обертові моменти на валах привода;

$$P_2 = \cdot 0,97 \cdot 0,94 = \text{кВт} \quad (2.12)$$

$$(2.13)$$

$$T_2 =$$

$$T_2 = \frac{P_2}{w_2}$$

$$(2.14)$$

$$T_3 = \text{Нм.}$$

2 Розрахунок прямозубої циліндрично-шевронної передачі

Вихідні дані:

кутова швидкість на ведучому валу редуктора $\omega_2 =$ рад/с

обертовий момент на ведучому валу редуктора $T_2 =$ Нм

передаточне відношення редуктора $i =$

Матеріал шестерні і колеса:

шестерня – сталь 50 гартування від 840 $^{\circ}\text{C}$ у воді, термообробка – нормалізація.

$G_b = 940 \text{ МПа;}$

$HB_1 = 280$

колесо – сталь 50, термообробка – нормалізація. $G_b = 940 \text{ МПа; } HB_2 = 250$

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot b K_{HL}}{[S_H]} \quad (2.15)$$

де $\sigma_{H \text{ lim}}$ - межа контактної витримки при базовому числі циклів.

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 2 \cdot HB + 70 \quad (2.16)$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності; при числі циклів навантаження більше базового, що має місце при довгій експлуатації редуктора приймають $K_{HL} = 1$;

S_H – коефіцієнт надійності $[S_H] = 1,10$;

при консольному розташуванні шестерні – $K_{H\beta} = 1,35$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт

Для конічного колеса розрахункова допустима контактна напруга визначається за формулою

$$[\sigma_{H1}] = 0,45 \left([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}] \right) \cdot \frac{(2HB_1 + 70) K_{H\beta}}{[S_H]} \cdot \frac{(2 \cdot 280 + 70) \cdot 1}{1,1} = 573 \text{ МПа}; \quad (2.17)$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{(2HB_2 + 70) K_{H\beta}}{[S_H]} \cdot \frac{(2 \cdot 250 + 70) \cdot 1}{1,1} = 518 \text{ МПа}; \quad (2.18)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (573 + 518) = 491 \text{ МПа}. \quad (2.19)$$

Д
л
я
к
о
л
е
с
а

Отже розрахункова допустима контактна напруга

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (573 + 518) = 491 \text{ МПа}.$$

Задана умова $[\sigma_H] \leq 1,23 [\sigma_{H2}]$ виконана.

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ приймемо вище рекомендованого для цього випадку, так як зі сторони пасової передачі діють сили, які викладають додаткову деформацію відомого вала і поліпшуючий контакт зубів. Приймаємо значення (стор.32-49[11]) $K_{H\beta} = 1,35$.

Приймаємо для конічного колеса коефіцієнт ширини вінця.

$$\psi_{bR_g} = \frac{b}{R_g} \leq 0,3$$

При проектуванні редукторів с параметрами (с.49[11]) по ГОСТ 12289 -76 рекомендується приймати $\psi_{bR_g} = 0,285$.

Коефіцієнт довжини зуба

$$\psi_{bd} = 0,166 \cdot \sqrt{i^2 + 1} \quad (2.20)$$

$$\psi_{bd} = 0,166 \cdot \sqrt{\quad^2 + 1} =$$

При $\psi_{bd} = 0,81$ коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині зуба $K_{H\beta} = 1,30$
Зовнішній ділений діаметр колеса з умови контактної міцності.

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot i}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \psi_{bR_g})^2 \cdot \psi_{bR_g}}} \quad (2.21)$$

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{\cdot 10^3 \cdot 1,30 \cdot}{491^2 (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = \quad \text{мм.}$$

де для прямозубих передач $K_d = 43$, а передаточне число нашого редуктора $i=4,8$

Отримане значення d_{e2} згідно стандарту округляють по ГОСТ 12289-76 (стор. 49[11]) приймаємо $d_{e2} = \quad$ мм.

Число зубців шестерні і колеса.

Приймаємо (стор. 49[11]) число зубів шестерні $Z_1=20$

Число зубів колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot i \quad (2.22)$$

$$Z_2 =$$

Приймаємо $Z_2 = \quad$. Тоді

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.23)$$

$$i =$$

2.2.7 Зовнішній коловий модуль

$$m_g = \frac{d_{e2}}{z_2} \quad (2.24)$$

$$m_g = \quad \text{мм.}$$

Уточнюємо значення

$$d_{e2} = m_g \cdot z_2 \quad (2.25)$$

$$d_{e2} =$$

Основні геометричні розміри шестерні і колеса :

Кути ділених конусів

$$\text{tg } \delta_1 = \frac{1}{i} \quad (2.26)$$

$$\text{tg } \delta_1 = \frac{1}{\quad} = \quad ;$$

$$\delta_1 = 12^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 \quad (2.27)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 12^\circ = 78^\circ$$

Зовнішня конусна відстань R_g довжина зуба b

$$R_g = 0,5 m_g \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (2.28)$$

$$R_e = 0,5 \cdot \text{мм.}$$

Середня конусна віддаль $R = R_e - 0,5 \cdot b = 92 - 0,5 \cdot 26 = 79 \text{ мм.}$

$$b = \psi_{bR_e} \cdot R_e \quad (2.29)$$

$$b = 0,285 \cdot 92 = 26 \text{ мм.}$$

Приймаємо згідно таблиці 6 додатків [15], $b = 26 \text{ мм.}$

Зовнішній діаметр шестерні і колеса

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 \quad (2.30)$$

$$\text{Шестерні} \quad d_{e1} = \text{мм}$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2$$

$$\text{Колеса} \quad d_{e2} = \text{мм.}$$

Діаметри виступів шестерні і колеса

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 \quad (4.31) \quad (2.31)$$

$$d_{ae1} = \text{мм} \quad (2.32)$$

Зовнішні діаметри впадин

Шестерні

$$df_{e1} = d_{e1} - 2,5 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 \quad (2.33)$$

$$df_{e1} = \cdot \cos 12^\circ = \text{мм;}$$

Колеса

$$df_{e2} = d_{e2} - 2,5 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 \quad (2.34)$$

$$df_{e2} = \cdot \cos 78^\circ = \text{мм.}$$

Середній модуль зачеплення і діаметри шестерні і колеса.

$$m = m_e - \frac{b \cdot \sin \delta_1}{z_1} \quad (2.35)$$

$$m = 1,87 - \frac{26 \cdot \sin 12^\circ}{20} = 1,6 \text{ мм;}$$

$$d_1 = m \cdot z_1 \quad (2.36)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 \quad (2.37)$$

$$d_1 = 1,6 \cdot \text{мм;}$$

$$d_2 = 1,6 \cdot \text{мм.}$$

Остаточний середній ділильний діаметр шестерні і колеса

$$d_1 = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1 \quad (4.38) \quad (2.38)$$

$$d_1 = 2(92 - 0,5 \cdot 26) \sin 12^\circ = \text{мм;}$$

$$d_2 = \sin 78^\circ = \text{мм.}$$

Коефіцієнт ширини шестерні по середньому діаметрі

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} \quad (2.39)$$

$$\psi_{bd} = \frac{26}{33} = 0,78.$$

Колова швидкість коліс, степінь точності і розрахункові коефіцієнти

$$V = \frac{W_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3} \quad (2.40)$$

$$V = \text{м/с.}$$

Для конічних передач здебільшого призначають 7-ю степінь точності, оскільки даний вид редукторів призначений для передач з високою точністю.

Для перевірки контактної напруги визначаємо коефіцієнти навантаження:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} \quad (2.41)$$

Приймаємо коефіцієнт динамічного навантаження (стор.39-40[11])

$$K_{Hv} = 1,05; K_{H\beta} = 1,0; K_{H\alpha} = 1,0;$$

$$K_H = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 1,05$$

Основні параметри передачі зведені у таблицю 4.1

Таблиця 4.1

Основні параметри шевронної передачі.

Назва параметру і одиниці виміру		Величина і назва параметру
1. Потужність на веденому валу	кВт.	$P_3=$
2. Число обертів валів	об/хв.	$n_2 =$; $n_3=$.
3.	Кутові швидкості валів	$\omega_2=$ $\omega_3=$
	р/с ведучого веденого	T_2
4.	Обертові моменти на валах	$=$ T_3 $=$
	Нм	$i=$
	ведучому веденому	m_e $=$
5. Передаточне відношення		
6.Зовнішній модуль зачеплення	мм	$z_1=$
7.	Число зубців шестерні і колеса	$z_2=$ d_1 $=$
	шт.	d_2 $=$
	шестерні колеса	
8. Середні діаметри	мм	d_{s1} $=$
	шестерн і колеса	d_{s2} $=$
9.	Зовнішні ділені діаметри	$\delta_1 =$ $\delta_2=$
	мм шестерні	$b=$

	колеса	
10. Кути початкових конусів	гр.	
11. Довжина зуба	мм	

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Практична робота №3

Розрахувати конічну передачу редукторного типу для серійного виробництва

Мета роботи – набути навичок розрахунку конічної передачі редукторного типу для серійного виробництва за допомогою аналітичного методу.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: конічний редуктор (або конічно-циліндричний) гайкові ключі, масштабна лінійка, штангенциркуль, універсальний кутомір.

