

УДК 621.82-587.5-8

I - 49

Рецензенти:

Матвійчук А. Я. – доцент, кандидат педагогічних наук, ВДПУ імені Михайла Коцюбинського

Полішук Л.К. – професор, доктор технічних наук, ВНТУ

Іванчук А. В. Лабораторний практикум із навчальної дисципліни «Робочі машини» для студентів за напрямом підготовки 6.010103 Технологічна освіта: навчально-методичний посібник / Іванчук А.В., Гаркушевський В.С., Цвілик С.Д. – Вінниця: ПП ТД «Едельвейс і К», 2018. – 116 с.

Рекомендовано до друку кафедрою технологічної освіти, економіки і безпеки життєдіяльності (протокол № 10 від 01.03.2018 р.)

У лабораторному практикумі з навчальної дисципліни «Робочі машини» наведено навчальну програму, зміст лабораторних робіт, методичку їх проведення та тестове оцінювання знань з усіх лабораторних робіт. Також з метою формування конструкторських знань і вмінь майбутніх учителів технологій представлено зразок розрахунку двоступеневого циліндричного редуктора та варіанти завдань для самостійної роботи.

Лабораторний практикум призначений для студентів вищих педагогічних навчальних закладів. Може бути корисними також вчителям технологій, викладачам та учням професійно-технічних навчальних закладів, ліцеїв, коледжів.

©А.В. Іванчук, В.С. Гаркушевський, С.Д. Цвілик

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
Виписка з робочої програми навчальної дисципліни ПП.11.1	
Робочі машини.....	4
Лабораторна робота 1. Визначення параметрів зубчастих коліс... 14	
Лабораторна робота 2. Дослідження процесу утворення профілів зубів зубчастих коліс при їх виготовлені методом обкатки.....	25
Лабораторна робота 3. Вивчення конструкції циліндричного редуктора.....	34
Лабораторна робота 4. Вивчення конструкції черв'ячного редуктора.....	44
Лабораторна робота 5. Визначення параметрів варіатора швидкості.....	54
Лабораторна робота 6. Вивчення методики дослідження пасової передачі на тягову здатність.....	62
Лабораторна робота 7. Визначення параметрів підшипників кочення.....	69
Лабораторна робота 8. Дослідження болтового з'єднання, навантаженого зсуваючими силами.....	76
Лабораторна робота 9. Визначення критичної частоти обертання вала.....	83
Лабораторна робота 10. Визначення несучої здатності вала.....	90
Самостійна робота. Розрахунок двоступеневого редуктора.....	97
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	115

ВСТУП

Лабораторна робота – це вид навчального заняття, на якому студенти під керівництвом викладача проводять натурні або демонстраційні експерименти з метою практичного підтвердження окремих теоретичних положень навчальної дисципліни, набувають навичок роботи з лабораторним устаткуванням, обладнанням та методикою експериментальних досліджень.

Мета лабораторної роботи – поглиблене вивчення природничо-наукових основ навчальної дисципліни й оволодіння вміннями і навичками проведення експерименту з використанням дослідних установок. На лабораторних роботах з навчальної дисципліни «Робочі машини» студенти поглиблюють і уточнюють знання про фізичну суть тих чи інших технічних явищ і процесів.

Тематика лабораторних робіт підібрана таким чином, щоб були охоплені найбільш важливі змістові лінії навчальної дисципліни. До кожного заняття розроблені методичні вказівки такого змісту: тема, мета, обладнання та інструменти, хід роботи (послідовність виконання роботи), принцип дії і правила використання дослідних установок, техніка безпеки при роботі з дослідними установками, вимоги до оформлення звіту, контрольні запитання, форми захисту студентами лабораторних робіт.

Найбільш поширена форма організації навчально-виховного процесу на лабораторному занятті – фронтальна, коли викладач працює одночасно з усією групою. Може використовуватися і її різновид – робота в малих групах.

Основними вимогами до процесу проведення лабораторних робіт є обов'язкові первинні інструктажі з техніки безпеки при використанні дослідних установок, допуск до виконання роботи підготовлених студентів.

Виписка з робочої програми навчальної дисципліни

ПП.11.1 Робочі машини

2. Мета та завдання навчальної дисциплін

Мета навчальної дисципліни. Вивчення загальних законів механічного руху матеріальних тіл у зв'язку із силовими взаємодіями між ними; будови, принципу роботи основних видів механізмів, що використовуються в різних галузях машинобудування, та методів розв'язання задач, пов'язаних з проектуванням, технологічними розрахунками, конструюванням та експлуатацією різноманітних деталей, вузлів, механізмів і машин

Предмет навчальної дисципліни. Загальні закони механічного руху матеріальних тіл у зв'язку із силовими взаємодіями між ними; будова, принцип роботи основних видів механізмів, що використовуються в різних галузях машинобудування

Завдання навчальної дисципліни. Засвоєння теоретичних основ машин і механізмів; розвиток й формування вмінь складати рівняння рівноваги, визначати реакції механічних зв'язків; визначати швидкості та прискорення точок твердого тіла, яке здійснює поступальний, обертальний або плоский рухи; знаходити розв'язання задач динаміки точки і механічної системи; використовувати загальні теореми динаміки і основи аналітичної механіки при розв'язанні технічних задач; оволодіння методами розрахунку деталей і вузлів машин, кінематичного, динамічного аналізу й синтезу механізмів; підготовка майбутніх вчителів технологій до проведення на високому технічному й методичному рівні занять з трудового навчання в школі, виховання у молоді розуміння важливості й складності виробничих професій та її відповідної професійної орієнтації

Основний зміст дисципліни. Основні відомості з теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, опору матеріалів і деталей машин.

У результаті вивчення курсу студент повинен

знати :

- особливості механічного руху як форми існування матерії;
- предмет і теоретичні основи статички (основні поняття та закони статички; умови рівноваги фізичних об'єктів, які моделюють у вигляді матеріальної точки, твердого тіла і механічної системи; методи перетворення систем сил у інші, їм еквівалентні; способи визначення центра ваги заданої фігури);
- предмет і теоретичні основи кінематики (основні задачі кінематики; визначення швидкості, прискорення руху точки; визначення основних рухів тіла; складний рух тіла);
- предмет і теоретичні основи динаміки (основні задачі динаміки; загальні перетворення диференціальних рівнянь руху, які зв'язують між собою кінематичні і динамічні характеристики рухів; інші загальні положення, які використані для здобування рівнянь руху);
- класифікацію, характеристики та конструкцію механізмів і машин;
- призначення, побудову й методи складання плоских механізмів з нижчими парами та особливості побудови й методи складання просторових механізмів з нижчими парами;
- сутність спрощених форм побудови кулачкових і зубчастих механізмів, механізмів з гнучкими ланками, фрикційних механізмів;
- порядок дослідження кінематичного руху важільних механізмів;
- методи побудови планів швидкостей і прискорень;
- класифікацію системи зовнішніх і внутрішніх сил, що діють на ланки механізмів; визначення сил інерції за поступального, обертального й плоскопаралельного рухів ланок механізму;
- умови виникнення й методи визначення сил тертя, що впливають на поступальний рух кінематичної пари механізму;
- методи визначення сил тертя в гвинтових й обертальних кінематичних парах; сутність, властивості й способи визначення сил тертя кочення; методи аналізу й синтезу кулачкових механізмів;

- основні типи тіл, що застосовуються в спорудах і машинах;
- основні види деформацій;
- особливості дослідження механічних властивостей матеріалів;
- геометричні характеристики плоских перерізів;
- основи теорії напруженого стану і теорії міцності;
- закономірності різних видів деформацій;
- алгоритм і основні методичні прийоми побудови епюр внутрішніх силових факторів;
- основні характеристики міцності, жорсткості і пластичності при різних видах деформації;
- основи теорії і розрахунку деталей і вузлів машин;
- типові конструкції деталей і вузлів машин, їх властивості та області використання.

уміти :

- розраховувати будівельні конструкції та визначати зусилля, які в них виникають, враховуючи властивості систем сил;
- виконувати кінематичний аналіз плоских важільних механізмів;
- розв'язувати першу і другу задачі динаміки;
- виконувати й читати кінематичні схеми механізмів;
- користуватись методами визначення структурного стану кінематичних ланцюгів і механізмів, визначення зайвих ступенів вільності й пасивних зв'язків механізму, утворення й класифікації плоских шарнірних механізмів;
- користуватись методикою складання структурної схеми механізму;
- виконувати побудови планів положень і траєкторій, швидкостей і прискорень окремих точок механізму з двохповодковими групами Асура;
- виконувати аналітичний метод дослідження руху шарнірного чотириланковика, кривошипно-шатунного й кулісного механізмів;
- встановлювати умови статичної визначеності важільних механізмів, розраховувати сили реакцій в кінематичних парах;
- використовувати метод важеля М.Е. Жуковського для знаходження

сил, що зрівноважують дію руху механізму;

- визначати основні геометричні характеристики плоских перерізів;
- підбирати форму і визначати розміри поперечного перерізу тіла при різних видах деформацій;
- перевіряти деталі машин, механізмів, елементи конструкцій та споруд на міцність і жорсткість;
- визначати максимальне навантаження, що зможе витримати деталь чи елемент конструкції;
- проводити розрахунки на стійкість простих деталей;
- самостійно конструювати вузли машин загального призначення за заданими вихідними параметрами;
- самостійно підбирати довідкову літературу, стандарти, а також прототипи конструкцій при проектуванні;
- враховувати при конструюванні вимоги технологічності, економічності, стандартизації, уніфікації машин;
- вибирати матеріали для деталей машин і раціонально їх використовувати;
- виконувати розрахунки деталей і вузлів машин, користуючись довідковою літературою й стандартами;
- оформляти графічну і текстову конструкторську документацію відповідно до вимог ЄСКД і ЄСДП.

На вивчення навчальної дисципліни відводиться 330 години / 11 кредитів ECTS.

3. Програма навчальної дисципліни

Модуль4

Змістовий модуль 6. Основні види механічних передач

Тема 25. Загальні положення про машини. Об'єкт, предмет, мета, задачі,

структура курсу. Роль і значення курсу в підготовці вчителя трудового навчання. Міжпредметні зв'язки із загальнотехнічними і спеціальними дисциплінами. Поняття про машини і їх класифікацію. Проектні і перевірні розрахунки деталей машин.

Тема 26. Механічні передачі, привод машин. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Кінематичні й силові параметри механічних передач. Поняття про привід машини. Вибір двигуна, кінематичний і силовий розрахунок приводу технологічної машини.

Тема 27. Основні види механічних передач

27.1. Циліндричні зубчасті передачі. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Геометричні параметри зубчастих коліс. Поняття про евольвентний профіль зубів зубчастих коліс та їх виготовлення за методом обкатки. Теорема Вілліса. Сили в передачі. Розрахунок передачі на контактну міцність і згин.

27.2. Конічні передачі. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Геометричні параметри конічного зубчастого колеса й передачі. Сили в передачі. Розрахунок на міцність.

27.3. Черв 'ячні передачі. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Геометричні параметри черв'яка й зубчастого колеса. Сили в передачі. ККД передачі. Розрахунок на міцність.

27.4. Передачі гвинт-гайка. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Параметри передачі. Сили в передачі. Розрахунки на зносостійкість і міцність.

27.5. Редуктори. Призначення, будова, класифікація. Циліндричні зубчасті редуктори. Конічні зубчасті редуктори. Черв'ячні редуктори.

27.6. Ланцюгові передачі. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Будова роликового ланцюга й зірочок. Сили у вітках ланцюга. Критерій працездатності ланцюгової передачі.

27.7. Фрикційні передачі. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Сили в передачі. Розрахунок на міцність.

27.8. Безступінчасті передачі. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки.

27.9. Пасові передачі. Геометричні параметри пасової передачі. Будова клинового паса. Сили у вітках паса. Напруження у вітках паса. Критерій працездатності пасової передачі.

Модуль 5

Змістовий модуль 7. Деталі і вузли механічних передач

Тема 28. Вали й осі. Призначення і класифікація. Види поверхонь вала. Критерії працездатності. Проектний і перевірний розрахунки.

Тема 29. Підшипники ковзання. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Гідродинамічна підтримуюча сила в підшипнику ковзання. Режими змащення (граничний, напіввідинний, рідинний). Критерії працездатності (середній тиск, питома робота сил тертя).

Тема 30. Підшипники кочення. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Маркування. Види руйнувань. Вибір підшипників. Критерії працездатності (довговічність, статична і динамічна вантажопідйомність). Розрахунок на довговічність.

Тема 31. Муфти. Призначення та класифікація. Муфта пружна втулково-фланцева. Муфта обгінна. Вибір муфт.

Змістовий модуль 8. З'єднання деталей і вузлів

Тема 32. Різьбові з з'єднання. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Геометричні параметри різьби. Сили у різьбовому з'єднанні. ККД різьбової пари. Розрахунок на міцність.

Тема 33. Шпонкові з'єднання. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Критерій працездатності шпонкового з'єднання. Перевірний розрахунок з'єднання призматичними шпонками.

Тема 34. Зварні з'єднання. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Розрахунок на міцність.

Тема 35. Заклепкові з'єднання. Призначення, будова, класифікація, переваги і недоліки. Розрахунок на міцність.