Загальні відомості

На основі індивідуального завдання проводиться проектування редуктора загального призначення.

Опис редуктора.

Привод складається з електродвигуна, муфти, відкритої пасової передачі, одноступінчатого горизонтального циліндричного редуктора з косими зубцями.

Редуктор – це механізм, який служить для зниження кутових швидкостей і збільшення передавань обертових моментів.

Основні переваги конічної передачі:

6. Простота конструкції і обслуговування;
7. Плавність передачі руху і безшумність роботи;
8. Великі кінематичні можливості (перетворення обертаючого моменту в поступальний, безступінчасте змінення швидкості, можливість реверсувати на ходу, включення і виключення передачі на ходу без зупинки;

9. За рахунок можливих пробуксовувань передача має запобіжні пристрої. Однак після пробуксовувань передача, як правило, різко погіршує свої властивості – виникають лиски на котках, нерівномірно зношуються конічні поверхні. Тому виконувати пробуксовування як запобіжний захід не рекомендується.

10. Висока надійність та довговічність роботи.

Основні недоліки конічної передачі:

1. Непостійне передаточне число із-за пробуксовування;
2. Незначна передавальна сила (відкриті передачі – до 10-20 кВт; закриті – до 200-300 кВт);
3. Для відкритих передач порівняно низький ККД;
4. Значне і нерівномірне зношування котків при буксуванні;
5. Необхідність у застосуванні опор валів спеціальної конструкції з прижимним пристроєм (а це в свою чергу передачу робить габаритною);
6. Для силових відкритих передач незначна колова швидкість ($v \leq 7 \div 10$ м/с).

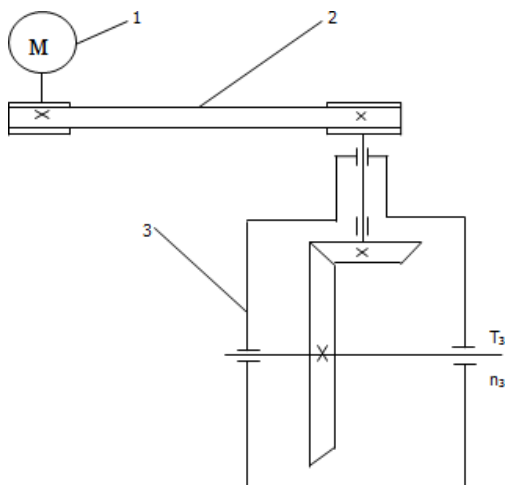


Рис.3.1

Кінематична схема привода складається з таких елементів:

- 1 – електродвигун;
- 2 – пасова передача;
- 3 – редуктор;

РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

Вихідні дані:

1. Потужність на веденому валу $P_3 = \text{кВт}$
2. Число обертів веденого вала $n_3 = \text{об/хв.}$
3. Передаточне відношення $i =$
4. Редуктор – *конічний*.

Таблиця 3.1

Таблиця індивідуальних завдань

Варіанти	Потужність на ведучому валу P_3 , кВт	Передаточне число i	Частота обертання ведучої зірочки n_1 , об/хв
1	2,1	2	1460
2	2,3	2,1	1500
3	2,5	2,2	1550
4	2,7	2,3	1600
5	2,9	2,4	1650
6	3,1	2,5	1700
7	3,3	2,6	1750
8	3,5	2,7	1800
9	3,7	2,8	1850
0	3,9	2,9	1900

1. Вибір електродвигуна, силовий і кінематичний розрахунок привода

Визначаємо загальний коефіцієнт корисної дії привода за формулою:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^n \cdot \eta_4 \quad (3.1)$$

де η_1 - ккд зубчастого колеса, $\eta_1 = 0,97$;

η_2 - ккд пасової передачі, $\eta_2 = 0,94$;

η_3 - ккд пар підшипників, $\eta_3 = 0,99$;

η_4 – коефіцієнт, враховуючи втрати в опорах вала приводного приводу, $\eta_4 = 0,99$;

η - кількість пар підшипників, $\eta = 2$.

$$\eta_{\text{заг}} = 0,97 \cdot 0,94 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99 = 0,88$$

Визначаємо необхідну потужність двигуна

$$P_{\text{дв.}} = \frac{P_3}{\eta_{\text{заг.}}} \quad (3.2)$$

$$P_{\text{дв.}} = \text{кВт.}$$

Приймаємо асинхронний електродвигун 4А $P_{\text{дв}} = \text{кВт}, n_{\text{дв.}} = \text{об/хв.}$
 $S = \%$

Визначаємо асинхронну частоту електродвигуна:

$$n_{\text{дв.}} = n - \frac{s \cdot h}{100} \quad (3.3)$$

$$n_{\text{дв.}} = \text{об/хв.}$$

Визначаємо загальне передаточне число за формулою

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв.}}}{n_3} \quad (3.4)$$

$$i =$$

Приймаємо передаточне відношення редуктора згідно із завдання $i_{\text{ред}} =$;

Тоді передаточне відношення пасової передачі

$$i_{\text{пас.}} = i_{\text{заг.}} / i_{\text{ред.}} \quad (3.5)$$

$$i_{\text{пас.}} =$$

Визначаємо частоту обертання на другому валі

$$\eta_2 = \frac{\eta_1}{i_2} \quad (3.6)$$

$$\eta_2 = \text{об/хв.}$$

Визначаємо кутові швидкості валів привода;

$$\omega_{дв} = \omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30 \text{ p/c} \quad (3.7)$$

$$w_1 = \text{рад/с;}$$

$$\omega_2 = \omega_3 =$$

$$\omega_2 =$$

$$(3.8)$$

Визначаємо потужність валів

$$\omega_{вед.} = \omega_3 = \pi \cdot n_3 / 30$$

$$(3.9)$$

Визначаємо обертові моменти на валах привода;

$$P_2 = \cdot 0,97 \cdot 0,94 = \text{кВт} \quad (3.12)$$

$$(3.13)$$

$$T_2 =$$

$$T_2 = \frac{P_2}{w_2}$$

$$(3.14)$$

$$T_3 = \text{Нм.}$$

2. Розрахунок прямозубої зубчатої конічної передачі

Вихідні дані:

кутова швидкість на ведучому валу редуктора $\omega_2 =$ рад/с

обертовий момент на ведучому валу редуктора $T_2 =$ Нм

передаточне відношення редуктора $i =$

Матеріал шестерні і колеса:

шестерня – сталь 50 гартування від 840 $^{\circ}\text{C}$ у воді, термообробка – нормалізація.

$G_b = 940 \text{ МПа;}$

$HB_1 = 280$

колесо – сталь 50, термообробка – нормалізація. $G_b = 940 \text{ МПа; } HB_2 = 250$

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot b \cdot K_{HL}}{[S_H]} \quad (3.15)$$

де $\sigma_{H \text{ lim}}$ - межа контактної витримки при базовому числі циклів.

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 2 \cdot HB + 70 \quad (3.16)$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності; при числі циклів навантаження більше базового, що має місце при довгій експлуатації редуктора приймають $K_{HL} = 1$;

S_H – коефіцієнт надійності $[S_H] = 1,10$;

при консольному розташуванні шестерні – $K_{H\beta} = 1,35$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт

Для конічного колеса розрахункова допустима контактна напруга визначається за формулою

$$[\sigma_{H1}] = 0,45 \left([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}] \right) \cdot \frac{(2HB_1 + 70)K_{H\beta}}{[S_H]} \cdot \frac{(2 \cdot 280 + 70) \cdot 1}{1,1} = 573 \text{ МПа}; \quad (3.17)$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{(2HB_2 + 70)K_{H\beta}}{[S_H]} \cdot \frac{(2 \cdot 250 + 70) \cdot 1}{1,1} = 518 \text{ МПа}; \quad (3.18)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (573 + 518) = 491 \text{ МПа}. \quad (3.19)$$

Д
л
я
к
о
л
е
с
а

Отже розрахункова допустима контактна напруга

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (573 + 518) = 491 \text{ МПа}.$$

Задана умова $[\sigma_H] \leq 1,23 [\sigma_{H2}]$ виконана.

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ прийемо вище рекомендованого для цього випадку, так як зі сторони пасової передачі діють сили, які викладають додаткову деформацію відомого вала і поліпшуючий контакт зубів. Приймаємо значення (стор.32-49[11]) $K_{H\beta} = 1,35$.

Приймаємо для конічного колеса коефіцієнт ширини вінця.

$$\psi_{bR_g} = \frac{b}{R_g} \leq 0,3$$

При проектуванні редукторів с параметрами (с.49[11]) по ГОСТ 12289 -76 рекомендується приймати $\psi_{bR_g} = 0,285$.

Коефіцієнт довжини зуба

$$\psi_{bd} = 0,166 \cdot \sqrt{i^2 + 1} \quad (3.20)$$

$$\psi_{bd} = 0,166 \cdot \sqrt{\quad^2 + 1} =$$

При $\psi_{bd} = 0,81$ коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині зуба $K_{H\beta} = 1,30$
Зовнішній ділений діаметр колеса з умови контактної міцності.

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot i}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \psi_{bR_g})^2 \cdot \psi_{bR_g}}} \quad (3.21)$$

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{\cdot 10^3 \cdot 1,30 \cdot}{491^2 (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = \quad \text{мм.}$$

де для прямозубих передач $K_d = 49$, а передаточне число нашого редуктора $i=4,8$

Отримане значення d_{e2} згідно стандарту округляють по ГОСТ 12289-76 (стор. 49[11]) приймаємо $d_{e2} = \quad$ мм.

Число зубців шестерні і колеса.

Приймаємо (стор. 49[11])число зубів шестерні $Z_1=20$

Число зубів колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot i \quad (3.22)$$

$$Z_2 =$$

Приймаємо $Z_2 = \quad$. Тоді

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i =$$

2.2.7 Зовнішній коловий модуль

$$m_g = \frac{d_{e2}}{z_2} \quad (3.24)$$

$$m_g = \quad \text{мм.}$$

Уточнюємо значення

$$d_{e2} = m_g \cdot z_2 \quad (3.25)$$

$$d_{e2} =$$

Основні геометричні розміри шестерні і колеса :

Кути ділених конусів

$$\text{tg} \delta_1 = \frac{1}{i} \quad (3.26)$$

$$\text{tg} \delta_1 = \frac{1}{\quad} =$$

$$\delta_1 = 12^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 12^\circ = 78^\circ$$

Зовнішня конусна відстань R_g довжина зуба b

$$R_g = 0,5 m_g \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (3.28)$$

$$R_g = 0,5 \cdot \text{мм.}$$

$$\text{Середня конусна віддаль } R = R_g - 0,5 \cdot b = 92 - 0,5 \cdot 26 = 79 \text{ мм.}$$

$$b = \psi_{bR_g} \cdot R_g$$

$$b = 0,285 \cdot 92 = 26 \text{ мм.} \quad (3.29)$$

Приймаємо згідно таблиці 6 додатків [15], $b = 26 \text{ мм.}$
 Зовнішній діаметр шестерні і колеса (3.30)

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1$$

Шестерні $d_{e1} = \text{мм}$ (3.31)

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2$$

Колеса $d_{e2} = \text{мм.}$ (3.32)

Діаметри виступів шестерні і колеса (3.32)

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 \quad (5.31)$$

$$d_{ae1} = \text{мм}$$

$$d_{ae2} = \text{мм.}$$

Зовнішні діаметри впадин
 Шестерні (3.33)

$$df_{e1} = d_{e1} - 2,5 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1$$

$$df_{e1} = \cdot \cos 12^\circ = \text{мм;}$$

Колеса (3.34)

$$df_{e2} = d_{e2} - 2,5 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2$$

$$df_{e2} = \cdot \cos 78^\circ = \text{мм.}$$

Середній модуль зачеплення і діаметри шестерні і колеса.

$$m = m_e - \frac{b \cdot \sin \delta_1}{z_1}$$

$$m = 1,87 - \frac{26 \cdot \sin 12^\circ}{20} = 1,6 \text{ мм;}$$
(3.35)

$$d_1 = m \cdot z_1$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$
(3.36)

$$d_1 = 1,6 \cdot \text{2 мм;}$$
(3.37)

$$d_2 = 1,6 \cdot \text{мм.}$$

Остаточний середній ділительний діаметр шестерні і колеса

$$d_1 = 2(R_g - 0,5b) \sin \delta_1 \quad (5.38)$$

$$d_1 = 2(-0,5 \cdot 26) \sin 12^\circ = \text{мм;}$$
(3.38)

$$d_2 = \sin 78^\circ = \text{мм.}$$

Коефіцієнт ширини шестерні по середньому діаметрі

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$$
(3.39)

$$\psi_{bd} = \frac{26}{33} = 0,78.$$

Колова швидкість коліс, степінь точності і розрахункові коефіцієнти

$$V = \frac{W_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3}$$
(3.40)

$$V = \text{м/с.}$$

Для конічних передач здебільшого призначають 7-ю степінь точності, оскільки даний вид редукторів призначений для передач з високою точністю.

Для перевірки контактної напруги визначаємо коефіцієнти навантаження:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv}$$
(3.41)

Приймаємо коефіцієнт динамічного навантаження (стор.39-40[11])

$$K_{Hv} = 1,05; K_{H\beta} = 1,0; K_{H\alpha} = 1,0;$$

$$K_H = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 1,05$$

Основні параметри передачі зведені у
таблицю 3.1

Таблиця 3.1

Основні
параметри
передачі.

Назва параметру і одиниці виміру		Величина і назва параметру
1. Потужність на веденому валу	кВт.	$P_3=$
2. Число обертів валів	об/хв.	$n_2 =$; $n_3 =$.
3.	Кутові швидкості валів р/с ведучого веденого	$\omega_2=$ $\omega_3=$
4.	Обертів моменти на валах	$T_2=$ $T_3=$
	Нм	$i=$
	ведучому веденому	$m_e=$
5. Передаточне відношення		
6.Зовнішній модуль зачеплення	мм	$z_1=$
7.	Число зубців шестерні і колеса	$z_2=$ $d_1=$
	шт.	$d_2=$
8. Середні діаметри	мм	$d_{s1}=$
	шестерні і колеса	$d_{s2}=$
9.	Зовнішні ділені діаметри	$\delta_1=$ $\delta_2=$

		b=
	мм шестерні колеса	
10. Кути початкових конусів	гр.	
11. Довжина зуба	мм	

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Практична робота №4

Розрахунок пасової передачі

Мета роботи – набути навичок розрахунку пасової передачі з ступінчастими шківками за допомогою аналітичного методу.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: конічний редуктор (або конічно-циліндричний) гайкові ключі, масштабна лінійка, штангенциркуль, універсальний кутомір.

Загальні відомості

Пасова передача - це механічний пристрій для передавання механічної енергії (механічна передача) між валами за допомогою гнучкого елемента (приводного паса) за рахунок сил тертя або сил зачеплення (зубчасті приводні паси).

Пасові передачі не забезпечують жорсткого зв'язку між шківками через можливість проковзування паса на шківках. Тому у кінематично точних приводних механізмах пасові передачі застосовують дуже рідко.

Пасові передачі переважно використовують для передавання потужностей у діапазоні 0,2...50 кВт. Зустрічаються також передачі для потужностей 500 і навіть 1500 кВт, проте застосування їх має унікальний характер.

Передавальні числа пасових передач допускаються до 5–6, рідше до 10.

Швидкість руху пасів у передачах загального призначення не перевищує 30 м/с. Спеціальні швидкохідні паси допускають при пониженій довговічності швидкості до 50 і навіть до 100 м/с.

ККД пасових передач різних типів становить близько 0,90...0,97.

Переваги пасових передач. У порівнянні із зубчастою передачею пасові передачі мають низку переваг і недоліків.

Основні переваги пасової передачі:

- ☐ можливість передавання руху між валами, що знаходяться на значній відстані;
- ☐ плавність та безшумність роботи, які обумовлені еластичністю паса;
- ☐ запобігання різкому перевантаженню елементів машини внаслідок пружності паса та можливості його проковзування на шківках;
- ☐ простота конструкції, обслуговування та догляду в експлуатації;
- ☐ відносно високий ККД.

Основні недоліки пасової передачі:

неможливість виконання малогабаритних передач (для однакових умов навантаження діаметри шківків майже у 5 разів більші, ніж діаметри зубчастих коліс);

несталість передавального числа через можливе проковзування паса;

підвищене навантаження валів та їхніх опор, що пов'язане із потребою достатньо високого попереднього натягнення паса;

низька довговічність приводних пасів (у межах 1000–5000 год).

Класифікація за формою поперечного перерізу приводного паса:

плоскопасова;

клинопасова;

поліклинопасова;

круглопасова.

За розміщенням валів:

відкрита;

перехресна;

напівперехресна;

багатошківна з натяжним роликком.



Рис. 4.1. Два паси, ведучий шків, ведений шків та натяжний ролик клинопасової передачі



Рис. 4.2. Ведений шків і пас плоскостасової передачі

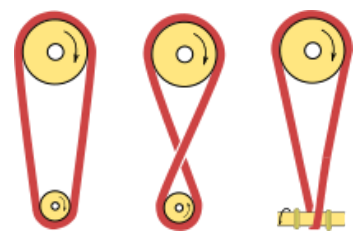


Рис 4.3. Види пасових передач за розміщенням валів: відкрита, перехресна, напівперехресна

Пасова передача може мати як постійне, так і змінне передавальне число (варіатор).

Окремо слід розглядати зубчато-пасові передачі у яких плоский пас на внутрішньому боці має зубці трапецієвидної форми, а шків – відповідні їм зубці на ободі. Така передача працює за принципом зачеплення, а не тертя. До пасових передач вона належить умовно тільки за назвою та формою тягового органу.