4. Структура навчальної дисципліни

Назва змістових модулів і тем	Кількість годин											
	Денна форма						Заочна форма					
	усь го	у тому числі					усь ого	у тому числі				
		лк	пз	лз	із	ср		л к	пз	лз	із	ср
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Модуль 4												
Змістовий модуль 6. Основні види механічних передач												
Тема 25. Загальні положення про машини	3	1				2						
Тема 26. Механічні передачі, привод машин	10	2		2		6						
Тема 27. Основні види механічних передач												
Тема 27.1. Циліндричні зубчасті передачі	12	2		4		6						
Тема 27.2. Конічні передачі	7	1				6						
Тема 27.3. Черв'ячні передачі	7	1				6						
Тема 27.4. Передачі гвинт-гайка	7	1				6						
Тема 27.5 Редуктори	11	1		4		6						

Тема 27.6. Ланцюгові передачі	7	1				6						
Тема 27.7. Фрикційні передачі	7	1				6						
Тема 27.8. Безступінчасті передачі	9	1		2		6						
Тема 27.9. Пасові передачі	10	2		2		6						
Назва змістових модулів і тем	Кількість годин											
	Денна форма						Заочна форма					
	усь го	у тому числі					усь ого	у тому числі				
		лк	пз	лз	із	ср		л к	пз	лз	із	ср
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Модуль 5												
Змістовий модуль 7. Деталі і вузли механічних передач												
Тема 1. Вали й осі	10	2		4		4						
Тема 2. Підшипники ковзання	8	2		2		4						
Тема 3. Підшипники кочення	10	2		3		5						
Тема 4. Муфти	8	1		2		5						
Змістовий модуль 8. З'єднання деталей і вузлів												
Тема 5. Різьбові з'єднання	12	2		5		5						
Тема 6. Шпонкові з'єднання	8	1		2		5						
Тема 7. Зварні з'єднання	9	2		2		5						

Тема 8. Заклепкові з'єднання	7	2		2		3						
------------------------------	---	---	--	---	--	---	--	--	--	--	--	--

7. Теми лабораторних занять

№ п/п	Теми лабораторних занять	Кількість годин	
		д.ф.н	з.ф.н.
13.	Визначення параметрів зубчастих коліс	2	
14.	Профілювання евольвентних профілів зубів	2	
15.	Вивчення конструкції циліндричного редуктора	2	
16.	Вивчення конструкції червячного редуктора	2	
17.	Визначення параметрів варіатора швидкості	2	
18.	Вивчення методики дослідження пасової передачі пасової передачі на тягову здатність	4	
19.	Визначення параметрів підшипників кочення	4	
20.	Дослідження болтового з'єднання, навантаженого зсуваючи	5	
21.	Визначення критичної частоти обертання вала	5	
22.	Визначення несучої здатності вала	8	

8. Самостійна робота

(Виписка)

№ з/п	Назва теми	Кількість годин	
		д.ф.н	з.ф.н.
27.	Загальні поняття про машину і привод машини	2	
28.	Механічні передачі	4	
29.	Циліндричні передачі	4	
30.	Конічні передачі	4	

31.	Черв'ячні передачі	4	
32.	Передачі гвинт-гайка	4	
33.	Редуктори	4	
34.	Ланцюгові передачі	4	
35.	Фрикційні передачі	4	
36.	Беступінчасті передачі	4	
37.	Пасові передачі	4	
38.	Індивідуальні завдання	20	
	Усього годин	62	

9. Індивідуальні завдання

22. Розрахунок приводу ланцюгового конвеєра
23. Розрахунок приводу пластинчастого конвеєра
24. Розрахунок приводу змішувача рідини
25. Розрахунок приводу лобового варіатора
26. Розрахунок приводу гвинтового конвеєра
27. Розрахунок приводу стрічкового конвеєра
28. Розрахунок приводу фунікулера
29. Розрахунок приводу ковшового конвеєра
30. Розрахунок приводу лебідки
31. Розрахунок приводу ланцюгового пластинчастого конвеєра

Лабораторна робота №1

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Мета роботи: вивчення параметрів евольвентного зачеплення та засвоєння методики визначення параметрів зубчастих коліс.

Обладнання та інструменти: зубчасті колеса, штангенциркуль.

Теоретичні відомості

До основних параметрів евольвентного зубчастого зачеплення належать: полюс зачеплення P від лат. *polus* - вісь; загальна нормаль NN ; радіуси кривизни профілів зубів AP і BP ; діаметри основних кіл d_b , де індекс b від англ. *base* - основа; діаметри початкових кіл d_w , де індекс w від англ. *worker* -робочий; лінія зачеплення; кут зачеплення α_{tw} ; кут нахилу зуба β ; початкові циліндри; ділильні поверхні; ділильні діаметри d ; діаметри вершин зубів d_a , де індекс a від англ. *ahead* - попереду; діаметри впадин зубів d_f , де індекс f від англ. *foot* - стопа; коловий r_t , нормальний r_n , осьовий r_a і основний r_b кроки; кут перекриття ϕ_γ і коефіцієнт перекриття ε_γ ; модулі коловий m і нормальний m_n та ін.

Точка P перетину загальної нормалі NN до евольвент, що описують профілі зубів коліс 1 і 2 та лінії центрів O_1O_2 зубчастих коліс називається *полюсом зачеплення* (рис.1), а відрізки AP і BP – *радіусами кривизни* профілів зубів у точці P .

При перекочуванні загальної нормалі NN без ковзання по основному колу діаметром d_{b1} точка P , що належить NN , описує евольвенту – профіль зуба колеса 1, а при перекочуванні NN по основному колу діаметром d_{b2} – профіль зуба колеса 2.

Основним називається коло, по якому перекочується дотична, а по якій рухається точка і її траєкторія описує евольвенту.

Зі збільшенням діаметра d_b евольвента стає більш пологою, а при $d_b = \infty$ перетворюється у пряму лінію і зубчасте колесо перетворюється в зубчасту рейку, яка має прямолінійний профіль зубів.

Загальна нормаль NN є лінією зачеплення, тобто геометричним місцем точок контакту спряжених зубів при обертанні зубчастих коліс.

При обертанні зубчастих коліс кола діаметрами d_{o1} і d_{o2} , що перекочуються одне по одному без ковзання ($\omega_1 d_{o1} = \omega_2 d_{o2}$) називаються *початковими*, а відповідні їм циліндри зубчастих передачах називаються *початковими циліндрами*.

Кут α_{tw} між лінією зачеплення і прямою, перпендикулярною до міжосьової лінії, називається *кутом зачеплення*.

Співвісна з початковим циліндром циліндрична поверхня зубчастого колеса, яка є базою для визначення розмірів елементів зубів, називається *ділильною поверхнею* (ділить зуб на головку і ніжку).

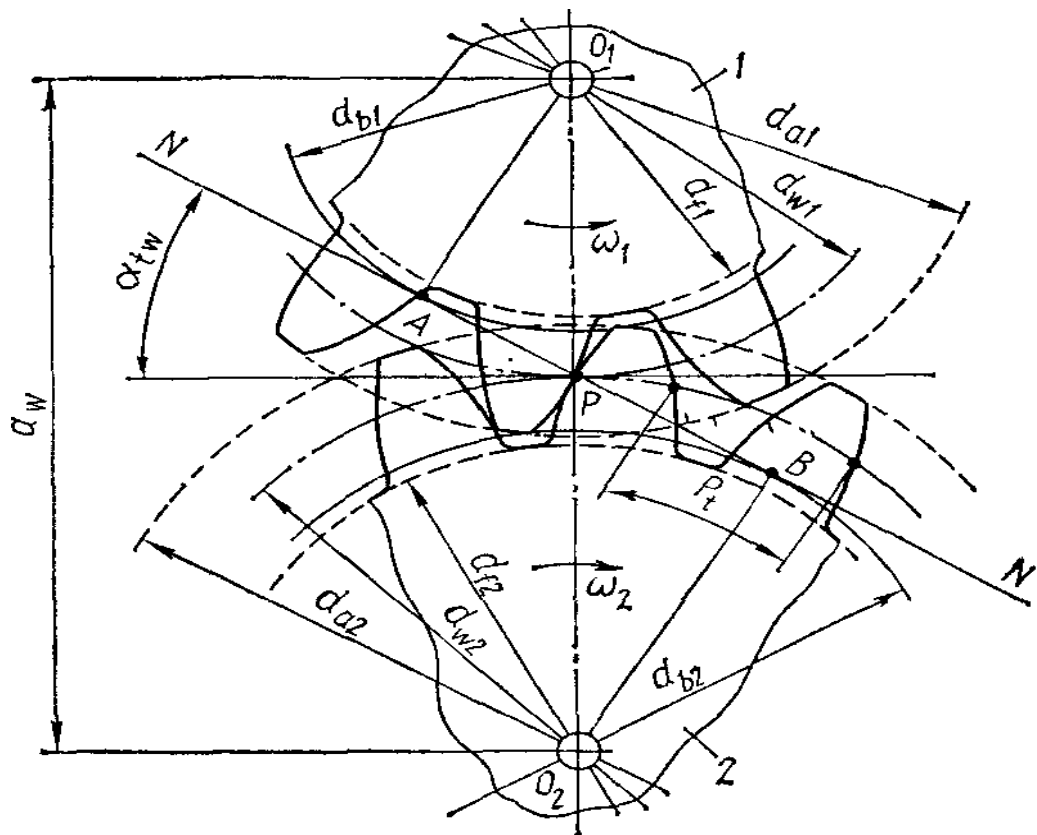


Рис. 1.1. Параметри евольвентного зубчастого зачеплення:

NN – загальна нормаль; α_{tw} – кут зачеплення; a_w – міжосьова відстань

Коло, що належить ділильній поверхні, називається *ділильним колом*. Діаметри ділильних кіл позначають d_1 і d_2 і називають *ділильними діаметрами зубчастих коліс* – ведучого 1 і веденого 2. На рис. 1 ділильні та початкові кола збігаються.

Діаметри кіл вершин зубів позначаються d_{a1} і d_{a2} (для шестірні та колеса) і називаються *діаметрами вершин зубів*. Діаметри кіл впадин позначаються d_{f1} і d_{f2} і називаються *діаметрами впадин зубів*.

Відстань по дузі ділильного кола зубчастого колеса між однойменними профілями двох сусідніх зубів називається *коловим кроком* зубів P_t (рис. 1 і 2, а). Для косих та криволінійних зубів (рис. 2, б, в) ще є *нормальний* P_n і *осьовий* P_x крок зубів.

$$P_n = P_t \cos \beta;$$

$$P_x = P_n / \sin \beta \quad (1.1)$$

Центральний кут ділильного кола зубчастого колеса величиною $2\pi/z$, де z – кількість зубів, називається *кутовим кроком зубів* і позначається τ .

Кут між лінією зуба і площиною, що проходить через вісь зубчастого колеса, називається *кутом нахилу зуба* β (рис. 2, б, в).

Кут повороту зубчастого колеса від моменту входу зуба в зачеплення до моменту виходу із зачеплення називається *кутом перекриття* φ_γ .

Відношення кута перекриття до кутового кроку називається *коефіцієнтом перекриття* і позначається ε_γ :

$$\varepsilon_\gamma = \varphi_\gamma / \tau, \quad (1.2)$$

Коефіцієнт перекриття визначає середнє число пар зубів, що одночасно знаходяться в зачепленні. Якщо $\varepsilon_\gamma = 1,6$ – то 0,4 періоду зачеплення одного зуба у зачепленні знаходиться одна пара зубів, а 0,6 періоду зачеплення того ж зуба у зачепленні знаходяться дві пари зубів.

Із збільшенням коефіцієнта перекриття підвищуються плавність роботи та несуча здатність передачі, зменшуються динамічні навантаження та шум. Тому у швидкохідних та високонавантажених передачах замість прямозубих

використовують косозубі, шевронні колеса або колеса з криволінійними зубами, які забезпечують більші коефіцієнти перекриття.

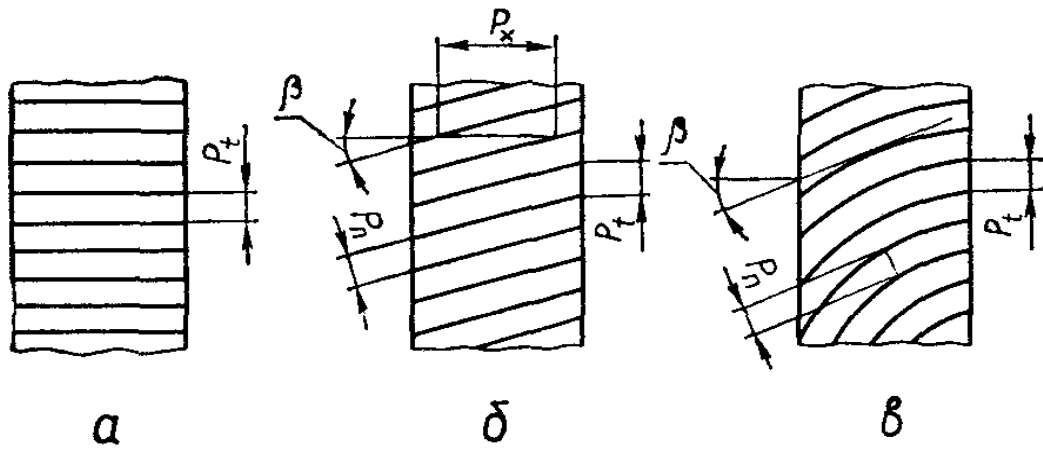


Рис. 1.2. Види зубчастих коліс:

a –прямозубі; *б* – косозубі; *в* –з криволінійними зубами

Величина, що в π раз менша за коловий крок зубів, називається *коловим модулем зубів* m_t , а в π раз менша за нормальний крок зубів – *нормальним модулем зубів* m_n :

$$m_t = P_t/\pi; \quad m_n = P_n/\pi \quad (1.3)$$

На основі формул (1.1) і (1.3) маємо співвідношення :

$$- \text{для косих і криволінійних зубів } m_n = m_t \cos \beta, \quad (1.4)$$

– для прямих зубів $m_n = m_t = m$.