Для пасової передачі з ступінчастими шківками рис.6 обчислити передаточне відношення кожного ступеня, частоту обертання та кулові швидкості ведених шківків для всіх трьох ступенів передачі, якщо: а) $n_1 = 1460 \text{ хв}^{-1}$, $D_1 = 180 \text{ мм}$, $D_2 = 360 \text{ мм}$, $D_3 = 180 \text{ мм}$, $D_4 = 250 \text{ мм}$, $D_5 = 250 \text{ мм}$, $D_6 = 180 \text{ мм}$.

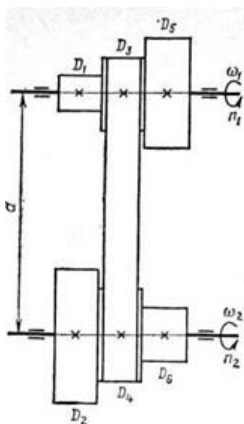


Рис.4.4

шківків:

Розв'язання. 1. Приймаючи коефіцієнти пружного ковзання $\varepsilon=0,01$ обчислюємо передаточне відношення для кожного з трьох ступенів передачі:

$$i_{12} = \frac{D_2}{[D_1(1 - \varepsilon)]} =$$

$$i_{34} = \frac{D_4}{[D_3(1 - \varepsilon)]} =$$

$$i_{56} = \frac{D_6}{[D_5(1 - \varepsilon)]} =$$

1. За наступною формулою визначаємо частоту обертання веденого вала при перекиданні пасів на відповідні ступені

Рис.6 передача з ступінчастими шківками

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} =$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{34}} =$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{56}} =$$

3. Визначаємо швидкість паса для кожного ступеня передачі:

$$v_{12} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} =$$

$$v_{12} = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n_1}{60} =$$

$$v_{12} = \frac{\pi \cdot D_5 \cdot n_1}{60} =$$

Таблиця індивідуальних завдань

Варіанти	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	n_1
0	180	400	200	250	400	180	1460
1	400	200	250	400	180	400	1500
2	160	390	210	260	390	190	1550
3	140	380	220	270	380	200	1600
4	120	370	230	280	370	210	1650
5	100	360	240	290	360	220	1700
6	110	350	260	300	350	230	1750
7	130	340	270	310	340	240	1800
8	170	330	280	320	330	250	1850
9	190	320	290	330	320	260	1900
10	200	310	300	340	310	270	1950

Таблиця індивідуальних завдань № 2

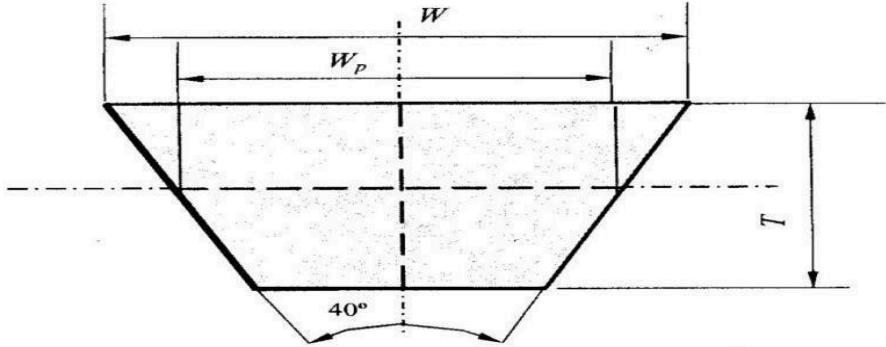
№ варіанту	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Частота обертання ведучої зірочки n_1 , об/хв	400	220	1500	600	780	950	310	1000	250	160
Потужність на ведучому валу P_1 , кВт	2,1	12	3,0	4,4	3,5	2,2	6,2	1,8	18	5,2
Кут нахилу передачі γ , град	30	20	0	0	45	60	30	30	0	45

Протокол випробувань

Результати вимірювань і довідкові дані					
№	Параметр			Значення	Стандартне
	Назва	Позначення	Розмірність		
1	Висота профілю паса	T			
2	Ширина профілю паса	W			
3	Діаметр ведучого шківa	d_1			
4	Діаметр веденого шківa	d_2			
5	Міжосьова відстань	a			-
6	Довжина паса	L			
7	Потужність на ведучому шківу	P_1			
8	Частота обертання ведучого шківa	n_1			
9	Коефіцієнт буксування передачі	ε		0,01...0,02	
Розрахунок параметрів передачі					
№	Параметр		Розрахунок	Значення	Розмірність
1	Профіль паса				
2	Передаточне число передачі	$u = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}$			
3	Частота обертання веденого шківa	$n_2 = \frac{n_1}{u}$			
4	Кутова швидкість ведучого шківa	$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$			
5	Кутова швидкість веденого шківa	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u}$			
6	Крутний момент на ведучому шківі	$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}$			
7	Крутний момент на веденому шківі	$T_2 = T_1 \cdot u$			
9	Колова швидкість передачі	$V = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2 \cdot 10^3}$			

10	Колова сила передачі	$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V}$		
11	Потужність, яка передається одним пасом	P_0	2,5	
12	Кількість пасів	$z' = \frac{P_1}{P_0}$		
13	Навантаження на вали	$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$		

Характеристика клинових пасів

								
Пере-різ паса	d_1	W_p	W	T	A , мм ²	L_p	ΔL	Маса m , кг
Z	63	8,5	10	6	47	400-2500	25	0,06
A	90	11,0	13	8	81	560-4000	33	0,10
B	125	14,0	17	10,5	133	800-6300	40	0,18
C	200	19,0	22	13,5	230	1800-10000	59	0,30
D	315	22,0	32	19,0	476	3150-14000	76	0,60
E	500	32,0	38	23,5	692	4500-18000	95	0,90
EO	800	42,0	50	30,0	1172	6300-18000	120	1,52
Зауваження. У стовпчику A подано площу поперечного перерізу паса в мм ² ; в стовпчику ΔL - різницю між розрахунковою L_p і внутрішньою $L_{вн}$ довжиною паса.								
Стандартні довжини пасів L_p								
400	425	450	475	500	530	560	600	630
710	750	800	850	900	950	1000	1060	1120
1180	1320	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
2120	2240	2360	2500	2650	2800	3000	3150	3350
3550	3750	4000	4250	4500	4750	5000	5300	5600
6000	6300	6700	7100	7500	8000	8500	9000	9500
10000	10600	11200	11800	12500	14000	15000	16000	18000
Підкреслені значення довжини паса L_p приймають тільки у технічно обґрунтованих випадках.								
Умовне позначення паса перерізу В довжиною $L_p=2500$ мм, Пас В-2500 ГОСТ 1284.1 - 89								

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Практична робота № 5

Розрахунок ланцюгової передачі

Мета роботи: Ознайомитися з конструкціями ланцюгових передач, освоїти основи кінематичного і силового їх розрахунку.

Тривалість заняття – 2 години.

Устаткування та інструменти: лабораторні установки ланцюгових передач, металічна лінійка, штангенциркуль, лічильна машинка.

Загальні відомості

Принцип дії ланцюгової передачі оснований на зачепленні ланцюга з зірочками (рис.5.1).

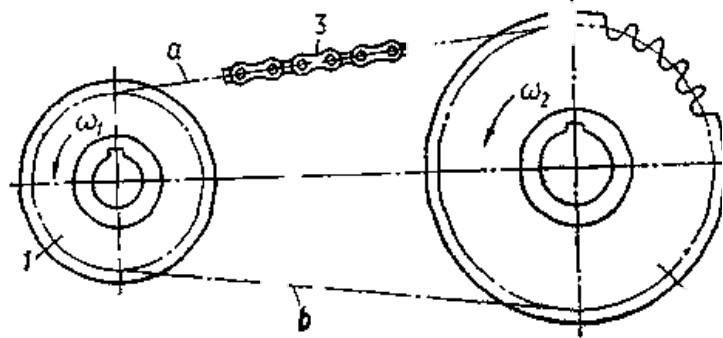


Рис. 5.1. Схема ланцюгової передачі

Переваги ланцюгових передач порівняно з пасовими:

- передача значних навантажень в наслідок зачеплення та значної міцності сталюого ланцюга;
- постійність передаточного відношення, так як відсутнє буксування та сковзання;
- відсутність попереднього натягу;
- робота при незначних міжосьових відстанях та при великих передаточних відношеннях;
- передача потужності від однієї ведучої зірочки до декількох ведених.

Недоліки ланцюгових передач:

- додаткове динамічне навантаження, так як можливі удари ланок ланцюга по зубам зірочок;
- значний шум передачі;
- зношування шарнірів ланцюга;
- необхідність організації системи змащування.

Основна причина відповідних недоліків обумовлена конструкцією ланцюга, який складається з окремих жорстких ланок, які розташовуються на зірочці не по колу, а по багатокутнику.

До основних типів приводних ланцюгів відносять: шарнірно-роликові; втулкові та зубчасті.