Довжина ділительного кола зубчастого колеса

$$\pi d = zP_t = zP_n/\cos \beta \quad (1.5)$$

Ділительний діаметр косозубого колеса

$$d = m_n \cdot z / \cos \beta \quad (1.6)$$

Ділительний діаметр прямозубого зубчастого колеса при $\beta = 0$

$$d = m z \quad (1.7)$$

Кут профілю зуба – це кут між дотичною до профілю зуба у даній точці та лінією, яка проходить через цю точку і центр колеса. Розрізняють *ділительний* α і *початковий* α_w *кути профілю зуба*, які відповідають точкам на ділительній і початковій циліндричних поверхнях.

Відмінності між поняття початкового та ділильного кіл зубчастих коліс такі: 1) ділильне коло – постійна геометрична фігура зубчастого колеса, діаметр якого залежить тільки від модуля і кількості зубів; 2) початкове коло – поняття кінематичне і в окремо взятого колеса його немає. Про початкові кола говорять лише у випадку, коли розглядають колеса, що знаходяться у зачепленні. При зміні міжосьової відстані a_w передачі діаметри початкових кіл змінюються пропорційно їй.

Інші параметри коліс і зубчастого зачеплення, які використовуються в лабораторній роботі:

крок по основному P_b колі (основний крок):

$$P_b = P_t \cos \alpha \quad (1.8)$$

Діаметр основного кола

$$d_b = d \cos \alpha = mZ \cos \alpha \quad (1.9)$$

Передаточне число

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1.10)$$

Висота головки зуба

$$h_a = m \quad (1.11)$$

Висота ніжки зуба

$$h_f = 1,25m \quad (1.12)$$

Висота зуба

$$h = h_a + h_f = 2,25m \quad (1.13)$$

Діаметр кола вершин зубів

$$d_a = d + 2h_a = m(Z + 2) \quad (1.14)$$

Діаметр кола западин зубів

$$d_f = d - 2h_f = m(Z - 2,5) \quad (1.15)$$

Міжосьова відстань

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{mZ_1(u + 1)}{2} \quad (1.16)$$

Коловий крок

$$P_t = \pi m \quad (1.17)$$

Радіальний зазор

$$c = 0,25m \quad (1.18)$$

Товщина зуба по ділільному колу

$$S_t = \frac{\pi m}{2} \quad (1.19)$$

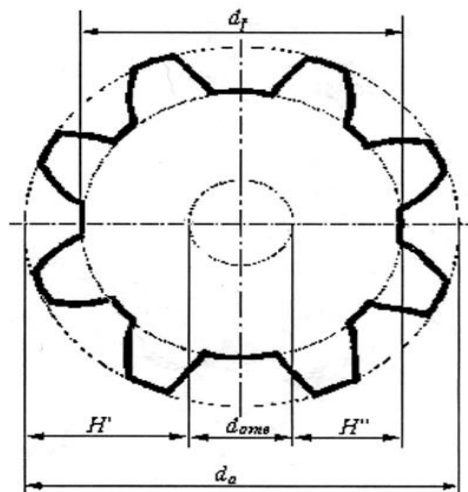


Рис. 1.4. Схема для визначення діаметрів вершин і впадин зубів при непарній кількості зубів зубчастих коліс

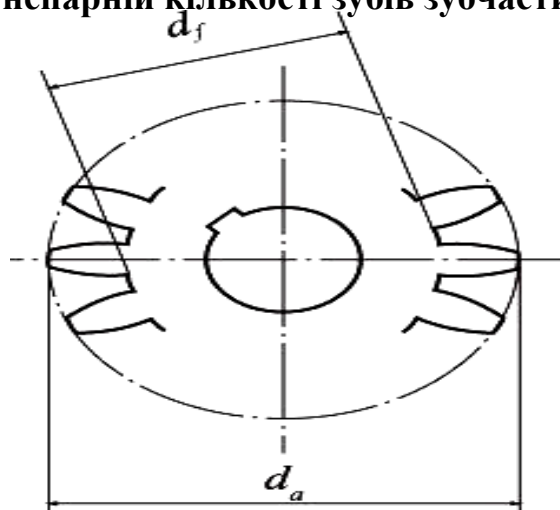


Рис. 1.5. Схема для визначення діаметрів вершин і впадин зубів при парній кількості зубів зубчастих коліс

Зв'язки між фактичною кількістю зубів Z

Таблиця 1.1

і перетнутою загальною нормаллю Z_n

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

Таблиця 1.2

Стандартні значення модуля

$m, мм$	1,0	1,25	1,5	2	2,25	2,5	2,75	3
$P_b, мм$	2,95	3,69	4,43	5,90	6,64	7,38	8,12	8,86
$m, мм$	3,5	4,0	4,5	5	5,5	6	7	8
$P_b, мм$	10,33	11,81	13,29	14,76	16,24	17,71	20,67	23,62

Таблиця 1.3

Параметри зубчастих коліс, виміряні за допомогою штангенциркуля

№ вимірювання	Z_n	$Z_n + 1$	W W'	$m, мм$	$d_a, мм$	$d_f, мм$

Таблиця 1.4

Порівняльна таблиця модулів, визначених різними способами

Значення модуля за формулами			Стандартні значення	
(1.17)	(1.14)	(1.15)	$m, мм$	$P_b, мм$

Таблиця 1.5

Параметри зубчастого колеса

Параметр	Позначення	Формула	Результати
Діаметр ділительного кола	d	(1.7) або (1.6)	
Діаметр основного кола	d_b	(1.9)	
Коловий крок	P_t	(1.17)	
Діаметр кола вершин	d_a	(1.14)	
Діаметр кола западин	d_f	(1.15)	

Висота головки зуба	h_a	(1.11)	
Висота ніжки зуба	h_f	(1.12)	
Висота зуба	h	(1.13)	
Товщина зуба	S_t	(1.19)	

Послідовність виконання лабораторної роботи

1. Порахувати кількість зубів у зубчастого колеса.
2. Виміряти штангенциркулем довжини відрізків W і W' загальної нормалі $N-N$. Відрізок W або активна довжина лінії зачеплення утворюється при перетині загальної нормалі та зубчастого вінця колеса (кількість перетнутих зубів z_n) (на рис.1.1 W утворюється при перетині колами d_{a1} і d_{a2} загальної нормалі $N-N$, а відрізок W' відповідає кількості зубів колеса $z_n + 1$).

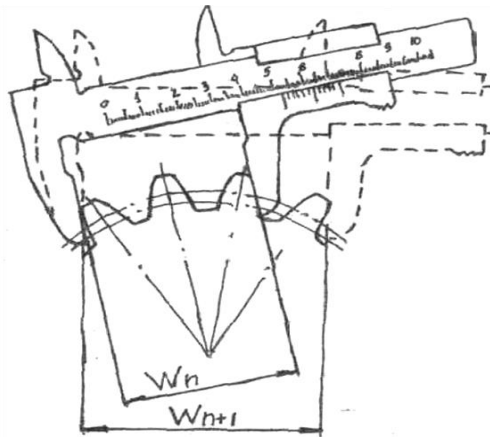


Рис. 1.3. Вимірювання довжин загальних нормалей зубчастого колеса

Залежність між фактичною кількістю зубів зубчастого колеса і перетнутою загальною нормаллю кількістю зубів наведена в таблиці 1.1.

3. Обчислити основний крок за формулами (1.8) і (1.20)

$$P_b = W' - W \quad (1.20)$$

4. Обчислити модулі зубів зубчастих коліс за формулою (1.21)

$$m = W' - W / \pi \cos \alpha \quad (1.21)$$

де $\alpha = \alpha_{tw} = 20^\circ$, $\cos 20^\circ = 0,939$.

Стандартні значення модулів взяти в табл.1.2, як найближчі до обчислених.

5. Виміряти діаметри вершин зубів і діаметри впадин зубів зубчастих коліс.

Якщо кількість зубів в зубчастого колеса парна, то виміряти їх безпосередньо за допомогою штангенциркуля, охопивши його губками відповідні діаметри.

Якщо кількість зубів в зубчастого колеса непарна, то штангенциркулем вимірюють окремі елементи коліс (див. рис. 1.3), а діаметри знаходять додавши довжини всіх елементів за формулами (1.22) і (1.23)

$$d_a = d_{омв} + 2H' \quad (1.22)$$

$$d_f = d_{омв} + 2H'' \quad (1.23)$$

Зміст звіту

1. Назва і мета лабораторної роботи.
2. Рисунок параметрів евольвентного зубчастого зачеплення.
3. Протокол результатів вимірювань та обчислень (табл.1.3–1.5).
4. Висновки.

Контрольні запитання

1. Яка крива називається евольвентою та яке відношення вона має до зубчастих коліс?
2. Сформулюйте основну теорему зачеплення.
3. Яка відмінність між основним, початковим і ділильним колами?
4. Які лінії утворюють кут зачеплення?
5. Як знайти активну довжину лінії зачеплення?
6. Як визначають коловий крок і модуль?
7. Поясніть поняття ділильна поверхня і ділильний діаметр.
8. Що характеризує коефіцієнт торцевого перекриття?
9. Назвіть основні геометричні параметри коліс.

10. Поясніть, чому при непарній кількості зубів зубчастого колеса неможливо безпосередньо виміряти діаметри вершин і впадин зубів?

ТЕСТОВЕ ЗАВДАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ №1

<p>1. Відрізок АВ на схемі евольвентного зачеплення – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> довжина лінії зачеплення; <input type="checkbox"/> активна довжина лінії зачеплення; <input type="checkbox"/> радіус кривизни; <input type="checkbox"/> довжина загальної нормалі <p>2. Коли d і d_w однакові?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> при неточних a_w; <input type="checkbox"/> при номінальних a_w; <input type="checkbox"/> в евольвент них зубів; <input type="checkbox"/> в неевольвентних зубів <p>3. Чим менший коефіцієнт перекриття, тим зубчаста передача</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тихіша; <input type="checkbox"/> більш шумна; <input type="checkbox"/> більш навантажена і неточна; <input type="checkbox"/> менш навантажена <p>4. Якщо фактична міжосьова відстань більша за номінальну, діаметри d_w</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> не змінюються; <input type="checkbox"/> зменшуються; <input type="checkbox"/> збільшуються; <input type="checkbox"/> змінюються пропорційно <p>5. Висоти головки і ніжки зуба зубчастого колеса</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> однакові; <input type="checkbox"/> 1,25 m і 2,25m; <input type="checkbox"/> m і 2,25m 	<p>7. Яка розмірність параметрів a_{tw} і a_w?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> мм і мм; <input type="checkbox"/> градуси і градуси; <input type="checkbox"/> безрозмірні; <input type="checkbox"/> градуси і мм <p>8. Відстань від входу зуба в зачеплення до з нього оцінюють параметром</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кут перекриття; <input type="checkbox"/> коефіцієнт перекриття; <input type="checkbox"/> кут зачеплення; <input type="checkbox"/> початковим кутом <p>9. Якщо $\varepsilon_\gamma = 1,4$, то ... періоду зачеплення в зачепленні одна пара зубів</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 0,4; <input type="checkbox"/> 0,6; <input type="checkbox"/> 1; <input type="checkbox"/> 1,4; <p>10. Який крок найбільший?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> P_t; <input type="checkbox"/> P_p; <input type="checkbox"/> P_x; <input type="checkbox"/> P_b <p>11. Похибки міжосьової відстані змінюють діаметр</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> вершин зубів; <input type="checkbox"/> впадин зубів; <input type="checkbox"/> ділильний; <input type="checkbox"/> початковий <p>12. Штангенциркулем вимірюють довжину</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> лінії зачеплення; <input type="checkbox"/> загальної нормалі; <input type="checkbox"/> активну довжину лінії зачеплення; 	<p>14. Загальна нормаль N-N спільна для</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> евольвент; <input type="checkbox"/> евольвент профілів зубів, які дотикаються; <input type="checkbox"/> 2 зубів; <input type="checkbox"/> всіх зубів <p>15. Полюс зачеплення розміщений на</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ділильному діаметрі; <input type="checkbox"/> початковому діаметрі; <input type="checkbox"/> N-N ; <input type="checkbox"/> a_{tw} <p>16. Основне коло належить до параметрів</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кінематичних; <input type="checkbox"/> геометричних; <input type="checkbox"/> технологічних; <input type="checkbox"/> конструктивних <p>17. Чим більший діаметр основного кола, тим</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ширший зуб; <input type="checkbox"/> тонший зуб; <input type="checkbox"/> менш шумна передача руху; <input type="checkbox"/> ширша головка зуба зубчастого колеса <p>18. Профіль зуба зубчастої рейки</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> евольвентний; <input type="checkbox"/> неевольвентний; <input type="checkbox"/> коловий; <input type="checkbox"/> прямолінійний <p>19. Точки контакту двох рухомих зубчастих коліс описують траєкторію у вигляді</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> овала; <input type="checkbox"/> еліпса;
--	---	--

<p><input type="checkbox"/> $m \leq 1,25m$</p> <p>6. Кути α_{tw} і α_w</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зачеплення і ділительний профілю зуба зубчастого колеса; <input type="checkbox"/> зачеплення і початковий профілю зуба зубчастого колеса; <input type="checkbox"/> початковий профілю зуба зубчастого колеса і ділительний; <input type="checkbox"/> профілю зуба і зачеплення 	<p><input type="checkbox"/> активну довжину загальної нормалі</p> <p>13. При парній кількості зубів зубчастого колеса діаметрально протилежні зуби</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> лежать на одній прямій; <input type="checkbox"/> спотворюють діаметр вершин зубів; <input type="checkbox"/> змінюють початковий діаметр; <input type="checkbox"/> змінюють діаметр впадин зубів 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кола; <input type="checkbox"/> прямої лінії, перпендикулярної до обох профілів двох зубів у їх точці контакту <p>20. Розмістіть діаметри зубчастих коліс в послідовності зменшення розмірів</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> d_a, d_w, d_f, d_b; <input type="checkbox"/> d_f, d_a, d_b, d_w; <input type="checkbox"/> d_w, d_b, d_a, d_f; <input type="checkbox"/> d_b, d_f, d_w, d_a;
---	---	---

Лабораторна робота №2
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ УТВОРЕННЯ ПРОФІЛІВ ЗУБІВ
ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ПРИ ЇХ ВИГОТОВЛЕНІ МЕТОДОМ
ОБКАТКИ

Мета роботи: виконання графічних моделей профілів зубів зубчастих коліс на пристрої, який моделює метод обкатки, вивчення явищ, які супроводжують цей процес та аналіз отриманих результатів.

Обладнання та інструменти: пристрій для виконання графічних моделей профілів зубів зубчастих коліс; заготовка з креслярського паперу (крут діаметром 120 мм); олівець; циркуль; лінійка; калькулятор.

Теоретичні відомості

У процесі виготовлення зубчастих коліс зубонарізна рейка перекочується по заготовках зубчастих коліс, звідси і назва *метод обкатки*. При перекочуванні зубонарізної рейки траєкторія руху її різальних кромок утворює евольвентний профіль зубів зубчастого колеса.

У лабораторній роботі використовуються наступні базові поняття теорії зубчастого зачеплення: *ділильне коло зубчастого колеса; модульна пряма зубонарізної рейки; ділильна пряма зубонарізної рейки*. Ділильним називається таке коло зубчастого колеса, на якому коловий крок зубів колеса P_1 дорівнює кроку зубів зубонарізної рейки $P = \pi \cdot m$. Модульною прямою зубонарізної рейки називається її середня пряма, на якій товщина зуба дорівнює ширині западини зуба і становить половину кроку зубів зубонарізної рейки. Ділильною прямою зубонарізної рейки називається будь-яка паралельна модульній прямій в межах висоти її зуба та дотична до ділильного кола зубчастого колеса. Так як крок зубів на різних ділильних прямих зубонарізної рейки залишається постійним, то, відповідно, її можна

розміщувати на різних відстанях від заготовки зубчастого колеса в межах профілю зубів. За даних обставин ділильне коло майбутнього зубчастого колеса щоразу дотикатиметься до іншої ділильної прямої зубонарізної рейки.

Параметри майбутнього зубчастого колеса залежать від того, яка з сукупності ділильних прямих перекочується по ділильному колу колеса. Якщо до ділильного діаметра колеса дотикатиметься та буде перекочуватися модульна пряма зубонарізної рейки, то отримують зуби з нормальним або нульовим профілем, а такі колеса називаються нульовими. Ознака нульового колеса $h_a = m$, де h_a – це висота головки зуба.

Однак виготовити нульові колеса без дефектів можна лише за умови, що кількість зубів майбутньої шестірні не буде менше 17. При нарізанні нульових зубчастих коліс з кількістю зубів $z < 17$ зубонарізна рейка зрізує частину евольвентного профілю біля ніжки зуба, зменшуючи її товщину і, відповідно, міцність зуба на згин. Таке явище називається підрізанням зубів.

Явище підрізання зубів порушує основну теорему зубчастого зачеплення, тому робота циліндричних зубчастих передач, скомпонованих із нульових коліс з підрізаними зубами недопустима. Усувають явище підрізання зубів шляхом зміщення зубонарізної рейки від центру заготовки зубчастого колеса, а отримані профілі зубів називають коригованими.

Абсолютне зміщення зубонарізної рейки вимірюється відстанню між модульною і ділильною прямою зубонарізної рейки та обчислюється за формулою:

$$b = x \cdot m, \quad (2.1)$$

де x – коефіцієнт відносного зміщення зубонарізної рейки;

m – модуль.

Абсолютне зміщення зубонарізної рейки буває позитивне, якщо зубонарізна рейка віддаляється від центру заготовки колеса і негативне, якщо зубонарізна рейка наближається до центру заготовки колеса. Залежно від величини знаку абсолютного зміщення зубонарізної рейки можуть отримати три види зубчастих коліс: нульові ($x=0$), позитивні і негативні (див. рис. 2.1).

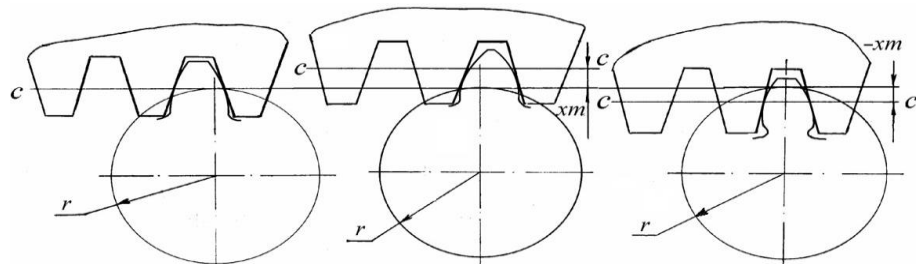


Рис. 2.1. Схеми утворення нульових, позитивних і негативних коліс (у напрямі зліва направо):

r – радіус ділильного кола заготовки зубчастого колеса; c – середня або модульна пряма рейки; xm – абсолютне зміщення зубонарізної рейки; знак «+» b – модульна пряма c - c віддаляється від центру; знак «-» b – модульна пряма c - c наближається до центру

У позитивних коліс зростають такі геометричні параметри: товщина зуба по ділильному колу s , діаметри кіл впадин і вершин, висота головки зуба, кривизна профілю зуба (радіус кривизни евольвенти), але зменшуються товщина зуба по колу вершин s_a (вершина загострюється) і висота ніжки зуба; у негативних коліс навпаки зменшуються такі геометричні параметри: товщина зуба по ділильному колу s , діаметри кіл вершин і впадин, висота головки зуба, кривизна профілю зуба, але зростають товщина зуба по колу вершин s_a і висота головки зуба (див. рис. 2.2).

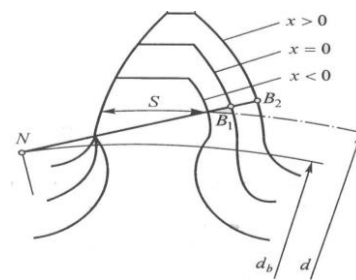


Рис. 2.2. Закономірності зміни профілів негативного ($x < 0$), нульового ($x = 0$) і позитивного коліс ($x > 0$):

d – діаметр ділильного кола; d_b – діаметр основного кола; S – товщина зуба по дузі ділильного кола; NB_1, NB_2 – відрізки лінії зачеплення, виміряні по загальній нормалі $N-N$ з основної теореми зубчастого зачеплення

Для нульових коліс мінімальна кількість зубів, які можна нарізати методом обкатки без підрізання ніжок зубів в результаті обчислень за формулою (2.2) становитиме 17:

$$z_{\min} = 2 h_a^* / \sin^2 \alpha, \quad (2.2)$$

де z_{\min} – мінімальна кількість непідрізаних зубів нульового колеса;

h_a^* – коефіцієнт висоти головки зуба вихідного контуру рейки ($h_a^* = 1$);

α – кут профілю зуба зубонарізної рейки ($\alpha = 20^\circ$).

Виготовити зубчасте колесо з кількістю зубів $z < z_{\min}$ можливо за умови зміщення зубонарізної рейки в позитивному напрямі на відстань рівну, або більшу $xm \geq x_{\min}m$, де x_{\min} – мінімальний коефіцієнт відносного зміщення зубонарізної рейки. Мінімальний коефіцієнт відносного зміщення зубонарізної рейки, при якому відсутнє підрізання ніжки зуба обчислюється за формулою:

$$x_{\min} = 17 - z / 17, \quad (2.3)$$

де z – кількість зубів зубчастого колеса.

Отже, у випадку, коли необхідно нарізати кількість зубів $z < z_{\min}$ профіль зуба виправляють (коригують) шляхом абсолютного зміщення модульної прямої зубонарізної рейки на величину:

$$b = x_{\min} m \quad (2.4)$$

Максимальне позитивне абсолютне зміщення зубонарізною рейки не повинне зменшувати товщину зуба по колу вершин до величини меншої, чим $S_a < 0,2 \cdot m$.

Відомості про пристрій для виконання графічних моделей профілів зубів зубчастих коліс

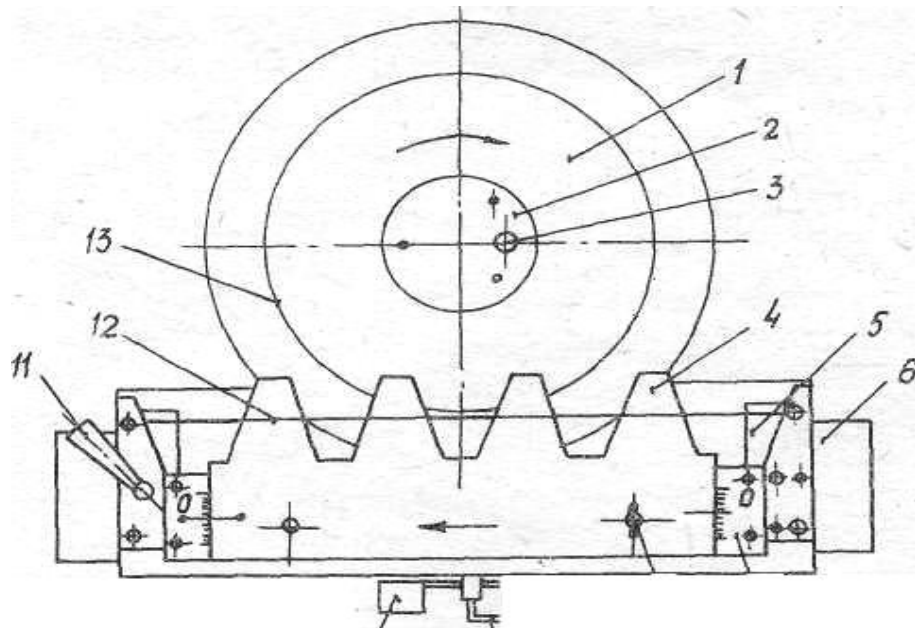


Рис. 2.3. Пристрій для виконання графічних моделей профілів зубів зубчастих коліс (налаштування для нульового колеса):

1 – приводний диск; 2 – диск для закріплення паперової заготовки; 3 – штифт для фіксації паперової заготовки; 4 – модель зубонарізної рейки; 5 – шкала абсолютних зміщень рейки; 6 – привідна каретка; 11 – фіксатор; 12 – модульна пряма зубонарізної рейки; 13 – дільний діаметр зубчастого колеса; ← робочий хід зубонарізної рейки

Пристрій для виконання графічних моделей профілів зубів зубчастих коліс призначений для імітації процесу нарізання зубів методом обкатки. На приводній каретці 6 закріплена з можливістю позитивного і негативного зміщення відносно заготовки модель зубонарізної рейки 4. Модель зубонарізної рейки 4 здійснює поступальний рух обкатки (робочий рух) у напрямі справа наліво і холостий хід навпаки (після перестановки паперової заготовки). На зубах моделі зубонарізної рейки 4 нанесена риска, яка відповідає розміщенню модульної прямої та суміщається з поділками шкали 5.

Для отримання графічного зображення профілів зубів нульового колеса треба здійснити такі дії: на диск 2 установити паперову заготовку, зафіксувавши її на штифті 3 та закріпивши гайкою-баранцем (на рисунку не зображена); з крайнього правого положення пересувати на відстань 2...3 мм

із зупинками для обводу гостро заточеним олівцем профілю її зубів модель зубчастої рейки; зупинки через 2...3 мм та обвід зубів моделі зубчастої рейки олівцем продовжити до крайнього лівого положення. У результаті отримують густу сітку ліній, які утворюють обриси профілів зубів зубчастого колеса (див. рис. 2.4).

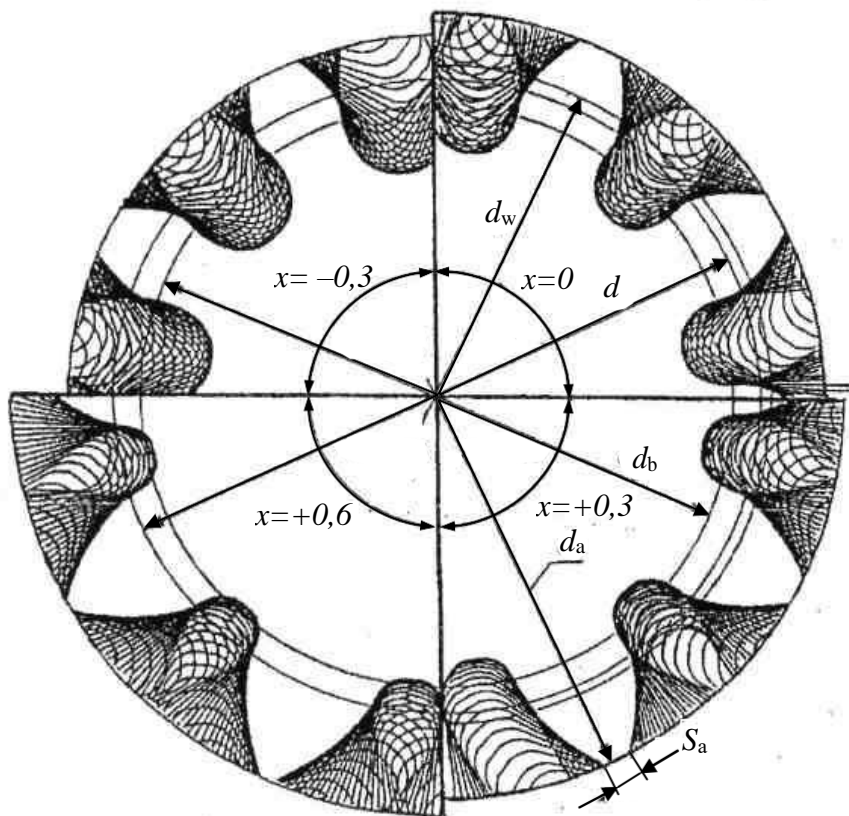


Рис. 2.4. Графічні моделі профілів зубів зубчастих коліс:

нульового ($x=0$), позитивних ($x=+0,3$; $x=+0,6$), негативного ($x=-0,3$),
 d – дільний діаметр; d_a – діаметр кола вершин зубів; S_a – товщина зуба по колу вершин; d_w - початковий діаметр; d_b – діаметр основного кола

Для отримання графічного зображення профілів зубів позитивних і негативних коліс треба здійснити такі дії: пересунути модель зубонарізної рейки з крайнього лівого в крайнє праве положення; відкрити гайку-баранець (на рисунку не зображена), зняти паперову заготовку з штифта 3; повернути паперову заготовку на 180^0 , зафіксувати на штифті 3 і закріпити гайкою – баранцем; здійснити операції аналогічні, як для нульового колеса.