Шарнірно-роликові ланцюги (рис. 5.2) виготовляють однорядними та багаторядними (двох, трьох та чотирьох рядні).

Валик 3 запресований в отвори зовнішньої ланки 2, а втулка 4 в отвори внутрішньої ланки 1. Втулка на валику і ролик 5 на втулці можуть вільно провертатись. Зачеплення ланцюга з зубом зірочки здійснюється через ролик.

Переваги використання ролика:

- рівномірне розподілення навантаження на втулку, а відповідно і на валик, що суттєво зменшує зношування шарнірів;

- заміна тертя сковзання на тертя кочення, що зменшує зношування зубів зірочок. Шарнірно-роликові ланцюги використовуються при колових швидкостях до 20 м/с. Наявність ролика збільшує вагу ланцюга, а також його вартість.

Втулкові ланцюги по конструкції аналогічні роликовим тільки в них відсутній ролик. Внаслідок чого збільшується зношування шарнірів та зношування зубів зірочок, але знижується вага та вартість.

Зубчасті ланцюги (рис.5.3) складаються з набору пластин з двома зубоподібними виступами. Виготовляються широкими, що дозволяє передавати значні навантаження при швидкостях до 35 м/с.



Рис. 5.2. Шарнірно-роликові ланцюги

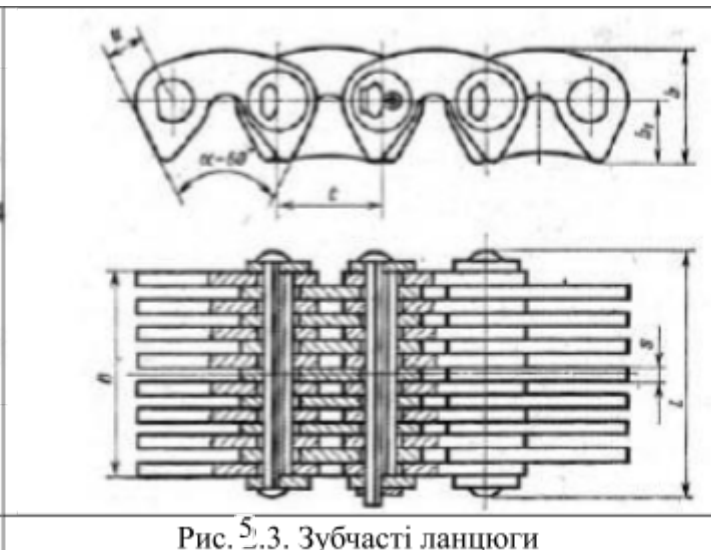


Рис. 5.3. Зубчасті ланцюги

Таблиця індивідуальних завдань

№ варіанту	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Частота обертання ведучої зірочки n_1 , об/хв	200	400	850	600	700	950	500	1000	350	800
Потужність на ведучому валу P_1 , кВт	5,6	12	3,0	4,4	3,5	2,2	6,2	1,8	8,4	5,2
Кут нахилу передачі γ , град	30	20	0	0	45	60	30	30	0	45

Протокол випробувань

Параметр			Результати вимірювань	За стандартом
Назва	Позначення/ формула	Розмірність		
Виміряні параметри				
Крок ланцюга	t	мм		
Число зубців ведучої зірочки	z_1			-
Число зубців веденої зірочки	z_2			-
Міжосьова відстань	a	мм		-
Довжина ланцюга	L	мм		-
Кут нахилу передачі	γ	град		-
Розривне зусилля	F	кН	-	
Маса одного метра ланцюга	m	кг/м	-	
Проекція опорної поверхні	A_{on}	мм ²	-	

шарніра				
---------	--	--	--	--

Розрахункові параметри			
Назва	Розрахунок	Результат	Розмірність
Передаточне число передачі	$u = \frac{z_2}{z_1}$		-
Дільний діаметр ведучої зірочки	$d_1 = (t \cdot z_1) / \pi$		мм
Дільний діаметр веденої зірочки	$d_2 = (t \cdot z_2) / \pi$		мм
Діаметр кола виступів ведучої зірочки	$d_{s1} = t \cdot \left[\operatorname{ctg} \left(\frac{180}{z_1} \right) + 0,532 \right]$		мм
Діаметр кола виступів веденої зірочки	$d_{s2} = t \cdot \left[\operatorname{ctg} \left(\frac{180}{z_2} \right) + 0,532 \right]$		мм
Кутова швидкість ведучої зірочки	$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$		рад/с
Крутний момент на ведучому валу передачі	$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \cdot 10^3$		Нм
Частота обертання веденого вала передачі	$n_2 = \frac{n_1}{u}$		об/хв
Крутний момент на веденому валу передачі	$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta$		Нм
Колова швидкість передачі	$V = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$		м/с
Колова сила передачі	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \cdot 10^3$		Н
Натяг ланцюга від відцентрової сили	$F_v = m \cdot V^2$		Н
Натяг ланцюга від власної ваги	$F_f = 9,8 \cdot k_f \cdot m \cdot a$		Н
Експлуатаційний коефіцієнт передачі	$k_s = k_d \cdot k_a \cdot k_n \cdot k_p \cdot k_m \cdot k_z \leq k_{max}$		
Тиск в шарнірі ланцюга	$p = \frac{F_t \cdot k_s}{A_{on}} \leq [p]$		МПа

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Практична робота №6

Розрахунок черв'ячної передачі на контактну міцність та за напруженнями згину

Мета роботи – набути навичок розрахунку черв'ячної передачі за допомогою аналітичного методу.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: черв'ячний редуктор, гайкові ключі, масштабна лінійка, штангенциркуль, універсальний кутомір.

Загальні відомості

Черв'ячні передачі відносяться до зубчато-гвинтових передач, які мають характерні риси зубчастих і гвинтових передач.

Рух черв'ячна передача передає за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як (як правило, це гвинт із трапецеїдальною різьбою), а колесо подібне сектору, який вирізали з довгої гайки й вигнули по колу (рис. 6.1). Зачеплення черв'ячної пари подібно зачепленню зубчастого колеса (із зубцями особливої форми) із зубчатою рейкою. Геометричні осі валів при цьому перехрещуються під кутом 90° .

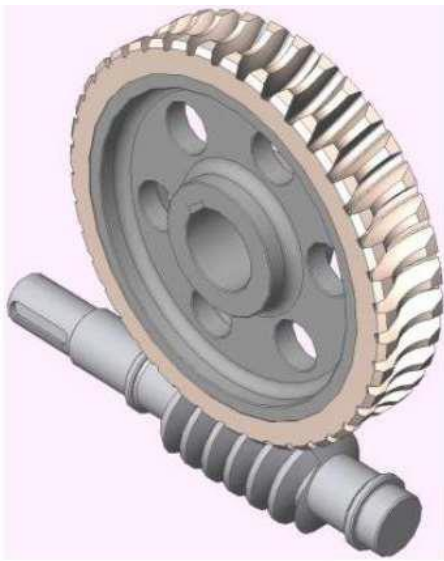


Рис.6.1 Черв'ячна передача.

У більшості випадків черв'яки виготовляють як одне ціле з валом, рідше – окремо від вала, а потім закріплюють на валу.

Черв'ячне колесо на відміну від косозубих зубчастих коліс має ввігнуту форму зубця, що сприяє облягання витків черв'яка. Напрямок і кут підйому зубців черв'ячного колеса відповідають напрямку й куту підйому витків черв'яка.

На основі індивідуального завдання проводиться проектування редуктора загального призначення.

Опис редуктора.

Привод складається з електродвигуна, муфти, відкритої пасової передачі, одноступінчатого горизонтального циліндричного редуктора з косими зубцями.

Редуктор – це механізм, який служить для зниження кутових швидкостей і збільшення передавань обертових моментів.

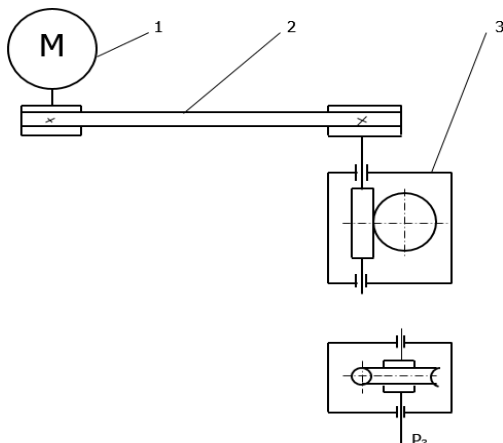


Рис.6.2

Кінематична схема привода складається з таких елементів:

- 1 – електродвигун;
- 2 – пасова передача;
- 3 – редуктор;
- 4 – муфта.

Переваги:

1. Здатність створювати великі передаточні числа;
2. Плавність та безшумність роботи при високих швидкостях;
3. Компактність і порівняно невелика маса конструкції;
4. Самогальмівна передача (передає крутний момент тільки в одному напрямі від черв'яка до черв'ячного колеса);
5. Постійне передаточне число;
6. Висока кінематична точність.