Послідовність виконання лабораторної роботи

1. Визначають кількість зубів z , які необхідно нарізати при відомих $m = 13\text{мм}$ і d за формулою $z = d / m$, закругливши до цілого числа.
2. Обчислюють мінімальний коефіцієнт відносного зміщення моделі зубонарізної рейки x_{\min} та відповідне абсолютне її зміщення b .
3. Вибрають в абсолютне зміщення зубонарізної рейки b_1 в межах $+8 \dots +10$ мм та обчислити коефіцієнт відносного зміщення моделі зубонарізної рейки x_1 за формулою $x_1 = b_1 / m$.
4. Вибрають в абсолютне зміщення зубонарізної рейки b_2 в межах $-8 \dots -10$ мм та обчислити коефіцієнт відносного зміщення моделі зубонарізної рейки x_2 за формулою $x_2 = b_2 / m$.
5. Закріплюють паперову заготовку для нульового колеса.
6. Виконують дії, необхідні для графічної побудови профілю зубів нульового колеса (див. пояснення до рис. 2.4).
7. Виконують дії, необхідні для графічної побудови профілю зубів позитивного і негативного коліс (див. пояснення до рис. 2.4).
8. Наносять діаметри ділильного й основного кіл ($d_b = d \cos 20^\circ$), а також кола впадин і виступів нульового й позитивного коліс.
9. Оформляють протокол лабораторної роботи (табл. 2.1)

Таблиця 2.1

Протокол лабораторної роботи

Зміщення моделі зубонарізної рейки			
Коефіцієнт відносного зміщення, мм		Абсолютне зміщення, мм	
		b, мм	
x_1	0	$x_1 m$	0
x_{\min}		$x_{\min} m$	
x_2		$x_2 m$	

Зміст звіту

1. Назва і мета лабораторної роботи.

2. Послідовність виконання лабораторної роботи.
3. Протокол лабораторної роботи.
4. Графічні моделі профілів зубів нульового, позитивного, негативного коліс.
5. Висновки.

Контрольні запитання

1. Яка крива називається евольвентою та яке відношення вона має до зубчастих коліс?
2. Яка мета коригування профілів зубчастих коліс?
3. До чого приводить явище інтерференції зубів зубонарізної рейки і зубчастого колеса?
4. Які прямі зубонарізної рейки називають модульною і ділильною?
5. Які колеса називають нульовими?
6. Які колеса називають позитивними?
7. Які колеса називають негативними?
8. Що характеризує вихідний контур зубонарізної рейки?
9. Пояснити формули, які використовують у лабораторній роботі.
10. Пояснити характер впливу зміщення зубонарізної рейки на форму профілю зубів зубчастого колеса.

ТЕСТОВЕ ЗАВДАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ №2

<p>1. h_a^* – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> висота зуба; <input type="checkbox"/> висота головки зуба; <input type="checkbox"/> висота ніжки зуба; <input type="checkbox"/> коефіцієнт висоти головки зуба <p>вихідного контуру зубонарізної рейки</p> <p>2. x_{min} – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коефіцієнт; <input type="checkbox"/> мінімальне зміщення; 	<p>7. Коригування змінює міжосьову відстань зубчастої передачі?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ні; <input type="checkbox"/> так; <input type="checkbox"/> не завжди; <input type="checkbox"/> всі відповіді невірні <p>8. Щоб усунути підрізання ніжки зуба</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зміщують колесо; <input type="checkbox"/> зміщують рейку; <input type="checkbox"/> зміщують зубонарізну рейку; 	<p>14. Ділильний діаметр при коригуванні профілю</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> змінюється; <input type="checkbox"/> не змінюється; <input type="checkbox"/> зменшується ; <input type="checkbox"/> збільшується <p>15. Діаметр основного кола при коригуванні</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> змінюється; <input type="checkbox"/> не змінюється; <input type="checkbox"/> збільшується; <input type="checkbox"/> зменшується
--	--	---

<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> мінімальний коефіцієнт зміщення; <input type="checkbox"/> товщина зуба <p>3. $b - ce$</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коефіцієнт; <input type="checkbox"/> зміщення зубонарізної рейки; <input type="checkbox"/> товщина зуба; <input type="checkbox"/> найменше зміщення <p>4. $d_b = d \cos 20^\circ - ce$</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> основний діаметр; <input type="checkbox"/> ділительний діаметр; <input type="checkbox"/> початковий діаметр; <input type="checkbox"/> діаметр впадин <p>5. У позитивного колеса виникають зміни параметрів у порівнянні з нульовим колесом</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> всіх; <input type="checkbox"/> геометричних; <input type="checkbox"/> діаметрів; <input type="checkbox"/> діаметрів впадин і вершин, товщини зуба <p>6. У негативного колеса виникають зміни параметрів у порівнянні з нульовим колесом</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> діаметрів; <input type="checkbox"/> радіусів; <input type="checkbox"/> діаметрів впадин і вершин, товщини зуба по ділительному колу, підрізання ніжки зуба; <input type="checkbox"/> профілю зуба і зачеплення 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коригують профіль зуба <p>9. b буває</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 0; <input type="checkbox"/> > 0; <input type="checkbox"/> < 0; <input type="checkbox"/> всі правильні; <p>10. При коригуванні ніжка зуба зменшується?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> так; <input type="checkbox"/> ні; <input type="checkbox"/> при позитивному так; <input type="checkbox"/> при негативному ні <p>11. У пристрою ...дисків</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 1; <input type="checkbox"/> 2; <input type="checkbox"/> 3; <input type="checkbox"/> 4 <p>12. Каретка пристрою і модель зубонарізної рейки</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> не з'єднані; <input type="checkbox"/> з'єднані; <input type="checkbox"/> з'єднані за допомогою гвинтів; <input type="checkbox"/> з'єднані за допомогою шліців <p>13. Щоб накреслити олівцем профіль двох зубів каретки</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> рухають; <input type="checkbox"/> не рухають; <input type="checkbox"/> рухають справа на ліво; <input type="checkbox"/> рухають зліва на право із зупинками через 2 – 3 мм 	<p>16. Якщо кількість зубів перевищує 17, то їх профіль</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коригують; <input type="checkbox"/> не коригують; <input type="checkbox"/> правильний; <input type="checkbox"/> неправильний <p>17. $z_{min} = 17 - ce$ мінімальна кількість...зубів</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> непідрізаних; <input type="checkbox"/> підрізаних; <input type="checkbox"/> коригованих; <input type="checkbox"/> не коригованих <p>18. У негативного колеса товщина зуба порівняно з нульовим колесом</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> більша; <input type="checkbox"/> менша; <input type="checkbox"/> однакова; <input type="checkbox"/> всі відповіді неправильні <p>19. У позитивного колеса вершина зуба</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> вузька; <input type="checkbox"/> широка; <input type="checkbox"/> правильна; <input type="checkbox"/> неправильна <p>20. З якою метою паперовий круг повертають на пристрої на 180°?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> щоб виконати завдання; <input type="checkbox"/> щоб зменшити зуби зубчастого колеса; <input type="checkbox"/> щоб збільшити зуби зубчастого колеса; <input type="checkbox"/> щоб побудувати нульові і позитивні колеса
--	---	--

Лабораторна робота № 3

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: вивчення конструкції циліндричного редуктора за кресленням загального вигляду або за зразком та визначення його геометричних, кінематичних і силових параметрів.

Обладнання та інструменти: креслення загального вигляду або зразок редуктора, лінійка, штангенциркуль, мікрокалькулятор..

Теоретичні відомості

Редуктори- це закриті механічні передачі, призначені для зниження кутової швидкості та збільшення обертального моменту. Якщо в якості закритої механічної передачі використана циліндрична зубчаста, то такий редуктор називають циліндричним. Для утворення назви редуктора використовують прикметник і іменник. Прикметник комбінованих редукторів містить назви механічних передач у послідовності їх розташування в кінематичному ланцюзі редуктора, наприклад, кінечно-циліндричний редуктор, черв'ячно-циліндричний редуктор.

Пара зубчастих коліс у зачепленні називається ступінню редуктора. Якщо в редукторах є одна, дві і більше ступені, то їх називають одно-, дво- або багатоступінчастими. Редуктори, які містять зубчасті колеса з рухомими осями називаються *планетарними*.

Геометричні параметри циліндричних зубчастих редукторів

1. Модулі прямозубих зубчастих коліс:

$$m_i = \frac{2a_{wi}}{z_{ci}}, \quad (3.1)$$

де i -номер ступені редуктора ($i=1,2,3$); a_{wi} - міжосьова відстань i -го ступені; z_{ci} - сумарна кількість зубів зубчастих коліс i -го ступені. Величина модулів прямозубих зубчастих коліс m_i повинна відповідати стандартним значенням.

2. Модулі торцеві m_t і нормальні m_n косозубих зубчастих коліс:

$$m_t = \frac{2a_{wi}}{z_{ci}}, \quad (3.2)$$

$$m_n = m_t \cos \beta_i, \quad (3.3)$$

де β_i - кут нахилу лінії зубів зубчастого колеса i -го ступені.

Кут нахилу лінії зубів β_i визначають за формулою:

$$\beta_i = \arccos\left(\frac{b_i}{l_i}\right), \quad (3.4)$$

де b_i і l_i ширина вінця і довжина лінії зуба колеса i -го ступені. Розміри b_i і l_i вимірюють штангенциркулем.

Величини нормальних модулів m_n для косозубих коліс повинні відповідати стандартним значенням.

Кут нахилу лінії зубів β_i уточнюють за формулою:

$$\beta_i = \arccos \frac{m_{ni}}{m_{ti}} \quad (3.5)$$

3. Ділильний діаметр зубчастого колеса:

для прямозубих шестерні та колеса

$$d_i = m_i z_i; \quad d'_i = m_i z'_i; \quad (3.6)$$

для косозубих шестерні та колеса

$$d_i = m_{ti} z_i; \quad d'_i = m_{ti} z'_i, \quad (3.7)$$

де z_i та z'_i - кількість зубів шестерні та колеса i -го ступені.

Кінематичні параметри циліндричних зубчастих редукторів

1. Передатне число ступені:

$$u_i = \frac{z'_i}{z_i}, \quad (3.8)$$

2. Передатне число редуктора:

$$u_p = u_1 u_2 \dots u_i, \quad (3.9)$$

де $u_1, u_2 \dots u_i$ - передатні числа окремих ступенів редуктора.

3. Колова швидкість коліс $v_i, \frac{m}{c}$:

$$v_i = \frac{\pi m_{t_i} z_i n_i}{60 \cdot 1000}, \quad (3.10)$$

де n_i - частота обертання вала, хв^{-1} .

Силові параметри циліндричних зубчастих редукторів

1. Коефіцієнт корисної дії (ККД) редуктора:

$$\eta_p = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_i \eta_o^k, \quad (3.11)$$

де $\eta_1 \eta_2 \dots \eta_i$ - ККД передач окремих ступеней редуктора; η_o - ККД, що враховує втрати в опорах, k - кількість валів або пар підшипників.

2. Орієнтована потужність, яку можна передати за умови міцності вала н кручення:

$$P = n_1 \left(\frac{d_1}{14} \right)^3, \quad (3.12)$$

де P - потужність на валу, кВт; n_1 - частота обертання швидкохідного вала, хв^{-1} ; d_1 - діаметр вихідного кінця швидкохідного вала, см.

3. Обертальний момент на валах $T_i, \text{Н} \cdot \text{м}$

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}, \quad (3.13)$$

де $P_i = P \eta_i$ - потужність на валу, кВт; η_i - ККД ступені редуктора; n_i - частота обертання вала хв^{-1} .

4. Колова сила в зачепленні коліс $F_{t_i}, \text{Н}$:

$$F_{t_i} = \frac{2T_i}{m_{t_i} z_i}, \quad (3.14)$$

5. Радіальна сила в зачепленні коліс $F_{r_i}, \text{Н}$:

$$F_{r_i} = \frac{F_{t_i} \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta_i}, \quad (3.15)$$

де α_w - кут зачеплення $\alpha_w = 20^\circ$; β_i - кут нахилу лінії зубів зубчастого колеса i -ї ступені.

б. Осьова сила в зачепленні коліс

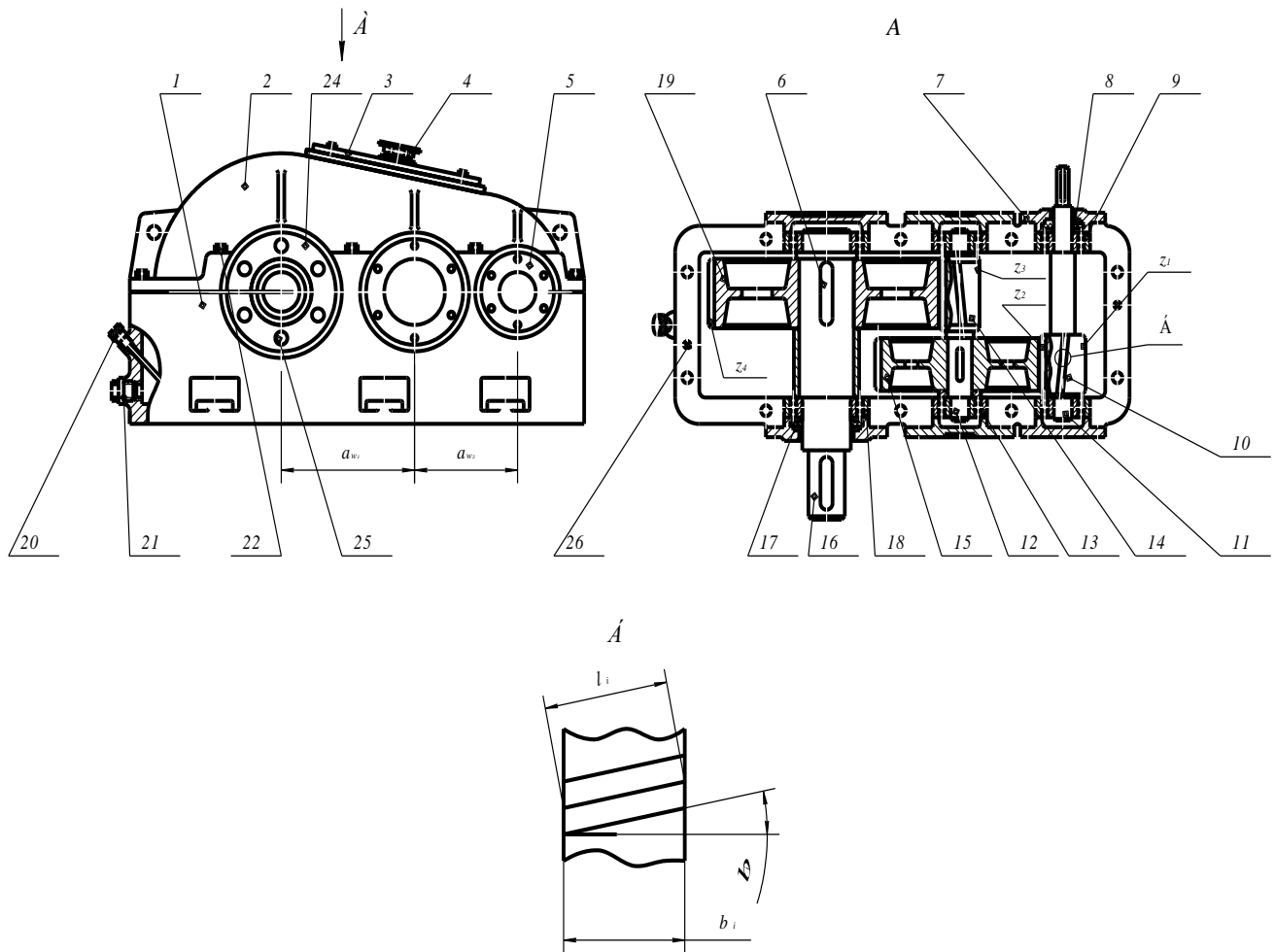
$$F_{a_i} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_i . \quad (3.16)$$

Конструкція редуктора циліндричного зубчастого редуктора

Редуктор (рис. 3. 1) складається з корпусу 1, кришки корпусу 2, зубчастих коліс z_1 - z_4 , швидкохідного 11, проміжного 12 і тихохідного 16, валів, які монтують на підшипники 9, 13 і 18, що закриваються глухими 5 та наскрізними 7 і 24 кришками підшипників. Шестерні 10 і 14 у зв'язку з малими діаметрами виконані як одне ціле з ведучим валом 11 і проміжним валом 12 та називають валами-шестірнями.

Колесо 15, установлене на проміжному валу 12, зачіплюється з валом-шестернею 10, а вал-шестерня 14-з колесом 19, посадженим на тихохідному валу 16. Зубчасті колеса 15 і 19 зв'єднані з валами шпонками 6.

Підшипники встановлені в гніздах корпусу, утворених розточкою циліндричних отворів, рознімних на площині осей валів корпусу 1 та кришки 2. Кришка з корпусом з'єднаних за допомогою гвинтів 22, а також може з'єднуватися болтами або шпильками. Площину рознімання необхідно добре спланувати (вирівняти), бо під час складання на неї наносять шар рідкого скла або природної смоли шеллак (від нідерланд.schellak). Для точного фіксування взаємного розміщення кришки і корпусу у площині рознімання встановлено два установчих штифта 26.



**Рис. 3.1. Редуктор циліндричний двоступеневий.
Креслення загального вигляду**

Для змащування зубчастих коліс і підшипників картерним способом у корпус редуктора заливають мастило. Сутність способу картерного змащення в зануренні зубчастих коліс у мастило, розміщене в нижній частині корпусу редуктора. Для підшипників кочення використовують спосіб змащення розбризкуванням, при якому мастило розбризкується зубами зубчастих коліс або спеціальними дисками. У випадку невисоких кутових швидкостей обертання валів підшипники можуть змащуватися консистентним мастилом.

На боках кришки редуктора 2 виконані два конструктивні елементи - вушка для підйому та транспортування редуктора. Зверху кришки редуктора розміщений оглядовий люк для заливання мастила та огляду зубчастих передач. Кришка 3 закриває оглядовий люк і закріплюється гвинтами 23. Конструктивний елемент душник 4 призначений для виходу повітря (вирівнювання тиску в корпусі редуктора з атмосферним), розширеного при

нагріванні, щоб попередити витікання мастила з корпусу редуктора через ущільнення. З корпусом редуктора з'єднаний мастиловказівник 20 для контролю його рівня мастилата пробка 21 знизу корпуса редуктора для зливання мастила перед його заміною.

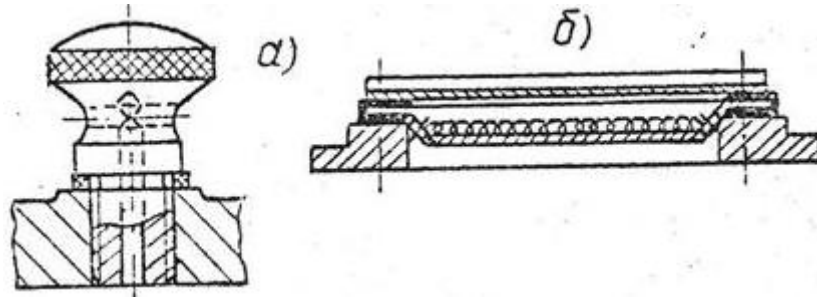


Рис.3.2. Види душків:

а) душник-пробка; б) кришка-душник

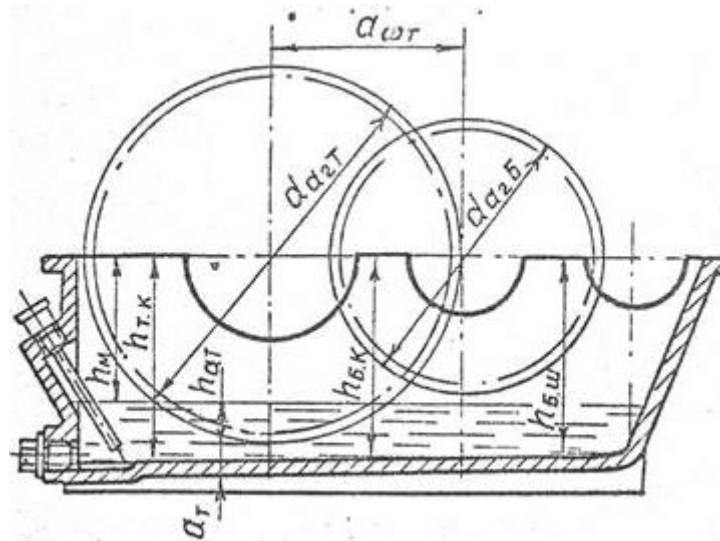


Рис.3.3. Розміщення зливної пробки і маслоказівника в корпусі редуктора:

$a_{\omega r}$ – міжосьова відстань; h_m – відстань до рівня мастила; $h_{\alpha T}$ –глибина занурення в мастило зубів тихохідного колеса; a_m – зазор між зубами тихохідного колеса і дном корпуса редуктора; $h_{\alpha K}$ – відстань від обрізу корпуса редуктора до дна біля швидкохідного колеса; $h_{\alpha Ш}$ – відстань від обрізу корпуса редуктора до дна біля швидкохідної шестірні; h_{mK} – відстань від обрізу корпуса редуктора до дна біля тихохідного колеса

Наскрізни 7, 24 і глухі 5 кришки підшипників кріпляться з корпусом редуктора за допомогою гвинтів 25. У наскрізних кришках знаходяться ущільнення 8 і 17, що запобігають витіканню мастила з редуктора, а також проникненню в його середину абразивних частинок з навколишнього середовища. У редукторі, зображеному на рис.3.1, використані гумові манжетні ущільнення. Широко використовують й інші типи ущільнень, наприклад, сальникові, лабіринтовітощо.

Технічна характеристика циліндричного зубчастого редуктора

1. Обертальний момент вала на виході редуктора _____ T_3 , Н·м;
2. Частота обертання тихохідного вала n_3 _____ хв^{-1} ;
3. Передаточне число редуктора u_p _____;
4. ККД редуктора η_p _____;
5. Допустимі короточасні перенавантаження _____ %.

Таблиця 3. 1

Результати вимірювань і розрахунків основних геометричних параметрів редуктора

Параметр	Ступінь редуктора	
	Швидкохідна	Тихохідна
Міжосьова відстань, мм	$a_{w1} =$	$a_{w2} =$
Кількість зубів шестерні	$z_1 =$	$z_3 =$
Кількість зубів колеса	$z_2 =$	$z_4 =$
Передаточне число ступені	$u_1 = \frac{z_2}{z_1}$	$u_2 = \frac{z_4}{z_3}$
Загальне передаточне число редуктора	$u_p = u_1 \cdot u_2 =$	
Довжина зубів коліс l_k , мм	$l_2 =$	$l_4 =$
Коефіцієнт ширини зубчастих коліс ψ_{ba}	$\psi_{ba1} = \frac{b_2}{a_{w1}} =$	$\psi_{ba2} = \frac{b_4}{a_{w2}} =$
Торцевий модуль коліс m_{ti} , мм	$m_{t1} = \frac{2a_{w1}}{z_1 + z_2} =$	$m_{t2} = \frac{2a_{w2}}{z_3 + z_4} =$
Орієнтовний кут нахилу зубів β'_i , град.	$\beta'_1 = \arccos\left(\frac{b_2}{l_2}\right) =$	$\beta'_2 = \arccos\left(\frac{b_4}{l_4}\right) =$
Нормальний модуль m_{ni} , мм, (заокруглюють до	$m_{n1} = m_{t1} \cdot \cos\beta'_1 =$	$m_{n2} = m_{t2} \cdot \cos\beta'_2 =$

найближчого стандартного значення)		
Номинальний кут нахилу зубів β_i , град.	$\beta_1 = \arccos\left(\frac{m_{n1}}{m_{t1}}\right) =$	$\beta_2 = \arccos\left(\frac{m_{n2}}{m_{t2}}\right) =$
Ділильний діаметр шестерні $d_{ш}$, мм	$d_1 = m_{t1} \cdot z_1 =$	$d_3 = m_{t2} \cdot z_3 =$
Ділильний діаметр колеса d_k , мм	$d_2 = m_{t1} \cdot z_2 =$	$d_4 = m_{t2} \cdot z_4 =$
Колова швидкість коліс v , мм	$v_1 = v_2 = \frac{\pi \cdot m_{t1} \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} =$	$v_3 = v_4 = \frac{\pi \cdot m_{t2} \cdot z_4 \cdot n_4}{60 \cdot 1000} =$

Таблиця 3. 2

Результати розрахунків силових параметрів

Параметр	Величина
Орієнтовний ККД редуктора	$\eta_p = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{п}^3 =$
Орієнтована потужність при частоті обертання вхідного вала $n_1=1500$ хв ⁻¹ , кВт: на швидкохідному валу на проміжному валу на тихохідному валу	$P_1 = n_1 \left(\frac{d_1}{14}\right)^3 =$ $P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{п}^2 =$ $P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{п} =$
Обертальні моменти на валах редуктора, Н·м: на швидкохідному валу на проміжному валу на тихохідному валу	$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} =$ $T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{п}^2 =$ $T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{п} =$
Сили в зачепленнях коліс 1, 2 проміжного вала, Н: колова радіальна осьова	$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{m_{t1} \cdot z_2} =$ $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg}\alpha_w}{\cos\beta_1} =$ $F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\beta_1 =$ $F_{t3} = F_{t4} = \frac{2T_2}{m_{t2} \cdot z_3} =$
Сили в зачепленні коліс 3, 4, Н: колова	$F_{t3} = F_{t4} = F_{t3} \frac{\operatorname{tg}\alpha_w}{\cos\beta_2} =$ $F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg}\beta_2 =$

радіальна осьова	
---------------------	--

Послідовність виконання лабораторної роботи

1. Вивчають конструкцію циліндричного редуктора, морфологічні і функціональні властивості всіх його складових частин за складальним кресленням або у процесі розбирання редуктора.
2. Вимірюють геометричні параметри циліндричного редуктора.
3. Розраховують геометричні параметри циліндричної зубчастої передачі.
4. Розраховують силові параметри циліндричного редуктора.
5. Оформляють протокол лабораторної роботи (табл.3.1,3.2).