Недоліки:

1. порівняно невисокий ККД, що не перевищує у деяких випадках 0,70-0,85;
2. Значне виділення тепла в зоні заціплення черв'яка з колесом;
3. Необхідність використання для вінців черв'ячних передач дефіцитних антифрикаційних матеріалів;
4. Підвищений знос і заїдання.

РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА**Вихідні дані:**

1. Потужність на веденому валу $P_3 = \text{кВт}$
2. Число обертів веденого вала $n_3 = \text{об/хв.}$
3. Передаточне відношення $i =$
4. Редуктор – *черв'ячний*.

Таблиця 6.1

Таблиця індивідуальних завдань

Варіанти	Потужність на ведучому валу P_3 , кВт	Передаточне число i	Частота обертання ведучої зірочки n_1 , об/хв
1	2,1	2	1460
2	2,3	2,1	1500
3	2,5	2,2	1550
4	2,7	2,3	1600
5	2,9	2,4	1650
6	3,1	2,5	1700
7	3,3	2,6	1750
8	3,5	2,7	1800
9	3,7	2,8	1850
0	3,9	2,9	1900

1. Вибір електродвигуна, силовий і кінематичний розрахунок привода

Визначаємо загальний коефіцієнт корисної дії привода за формулою:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \quad (6.1)$$

де η_1 - ккд пасової передачі, $\eta_1 = 0,96$ η_2' - ккд редуктора,

$$\eta_2' = 0,96 \cdot (1 - i/200) \quad (6.2)$$

$$\eta_2' = 0,96 \cdot (1 - 20/200) = 0,86$$

$$\eta_{\text{заг}} = 0,96 \cdot 0,86 = 0,83$$

Для черв'ячного редуктора ККД можемо приймати у всіх випадках $\eta = 0,8$ про що свідчить детальний розрахунок [11 ст. 368]

Визначаємо необхідну потужність двигуна

$$P_{\text{дв.}} = \frac{P_3}{\eta_{\text{заг.}}} \quad (6.3)$$

$$P_{\text{дв.}} = \text{кВт.}$$

Приймаємо асинхронний електродвигун 4А

$$P_{\text{дв.}} = \text{кВт, } n_{\text{дв.}} = \text{об/хв,}$$

S= %

Визначаємо асинхронну частоту електродвигуна:

$$n_{дв.} = n - \frac{s \cdot n}{100} \quad (6.4)$$

Визначаємо загальне передаточне число за формулою

$$i_{заг} = \frac{n_{дв.}}{n_3} \quad (6.5)$$

Приймаємо передаточне відношення редуктора згідно із завдання $i_{ред} =$;
Тоді передаточне відношення пасової передачі

$$i_{пас.} = i_{заг.} / i_{ред.} \quad (6.6)$$

Визначаємо частоту обертання на другому валі

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2} \quad (6.7)$$

Визначаємо кутові швидкості валів привода;

$$\omega_{дв.} = \omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30 \text{ p/c} \quad (6.8)$$

$$\omega_1 = \text{рад/с;}$$

$$\omega_2 = \omega_3 =$$

$$\omega_2 =$$

$$(6.9)$$

Визначаємо потужність валів

$$\omega_{вед.} = \omega_3 = \pi \cdot n_3 / 30$$

$$(6.10)$$

Визначаємо обертові моменти на валах привода;

$$P_2 = \quad \cdot 0,97 \cdot 0,94 = \quad \text{кВт} \quad (6.13)$$

$$(6.14)$$

$$T_2 =$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}$$

$$(6.15)$$

$$T_3 =$$

$$\text{Нм.}$$

2.Розрахунок черв'ячної передачі

Вихідні дані:

кутова швидкість на ведучому валу редуктора $\omega_2 =$ рад/с

обертовий момент на ведучому валу редуктора $T_2 =$ Нм

передаточне відношення редуктора $i=$
Матеріал черв'яка і колеса :

Черв'як - вибираємо матеріал черв'яка і вінця черв'ячного колеса. Приймаємо для черв'яка сталь 45 із загартуванням до твердості не менше HRC 45 із наступним шліфуванням. $G_b=890$ МПа.

Так як до редуктора не вимагають спеціальних вимог, то в цілях економії приймаємо для колеса черв'ячного колеса бронзу БрО10Ф1 (відливок виконуємо в кокіль).

Колесо – матеріал залежить від швидкості ковзання, наближене значення якого:

$$v_s = (4,3 \cdot w_2 \cdot \sqrt[3]{T_3}) / 1000 \quad (6.16)$$

Попередньо ми можемо приймати швидкість ковзання в зачепленні $v_s = 5$ м/с.

[11 ст. 369]

При $v_s = 5$ м/с матеріал колеса БрО10Ф1. $\sigma_{\text{в}} = 255$ МПа; $\sigma_{\text{т}} = 147$ МПа.

[11 ст. 66]

Допустиме напруження згину матеріалу колеса

$$[\sigma_{oF}] = K_{FL} \cdot [\sigma_{oF}] \quad (6.17)$$

$[\sigma_{oF}]$ -розрахункове значення допустимого напруження згину отримуємо умноженні табличні значення на коефіцієнти довговічності $[\sigma_H] = 221$, [11 ст. 66]

K_{FL} – коефіцієнт довговічності при необмеженому терміні експлуатації $K_{FL} = 0,67$, $0,67 \cdot 221 = 148,07$ МПа

Допустиме контактне напруження матеріалу колеса.

$$[G]_h = (250 \dots 300) - 25 \cdot V_s \quad (6.18)$$

$$[G]_h = 275 - 25 \cdot 5 = 150 \text{ МПа}$$

В залежності від передаточного числа, задаємось числом заходів черв'яка

$Z_1 = 2$ [11 ст. 55]

тоді числом зубців черв'ячного колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot i \quad (6.19)$$

$$Z_2 =$$

Попередньо задаємось коефіцієнтом діаметром черв'яка $q = 8$;

При сталому навантаженні коефіцієнт навантаження $K = 1,2$. [11 ст. 64]

Віддаль між осями валів редуктора з умови контактної міцності.

$$a_w = \left(\frac{z_1}{q} + 1 \right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{q [\sigma_H]} \right)^2 T_2 \cdot K} \quad (6.20)$$

$$a_w = \left(\frac{2}{8} + 1 \right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{8 \cdot 148,07} \right)^2 \cdot 10^3 \cdot 1,2} = \quad \text{мм}$$

Згідно стандарту приймаємо наближене значення міжосьової відстані по ГОСТ

2144 – 76 [11 ст. 55] $a_w =$ мм.

Осьовий модуль зачеплення:

$$m = 2 \cdot a_w / (Z_2 + q) \quad (6.21)$$

$$m = 2 \cdot \quad / (\quad + 8) = \quad \text{мм.}$$

Згідно стандарту ГОСТ 2144-76 [11 ст. 56] приймаємо стандартне значення:

$m =$ мм; $q = 8$;

Міжосьова відстань при стандартних значеннях m і q

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2} \quad (6.12)$$

$$a_w = \frac{ \cdot (8 + \quad) }{2} = \quad \text{мм.}$$

Геометричні розміри черв'яка і колеса.

ділений діаметр черв'яка:

$$d_1 = m \cdot q \quad (6.23)$$

$$d_1 = \quad \cdot 8 = \quad \text{мм.}$$

діаметр виступів

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$$

діаметр впадин

$$(6.24)$$

$$d_{a1} = \quad + 2 \cdot \quad = \quad \text{мм.}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$$

$$(6.25)$$

$$df_1 = \quad - 2,4 \cdot \quad = \quad \text{мм.}$$

довжина нарізної частини шліфованого черв'яка

$$b_1 = (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m + 25 \quad (6.26)$$

$$b_1 = (11 + 0,06 \cdot \quad) \cdot \quad + 25 = \quad \text{мм.}$$

ділительний кут підйому витка γ [11 табл.4,3]: при $z_1 = \quad$ $i q = 8 \quad \gamma = 14^{\circ}02' \text{ гр.}$
 Ділительний діаметр черв'ячного колеса:

$$d_2 = Z_2 \cdot m \quad (6.27)$$

$$d_2 = Z_2 \cdot m = \quad \text{мм;}$$

діаметр вершин зубів черв'ячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m =$$

мм; діаметр впадин зубів черв'ячного колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m \quad (6.28)$$

$$d_{f2} = \quad \text{мм};$$

найбільший діаметр черв'ячного колеса:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{b_m}{z_1 + 2} \quad (6.29)$$

$$d_{aM2} = \quad \text{мм};$$

ширина вінця черв'ячного колеса

$$(6.30)$$

$$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1}$$

$$b_2 = 0,75 \cdot \quad = \quad \text{мм}.$$

Основні параметри передачі зведені у таблицю 6.2

Таблиця 6.2

Основні
і
параметри
передачі.