Зміст звіту

1. Назва, мета, обладнання лабораторної роботи.
2. Протокол лабораторної роботи (табл.3.1 і 3.2).
3. Технічна характеристика редуктора.
4. Висновки.

Контрольні запитання

1. Який модуль більший за значенням? Пояснити чому.
2. Що називають ступінню редуктора?
3. За яким правилом створюють назву комбінованого редуктора?
4. Як визначають передаточне число ступені редуктора?
5. Поясніть принцип дії пробки-душника (кришки-душника).
6. Як визначається передаточне число ступені редуктора?
7. Як визначається ККД редуктора?
8. Що називають валами-шестірнями?
9. Як визначити обертальний момент на валу редуктора?

10. Якими види кришок закривають підшипники?

ТЕСТОВЕ ЗАВДАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ №3

<p>1. Душник використовують для</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> нагріву; <input type="checkbox"/> охолодження; <input type="checkbox"/> регулювання тиску; <input type="checkbox"/> зрівноваження тиску <p>2. Лабіринтові ущільнення використовують для ізоляції</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тверде мастило; <input type="checkbox"/> перепад тисків; <input type="checkbox"/> повстяні кільця; <input type="checkbox"/> зазори <p>3. Манжетне ущільнення встановлюють з ... боку підшипника</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> внутрішнього; <input type="checkbox"/> зовнішнього; <input type="checkbox"/> з обох ; <input type="checkbox"/> лівого <p>4. Редуктор транспортують</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> вручну; <input type="checkbox"/> на візку або на підйомному пристрої; <input type="checkbox"/> на рим-болтах; <input type="checkbox"/> на візку та підйомному пристрої <p>5. Який модуль найбільший за значенням?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> нормальний ; <input type="checkbox"/> торцевий; <input type="checkbox"/> осьовий; <input type="checkbox"/> стандартний <p>6. Який спосіб змащування редуктора є найбільш уживаним на практиці?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> картерний; <input type="checkbox"/> під тиском; <input type="checkbox"/> розприскування; 	<p>8. Дію якого явища компенсує душник?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> теплове розширення; <input type="checkbox"/> теплове звуження; <input type="checkbox"/> 1 або 2; <input type="checkbox"/> інтерференції зубі передач <p>9. Найбільший обертальний момент на...валу</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> швидкохідному; <input type="checkbox"/> проміжному; <input type="checkbox"/> тихохідному; <input type="checkbox"/> приводному; <p>10. Найбільша потужність на ... валу</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тихохідному; <input type="checkbox"/> проміжному; <input type="checkbox"/> швидкохідному; <input type="checkbox"/> приводному <p>11. Найбільше передаточне число на ... ступені вала</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> швидкохідній; <input type="checkbox"/> тихохідній; <input type="checkbox"/> проміжній; <input type="checkbox"/> першій <p>12. Яка сила зубчастих зачеплень виконує корисну роботу?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> осьова; <input type="checkbox"/> колова; <input type="checkbox"/> радіальна; <input type="checkbox"/> відцентрова <p>13. ККД однієї ступені редуктора ... за загальний ККД редуктора</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> менше; <input type="checkbox"/> більше; <input type="checkbox"/> 1 або 2; <input type="checkbox"/> всі неправильні 	<p>15. У редуктора швидкість на виході</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зростає; <input type="checkbox"/> зменшується <input type="checkbox"/> постійна; <input type="checkbox"/> непостійна <p>16. У редуктора на виході сила тяги або колова</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зростає; <input type="checkbox"/> зменшується; <input type="checkbox"/> постійна; <input type="checkbox"/> непостійна <p>17. У формулі $T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_n^2 =$ останній множник у квадраті означає</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> затрати енергії; <input type="checkbox"/> втрати механічної енергії в підшипниках кочення; <input type="checkbox"/> кількістю циклів зміни напружень; <input type="checkbox"/> кількість пар підшипників кочення <p>18. Ущільнення підшипникових вузлів здійснюється вставленням манжети в ... кришку</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> глуху; <input type="checkbox"/> прорізну; <input type="checkbox"/> прохідну; <input type="checkbox"/> наскрізну <p>19. $P_1 = n_1 \left(\frac{d_1}{14} \right)^3 =$ це формула ... на валу</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тихохідному; <input type="checkbox"/> швидкохідному; <input type="checkbox"/> потужності; <input type="checkbox"/> потужності на швидкохідному валу редуктора <p>20. $F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta_1 =$ це формула</p>
--	---	--

<input type="checkbox"/> 1 і 2 <input type="checkbox"/> 7. Який вал редуктора має найбільший діаметр? <input type="checkbox"/> проміжний; <input type="checkbox"/> швидкохідний; <input type="checkbox"/> тихохідний; <input type="checkbox"/> приводний	14. Що у формулі колової швидкості означає множник 1000? <input type="checkbox"/> переведення м в мм; <input type="checkbox"/> переведення мм в м; <input type="checkbox"/> частота обертання вала; <input type="checkbox"/> 2 або 3	<input type="checkbox"/> сили тяги; <input type="checkbox"/> колової вили; <input type="checkbox"/> радіальної сили; <input type="checkbox"/> осьової сили
---	---	---

Лабораторна робота № 4

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: вивчення за кресленням або зразком конструкції черв'ячного редуктора визначення його геометричні, кінематичні і силові параметрів.

Обладнання та інструменти: складальне креслення або зразок редуктора, лінійка, штангенциркуль.

Теоретичні відомості

Черв'ячні редуктори призначені для передачі обертального руху та збільшення обертального моменту між мимобіжними валами. До основних переваг відносять великі передаточні числа $u = 8...80$ і технічне явище самогальмування (передача руху тільки від черв'яка до колеса). До основних недоліків відносять невисокий ККД ($\eta = 0,7...0,9$) зумовлений ковзанням черв'яка по зубам колеса і, відповідно, нагріванням редуктора.

При колових швидкостях до 4-6 м/с перевагу віддають нижньому розміщенню черв'яка, але при більших швидкостях збільшуються витрати потужності на розмішування мастила, тому черв'як розміщують над колесом. При нижньому розміщенні черв'яка покращуються умови змащування, при верхньому – менша ймовірність потрапляння в зачеплення продуктів спрацювання.

Черв'яки установлюють у радіально-упорних підшипниках (по одному в опорі). При великих міжосьових відстанях (понад 160 мм) в одній (фіксованій) опорі ставлять два радіально-упорних підшипника, навантажені осьовими навантаженнями в обох напрямках, а в іншій (плаваючій опорі) встановлюють радіальний кульковий підшипник. Вали з черв'ячними колесами жорстко фіксують і установлюють на конічних підшипниках по схемі «у розпір». Зазори в підшипниках черв'яка регулюють набором металічних прокладок (між стаканом і кришкою), а в тихохідному валі – між корпусом і кришками.

Конструкція черв'ячного редуктора

Редуктор (рис. 1) складається з корпусу 1, кришки корпусу 2, зубчастого колеса 6, швидкохідного 4 і тихохідного 5 валів, які монтують на підшипники 7 і 8, що закриваються кришками підшипників. Черв'як виконано як одне ціле з ведучим валом 4.

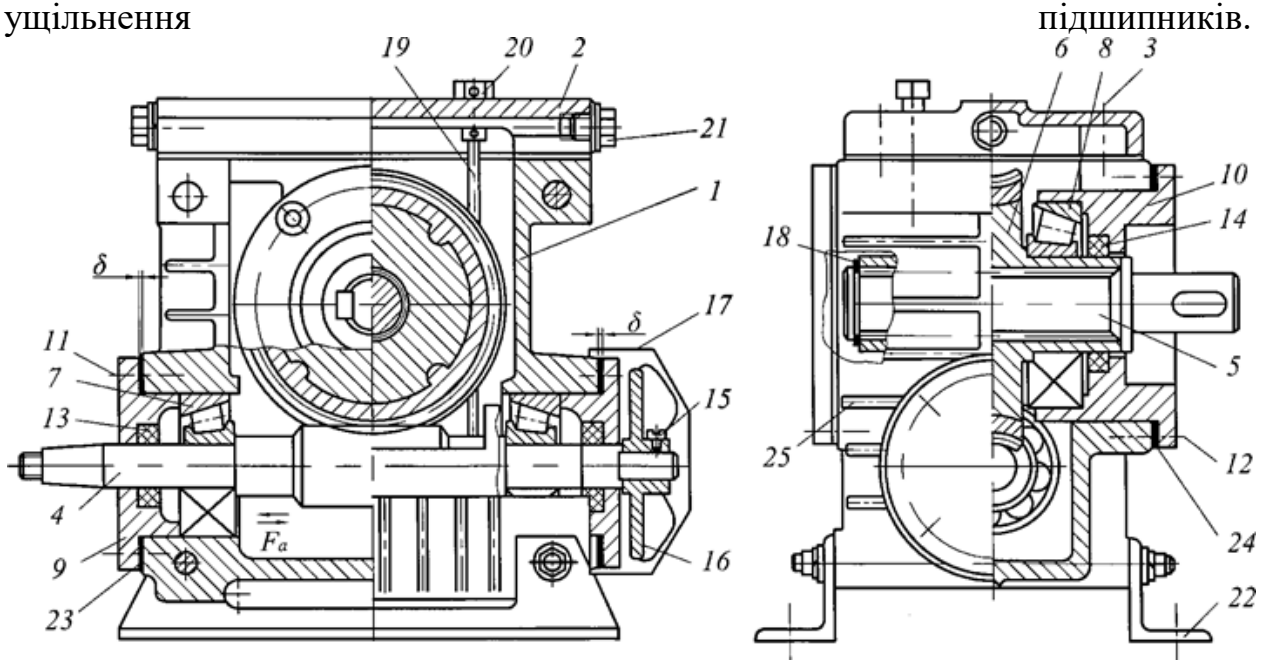
Особливістю будови корпусу і кришки є наявність поблизу гнізд підшипників конструктивних елементів з назвою бобишки, які дозволяють наблизити стяжні гвинти 11 і 12 до отворів під підшипники, забезпечуючи жорсткість болтового з'єднання в цьому місці.

Усі підшипники змонтовано в гніздах корпусу і посаджено на вали за схемою «у розпір» (для міжосьових відстаней до 160 мм). Поширені такі типи підшипників кочення: кулькові радіально-упорні, конічні роликові, кулькові радіальні.

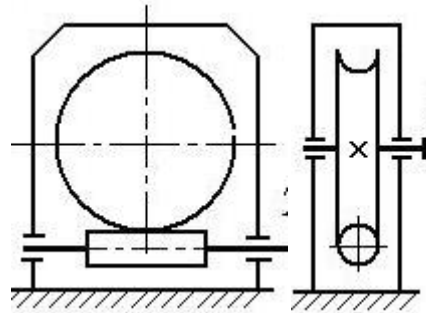
При колових швидкостях до 12,5 м/с використовують спосіб змащення черв'ячної передачі зануренням (картерне змащування). Підшипники при колових швидкостях більших 2 м/с змащують способом розбризування мастила, а при менших колових швидкостях використовують консистентне мастило (солідол).

Для вирівнювання тиску всередині редуктора з атмосферним використовують душник. Найпростіший душник – це болт з ненаскрізним поздовжнім отвором і наскрізним поперечним в головці болта.