Назва параметру і одиниці виміру		Величина і назва параметру
1. Потужність на веденому валу	кВт.	P3=
2.	Число обертів валів об/хв. ведучого веденого	$n_1 =$ $n_2 =$
3.	Обертові моменти на валах	T ₂ = T ₃ = i=
	Нм ведучому веденому	a _w = m=
4. Передаточне відношення		
5. Віддаль між осями	мм	z ₁ =
6. Модуль зачеплення	мм	z ₂ =
7. Число заходів черв'яка	черв'як а колеса	d ₁ = d ₂ =
8. Ділені діаметри	мм черв'як а колеса	b ₁ = b ₂ =
9. Довжина нарізної частини черв'яка	мм	$\eta =$
10. Ширина вінця колеса	мм	
11. Коефіцієнт корисної дії		

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Практична робота № 7

Розрахунок на міцність призматичних шпонкових з'єднань

Мета роботи – перевірка, закріплення та поглиблення отриманих на лекціях знань, напрацювання навиків правильного користування довідковою літературою, державними стандартами, таблицями, номограмами, виконувати технічні розрахунки паралельно з ескізним конструюванням та моделюванням з використанням сучасної комп'ютерної техніки, що дає можливість підготувати себе до виконання курсових проектів з спеціальних дисциплін та дипломного проектування.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: набір валів, набір гаєчних ключів, лінійка, штангенциркуль, штангензубомір, універсальний кутомір, лічильна машинка.

Загальні відомості

Шпонкою називається деталь, яку вставляють у пази вала і маточини (втулки) з метою утворення з'єднання, здатного передавати обертовий момент від вала до маточини або від маточини до вала.



Рис.7.1 Шпонкове з'єднання

Завдяки простоті та надійності конструкції, порівняно низькій вартості, а також зручності складання шпонкові з'єднання широко застосовують у машинобудуванні. До недоліків шпонкових з'єднань належать послаблення вала та маточини шпонковими пазами, які зменшують поперечний переріз і спричиняють значну концентрацію напружень, що сприяє втомному руйнуванню валів.

Розрізняють ненапружені та напружені шпонкові з'єднання. Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою призматичних та сегментних шпонок.

Призматичні шпонки за призначеннями бувають звичайні та напрямні. Звичайні призматичні шпонки призначені для нерухомого з'єднання маточини (втулки) з валом. Вони бувають із округленими або плоскими торцями. Направні шпонки застосовують у тих випадках, коли деталі, розміщені на валах, можуть рухатись уздовж валів. Направну шпонку закріплюють до вала гвинтами.

Згідно із стандартом ширину призматичної шпонки b і висоту h вибирають залежно від діаметра вала d . Стандарт також регламентує глибину паза на валу t_1 і у втулці t_2 . Довжину шпонки l вибирають за шириною деталі, розміщеної на валу, перевіряють розрахунком на міцність і також узгоджують зі стандартом.

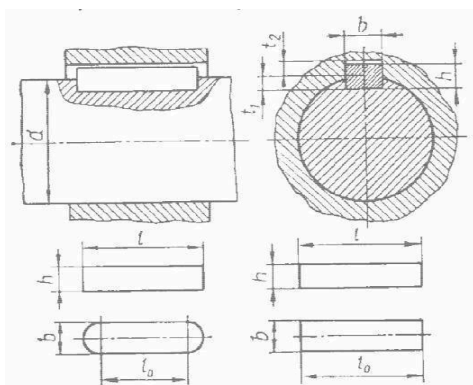


Рис.7.2 Геометрія призматичних шпонок

З'єднання за допомогою сегментної шпонки. Глибока посадка шпонки на валу забезпечує їй більш стійке положення, ніж призматичної шпонки. Це запобігає перекошуванню шпонок під навантаженням. Однак глибокий паз значно послаблює вал, тому сегментні шпонки використовують головним чином для з'єднання деталей на ділянках валів з невеликим навантаженням, наприклад на кінцях валів.

З'єднання сегментними шпонками є технологічними, оскільки виготовлення як шпонок, так і пазів на валах досить просте. Сегментні шпонки стандартизовані. Розміри сегментних шпонок та пазів для них вибирають за стандартом залежно від діаметру валу.

Ненапружені шпонкові з'єднання є найбільш розповсюдженими. Вони використовуються в поєднанні з перехідними посадками деталей на вал або з посадками із гарантованим натягом. У таких випадках забезпечується достатнє центрування деталей та висока надійність з'єднання.

Напружені шпонкові з'єднання здійснюються за допомогою клинових та циліндричних шпонок.

Оскільки шпонкові з'єднання стандартизовані і їхні розміри вибирають залежно від діаметра вала за відповідними стандартами, розрахунок шпонкових з'єднань у більшості випадків виконують як перевірочний.

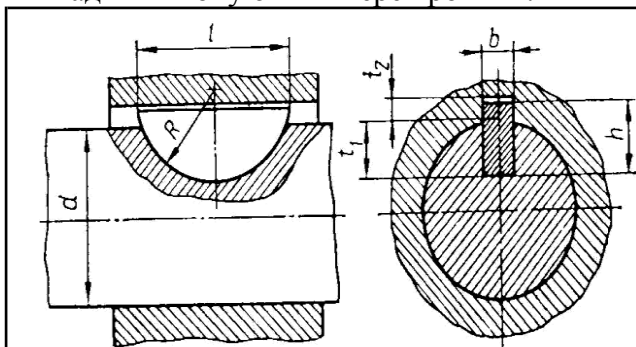


Рис.7.3 Геометрія сегментної шпонки

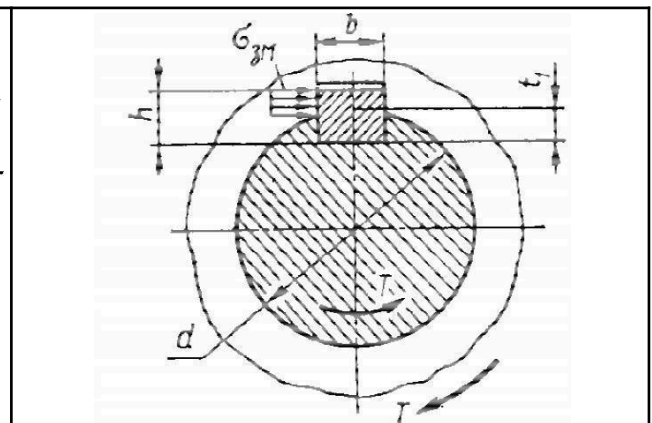


Рис.7.4 Розрахункова схема шпонки

Розрахунок з'єднання призматичною шпонкою. В з'єднанні обертовий момент T передається від вала до маточини деталі, розміщеної на ньому, за допомогою взаємодії бічних вузьких граней шпонки з бічними.

стінками пазів на валу та в маточині в наслідок чого навантажені поверхні змінюються. Основним розрахунком з'єднання призматичною шпонкою є розрахунок за умови обмеження напружень зминання

Коли умови міцності шпонкового з'єднання не виконуються, то тоді треба збільшити довжину шпонки, якщо дозволяє довжина маточини, або передбачити в з'єднанні дві шпонки, взаємно зміщені на 180° , або три шпонки, взаємно зміщені на 120° , але це застосовують дуже рідко.

Розрахунок з'єднання сегментною шпонкою виконують так, як і розрахунок з'єднання призматичною шпонкою, бо умови роботи цих з'єднань аналогічні.

Допустимі напруження зминання при сталеві маточині для сталі 45 – нормалізованої $[\sigma_3] = 100 \div 120$ МПа.

d валу	Перетин шпонки		Глибина пазу		d валу	Перетин шпонки		Глибина пазу	
	b	h	t ₁	t ₂		b	h	t ₁	t ₂
від 12 до 17	5	5	3	2,3	від 44 до 50	14	9	5,5	3,8
від 17 до 22	6	6	3,5	2,8	від 50 до 58	16	10	6	4,3
від 22 до 30	8	7	4	3,3	від 58 до 65	18	11	7	4,4
від 30 до 38	10	8	5	3,3	від 65 до 75	20	12	7,5	4,9
від 38 до 44	12	8	5	3,3	від 75 до 85	22	14	9	5,4

Примітка: Стандартний ряд довжин шпонок, мм: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 160.

Таблиця 7.1

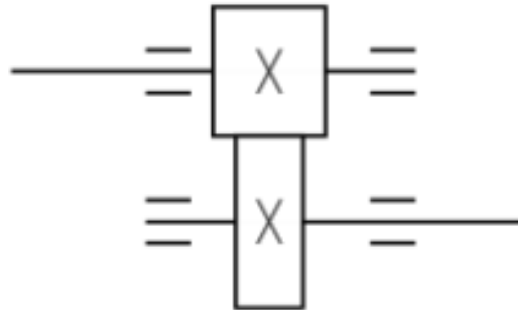
Таблиця індивідуальних завдань

№	Величина обертального моменту на валу, T_2	Діаметр вихідної ділянки валу, d_A	Довжина вихідної ділянки валу, L	Діаметр валу під колесо, d_E	Довжина маточини коlesa, L_M
1	20	12	25	27	30
2	27	15	28	34	36
3	34	18	31	41	42
4	41	21	34	48	48
5	48	24	37	55	54
6	55	27	40	62	60
7	62	30	43	69	66
8	69	33	46	76	72
9	76	36	49	83	78
0	83	39	52	90	84

ЗАВДАННЯ

Розрахувати шпонкові з'єднання тихохідного валу циліндричної передачі з косим зубом. Вихідні дані приведені у таблиці 7.1

Схема передачі



Ескіз тихохідного валу

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Практична робота № 8

Розрахунок болтового з'єднання на міцність при осьовому і поперечному статичному навантаженні

Мета роботи – перевірка, закріплення та поглиблення отриманих на лекціях знань, напрацювання навиків правильного користування довідковою літературою, навчитись розраховувати задачі із різьбовим з'єднанням.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: набір різьбових макетів, набір гаєчних ключів, лінійка, штангенциркуль, штангензубомір, універсальний кутомір, лічильна машинка.

Загальні відомості

З'єднання деталей за допомогою різьби є одним із найстарших і найбільш поширених видів рознімного з'єднання.

Легко і просто забезпечує складання і розбирання. Різьбове з'єднання утворюють дві деталі. У однієї з них на зовнішній, а у іншої на внутрішній поверхні виконані розташовані по гвинтовій поверхні виступи – відповідно зовнішня і внутрішня різьба. По призначенню різьби розділяють на кріпильні, кріпильно-ущільнюючі і кінематичні (ходові).

Переваги різьбових з'єднань:

- 1) Можливість багатократного складання - розбирання;
- 2) При невеликій силі на ключі створюють значні сили затяжки;
- 3) Дозволяють проводити складання деталей при різному взаємному їх розташуванні;
- 4) Можливість регулювання положення деталей;
- 5) Високий ступінь стандартизації й уніфікації.

Недоліки:

- 1) Необхідні порівняно великі розміри фланців на деталях, що з'єднуються для розміщення гайок або головок гвинтів;
- 2) Висока концентрація напружень на різьбових ділянках;
- 3) Не рекомендується для центрування сполучень.

Застосування. Різьбові деталі у виді гвинтів, болтів і шпильок із гайками застосовують для кріплення - з'єднання декількох деталей в одне ціле; роль гайки може виконувати корпусна деталь. Часто за допомогою різьб фіксують деталі передач, підшипники на валах.

Приклади з'єднань за допомогою різьбових деталей:

- з'єднання в одне ціле окремих секцій мостів, підйомних кранів;
- з'єднання кількох складальних одиниць (картера, блока циліндрів і головки блока в двигуні; колеса з піввіссю автомобіля);
- з'єднання деталей (кришки і основи корпусу редуктора; кришок підшипників із корпусом коробки передач);
- кріплення вузлів і деталей на основі (редуктора на плиті; плити до підлоги цеху; різця у супорті токарного верстата).

Болтове з'єднання на розтяг.

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p] \quad (8.1)$$

ЗАВДАННЯ

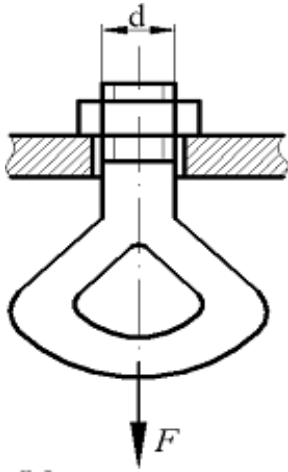


Рис. 8.1.
Болтове
з'єднання

Провести розрахунок болтового з'єднання на розтяг. Сила F , що навантажує з'єднання, проходить через центр ваги перерізу болта. Вихідні дані у таблиці 8.1

Таблиця 8.1

Таблиця індивідуальних завдань

№	Сила F , що навантажує з'єднання	Діаметр болта, d_1
1	20	12
2	27	14
3	34	16
4	41	6
5	48	12
6	55	8
7	62	18
8	69	22
9	76	24
0	83	27

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

Практична робота № 9

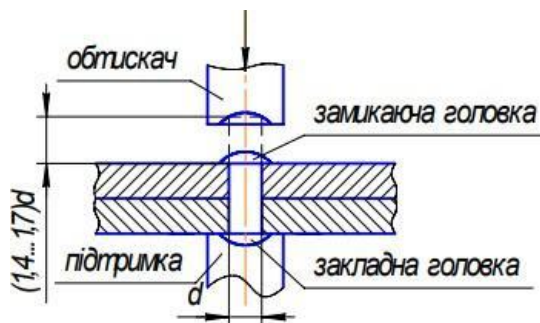
Розрахувати і сконструювати стиковий заклепковий шов з однією накладною

Мета роботи – перевірка, закріплення та поглиблення отриманих на лекціях знань, напрацювання навиків правильного користування довідковою літературою, державними стандартами, таблицями, номограмами, виконувати технічні розрахунки паралельно з ескізним конструюванням та моделюванням з використанням сучасної комп'ютерної техніки, що дає можливість підготувати себе до виконання курсових проектів з спеціальних дисциплін та дипломного проектування.

Тривалість заняття – 2 години.

Обладнання, матеріали та інструменти: набір заклепок, набір гаєчних ключів, лінійка, штангенциркуль, штангензубомір, універсальний кутомір, лічильна машинка.

Загальні відомості



Заклепочне з'єднання здійснюють за допомогою спеціальної деталі – заклепки, яку вставляють у отвори з'єднуваних деталей. Після пластичного деформування стержня заклепки утворюється замикаюча головка.

Рис. 9.1. Заклепкове з'єднання

За призначенням заклепки поділяються на міцні, щільноміцні, щільні. Міцні (силові) з'єднання забезпечують міцність металоконструкцій, що піддаються інтенсивному навантаженню (ферми, обшивки літаків та ін.). Щільноміцні та щільні з'єднання крім достатньої міцності, повинні забезпечити ще й герметичність (котли, резервуари, трубопроводи та ін.). Кожна заклепка має зону дії, на яку розповсюджується деформація стиску в стику деталей. Якщо зона дії сусідніх заклепок перетинаються, з'єднання буде щільним.

Переваги заклепкових з'єднань:

1. застосовуються у конструкціях, що не допускають зварювання через небезпеку викривлення деталей або відпускання загартованих деталей;
2. дозволяють з'єднувати частини конструкцій з матеріалів, які не зварюються.

Недоліки заклепкових з'єднань:

1. трудомісткість, мала продуктивність при виготовленні та висока ціна;
2. вимагають великих витрат матеріалу.

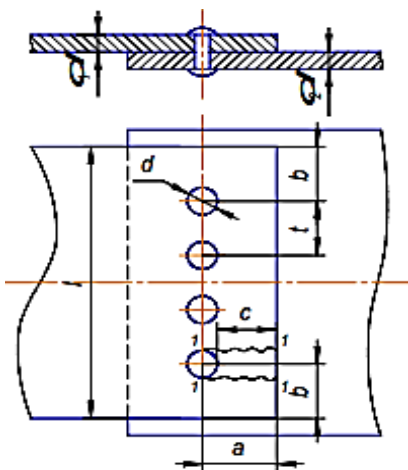


Рис.9.2

ЗАВДАННЯ

Провести розрахунок заклепкового шва з одним рядом заклепок на зріз, зминання та розтяг. Сила F_1 , що навантажує з'єднання, проходить через центр ваги перерізів заклепок. Товщина листів $\delta_1 > \delta_2$. Вихідні дані у таблиці 9.1

Таблиця 9.1

Таблиця індивідуальних завдань

№	Сила F_1 , що навантажує з'єднання	Діаметр заклеки, d_1	Кількість заклепок, z	Товщина заклепки, δ_1	Відстань між заклепками, L
1	20	3	2	3,1	15
2	27	4	3	3,218	
3	34	5	4	3,320	
4	41	6	5	3,422	
5	48	7	6	3,524	
6	55	8	7	3,626	
7	62	9	8	3,728	
8	69	4	8	3,830	
9	76	5	7	3,932	
0	83	6	6	4 34	

Висновок

Оцінка _____

(підпис викладача)

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гошко О.А. Теорія механізмів і машин: конспект лекцій / М.О. Медиковський. - Львів: ЛДСГІ, 1995. - 300 с.
2. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. / Ф.К. Іванченко. – К.: Вища школа, 1993. - 413 с.
3. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: навч. посіб. / Я. Т. Кіницький. – Київ: Наукова думка, 2001. – 660 с.
4. Коруняк П.С., Баранович С.М. Підйомно-транспортні машини. Лабораторний практикум- ЛНАУ, 2005.
5. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування. — Львів: Новий світ-2000, 2006.
6. Мархель І.І. Деталі машин. - К.: Київ. Алерта. 2005.
7. Стрілець В.М. Деталі машин. Інтерактивний комплекс навчально-методичного забезпечення. – Рівне: НУВГП, 2008. – 264 с.
8. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум. ЛНАУ, 2008. – 49 с.
9. Устюгов І.І. Деталі машин. - М.: Вища школа, 1984.
10. Федорина Д.І. Теорія механізмів і машин: Конспект лекцій для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».- Львів : 2019.