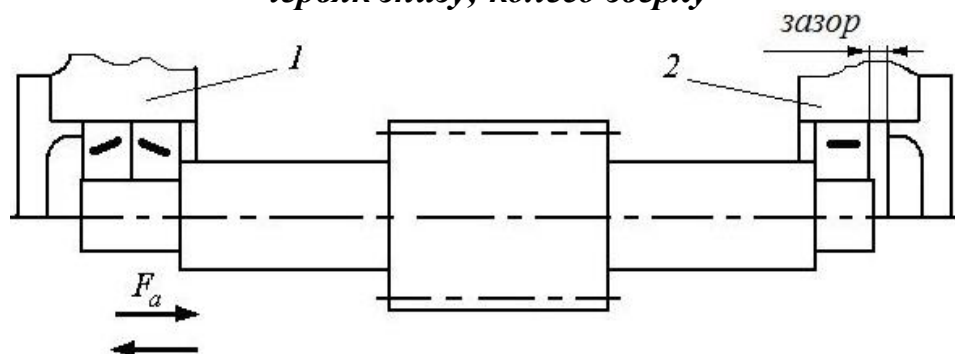
У черв'ячному редукторі застосовують переважно гумові манжетні ущільнення



**Рис. 4.1. Черв'ячний редуктор з нижнім розташуванням черв'яка.
Креслення загального вигляду**



**Рис. 4.2. Кінематична схема черв'ячного редуктор:
червяк знизу; колесо зверху**



**Рис.4.3. Схема установки червячного вала на підшипниках:
1 – фіксуєча опора «у розпiр»; 2 – плаваюча опора**

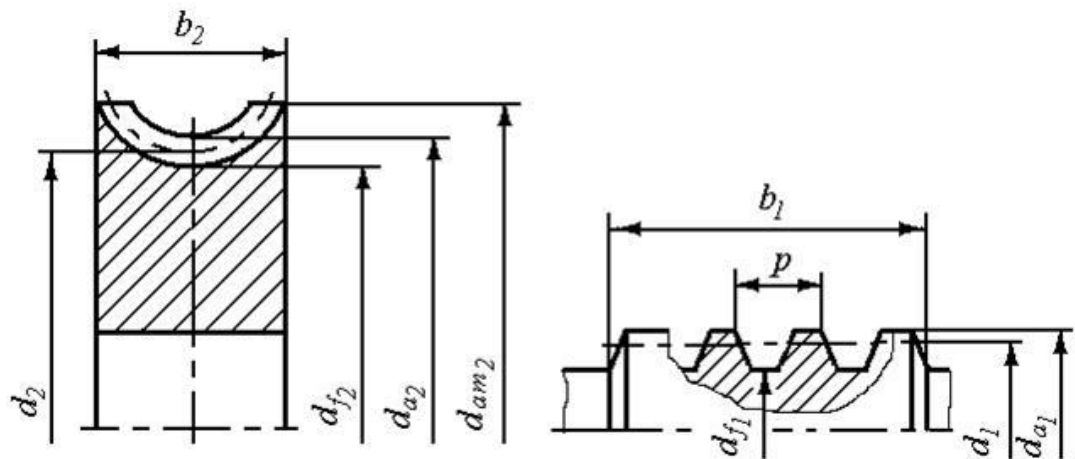


Рис.4.4. Геометричні параметри черв'ячного колеса і черв'яка:

b_1 – довжина нарізаної частини черв'яка; b_2 – ширина колеса; d_{am2} – найбільший діаметр колеса; d_a – діаметр кола вершин черв'яка; d_{a2} – діаметр кола вершин колеса; d_{f1} – діаметр кола западин черв'яка; d_{f2} – діаметр кола западин колеса

Геометричні параметри черв'ячного редуктора

1. Кількість витків (заходів) черв'яка.

Визначають як кількість ниток різьби, що починається з торця гвинта (черв'яка), позначається z_1 .

2. Модулі торцевий m_t для колеса й осьовий m_x для черв'яка

$$m_x = m_t = m, \quad (4.1)$$

де m – модуль черв'ячної передачі.

3. Осьовий крок черв'яка (гвинта)

$$p_x = \pi m \quad (4.2)$$

4. Ділильний діаметр:

для черв'яка

$$d_1 = m q; \quad (4.3)$$

для колеса

$$d_2 = m z_2, \quad (4.4)$$

де q – коефіцієнт діаметра черв'яка;

$$q_{\min} = 0,212 z_2 \quad (4.5)$$

Ряд величин q за ДСТ 2144-93 такий: 8; 10; 12,5; 16; 20.

5. Міжосьова відстань

$$a_w = 0,5(q + z_2) \quad (4.6)$$

6. Коефіцієнт зміщення інструменту, при виготовленні колеса

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) \quad (4.7)$$

$$0 < x < 1 \quad (4.8)$$

Кінематичні параметри черв'ячного редуктора

1. Передатне число редуктора

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad (4.9)$$

де z_1 – кількість витків (заходів) черв'яка.

2. Колова швидкість, м / с

$$v = \frac{\pi d_1 n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (4.10)$$

де d_1 – ділительний діаметр черв'яка;

n_2 – частота обертання тихохідного вала, хв^{-1} .

5. Швидкість ковзання, м / с

$$v_s = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 1000 \gamma_w}, \quad (4.11)$$

де γ_w – кут підйому гвинтової лінії на початковому циліндрі черв'яка;

$$\gamma_w = \frac{z_1}{q + 2x} \quad (4.12)$$

d_{w1} – діаметр початкового кола черв'яка;

$$d_{w1} = m (q + 2x) \quad (4.13)$$

n_1 – частота обертання швидкохідного вала, хв^{-1}

Силові параметри черв'ячного редуктора

1. Коефіцієнт корисної дії редуктора

$$\eta = (0,95\dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)}, \quad (4.14)$$

де $\rho = \operatorname{arctg} f'$ – зведений кут тертя;

f' – зведений коефіцієнт тертя (для олов'яної бронзи в межах 0,03...0,05, для безолов'яної – 0,05...0,07).

$$\eta \approx 0,9 \left(1 - \frac{u}{2000}\right) \quad (4.15)$$

2. Обертальний момент на валах T_i , Н·м

$$T_i = \left(\frac{d_{ki}}{k}\right)^3, \quad (4.16)$$

де d_k – діаметр консольної (кінцевої) ділянки валів;

k – коефіцієнт виду вала (для швидкохідних в межах 7...8, для тихохідних – 5...6).

3. Колова сила в зачепленні F_{t_i} , Н

$$F_{t1} = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_{w1}} \quad (4.17)$$

$$F_{t2} = \frac{2 \times 10^3 T_2}{m z_2} \quad (4.18)$$

5. Радіальна сила в зачепленні коліс F_r , Н

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (4.19)$$

де α – кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$ для передач, виготовлених без зміщення інструмента.

6. Осьова сила в зачепленні

$$F_{a1} = F_{t2}; F_{a2} = F_{t1}. \quad (4.20)$$

Технічна характеристика

1. Обертальний момент на тихохідному валу редуктора _____ T_2 , Н·м;
2. Частота обертання тихохідного вала n_2 _____ хв^{-1} ;

3. Передаточне число редуктора u_p _____;
 4. ККД редуктора η_p _____

Таблиця 4.1

**Результати вимірювань габаритних і приєднувальних
розмірів черв'ячного редуктора**

Параметри	Значення, мм
Довжина	
Ширина	
Висота	
Діаметр швидкохідного вала	
Розміри шпонок	
Діаметр тихохідного вала	
Довжина виступаючого кінця тихохідного вала	
Відстань від опорної поверхні редуктора до осей:	
Черв'яка	
Колеса	
Міжосьова відстань	

Таблиця 4.2

Результати вимірювання параметрів черв'ячної передачі

Параметри черв'яка	Значення	Параметри черв'ячного колеса	Значення
Кількість заходів Z		Кількість зубів Z_2	
Осьовий крок P_x , мм		Діаметр вершин d_a , мм	
Діаметр вершин d_a , мм		Найбільший діаметр d_{am}	
Довжина нарізаної частини b_1 , мм		Ширина b_2 , мм	

Таблиця 4.3

Результати розрахунків параметрів зачеплення

Параметри	Результати
Модуль, мм	$m = P_x / \pi$
Передаточне число	$u = z_2 / z_1$

Коефіцієнт діаметра черв'яка	$q = 2a_w / m - z_2 $
Ділильний діаметр черв'яка,	$d_1 = m q$
Діаметр вершин черв'яка, мм	$d_{a1} = d_1 + 2m$
Коефіцієнт зміщення, мм	$\chi = a_w / m - 0,5 m (z_2 + q)$
Діаметр кола западин черв'яка,	$d_{f1} = m (q - 2,4)$
Ділильний діаметр колеса, мм	$d_2 = m z_2$
Діаметр кола вершин колеса,	$d_{a2} = m (z_2 + 2 + 2 \chi)$
Діаметр кола западин колеса,	$d_{f2} = m (z_2 - 2,4 + 2 \chi)$
Найбільший діаметр колеса, мм	$d_{am2} < d_{a2} + 6m / (z_1 + 2)$

Послідовність виконання лабораторної роботи

1. Вивчають конструкцію черв'ячного редуктора, морфологічні і функціональні властивості всіх його складових частин за складальним кресленням або у процесі розбирання редуктора.
2. Вимірюють геометричні параметри черв'ячного редуктора.
3. Вимірюють геометричні параметри черв'ячної передачі.
4. Розраховують геометричні параметри зачеплення черв'ячної передачі.
5. Оформляють протокол лабораторної роботи (табл.4.1,4.2, 4.3).

Зміст звіту

1. Назва, мета, обладнання лабораторної роботи.
2. Результати вимірювання і розрахунків параметрів редуктора (табл.4.1, 4.2, 4.3).
3. Технічна характеристика редуктора.
4. Висновки.

Контрольні запитання

1. Призначення і область використання черв'ячних редукторів.
2. Основні переваги черв'ячних редукторів над циліндричними редукторами.
3. Чому черв'ячні передачі не використовують для передачі великих потужностей?
4. Навіщо і як виконують черв'ячні передачі зі зміщенням?
5. Поясніть поняття «кількість заходів черв'яка».
6. Які сили діють у черв'ячній передачі та як вони направлені?
7. Як обчислюють ККД черв'ячної передачі?
8. Які схеми установки підшипників кочення використовують у черв'ячному редукторі?
9. Якими способами регулюють зазори в підшипникових вузлах?
10. Якими способами можна збільшити тепловіддачу в процесі роботи черв'ячного редуктора?

ТЕСТОВЕ ЗАВДАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ №4

<p>1. Душник використовують для</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> нагріву; <input type="checkbox"/> охолодження; <input type="checkbox"/> регулювання тиску; <input type="checkbox"/> зрівноваження тиску <p>2. Лабіринтові ущільнення використовують для ізоляції</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тверде мастило; <input type="checkbox"/> перепад тисків; <input type="checkbox"/> повстяні кільця; <input type="checkbox"/> зазори <p>3. Манжетне ущільнення встановлюють з ... боку підшипника</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> внутрішнього; <input type="checkbox"/> зовнішнього; <input type="checkbox"/> з обох ; 	<p>8. Дію якого явища компенсує душник?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> теплове розширення; <input type="checkbox"/> теплове звуження; <input type="checkbox"/> 1 або 2; <input type="checkbox"/> інтерференції зубів <p>9. Найменший обертальний момент на...валу</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> швидкохідному; <input type="checkbox"/> проміжному; <input type="checkbox"/> тихохідному; <input type="checkbox"/> приводному <p>10. Найменша потужність на ... валу</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тихохідному; <input type="checkbox"/> проміжному; <input type="checkbox"/> швидкохідному; <input type="checkbox"/> приводному 	<p>15. Зміщення виконують для</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> черв'ячного колеса; <input type="checkbox"/> черв'яка; <input type="checkbox"/> 1 і 2; <input type="checkbox"/> Архімедового черв'яка <p>16. γ – це кут</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> профілю; <input type="checkbox"/> черв'ячної передачі; <input type="checkbox"/> підйому гвинтової лінії на початковому циліндрі черв'яка; <input type="checkbox"/> підйому гвинтової лінії на ділільному циліндрі черв'яка <p>17. Бобишки – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> опори валів; <input type="checkbox"/> отвори під болти; <input type="checkbox"/> накладні кришки;
--	--	--

<p><input type="checkbox"/> лівого</p> <p>4. Редуктор нагрівається через</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ковзання; <input type="checkbox"/> тертя; <input type="checkbox"/> тиску; <input type="checkbox"/> відсутність змащення <p>5. Який модуль використовують?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> нормальний ; <input type="checkbox"/> торцевий колеса; <input type="checkbox"/> осьовий черв'яка; <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>6. Який спосіб змащування редуктора є найбільш уживаним на практиці?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> картерний; <input type="checkbox"/> під тиском; <input type="checkbox"/> розприскування; <input type="checkbox"/> 1 і 2 <input type="checkbox"/> <p>7. Який вал редуктора може мати крильчатку?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> проміжний; <input type="checkbox"/> швидкохідний; <input type="checkbox"/> тихохідний; <input type="checkbox"/> приводний 	<p>11. Найбільше передаточне число редуктора</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 8; <input type="checkbox"/> 12; <input type="checkbox"/> 80; <input type="checkbox"/> 100 <p>12. Яка сила черв'ячної передачі виконує корисну роботу?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> осьова; <input type="checkbox"/> колова; <input type="checkbox"/> радіальна; <input type="checkbox"/> відцентрова <p>13. Які сили черв'ячної передачі мають спільну лінію дії, але різні напрямки?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> F_{a1} і F_{a2}; <input type="checkbox"/> F_{a1} і F_{t2}; <input type="checkbox"/> F_{a1} і F_{t1}; <input type="checkbox"/> всі неправильні <p>14. В якому редукторі менше тертя черв'яка по зубам колеса?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> нижнє розташування черв'яка; <input type="checkbox"/> верхнє розташування черв'яка; <input type="checkbox"/> бічне розташування черв'яка; <input type="checkbox"/> 2 або 3 	<p><input type="checkbox"/> місцеві потовщення поблизу підшипникових гнізд</p> <p>18. У схемі установки підшипників кочення «у розпір» є упор у</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> внутрішнє кільце; <input type="checkbox"/> зовнішнє кільце з внутрішнього боку редуктора; <input type="checkbox"/> зовнішнє кільце із зовнішнього боку редуктора; <input type="checkbox"/> сепаратор із тілами кочення <p>19. Ребра на корпусі черв'ячного редуктора або його масивний чавунний корпус із масивною кришкою для ефективного</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД; <input type="checkbox"/> процесу тепловіддачі; <input type="checkbox"/> обертального моменту; <input type="checkbox"/> процесу теплопровідності <p>20. Яке відношення між параметрами d_2, d_{a2} і d_{am2} правильне?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $d_2 = d_{a2} = d_{am2}$; <input type="checkbox"/> $d_2 = d_{a2} < d_{am2}$; <input type="checkbox"/> $d_2 < d_{a2} < d_{am2}$; <input type="checkbox"/> $d_2 < d_{a2} > d_{am2}$
--	---	---

Лабораторна робота №5

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВАРІАТОРА ШВИДКОСТІ

Мета роботи: вивчення конструкції, принципу дії та визначення параметрів лобового і конічного з пересувним циліндричним котком варіаторів.

Обладнання та матеріали: лобовий і конічний варіатор, тахометр, штангенциркуль.

Теоретичні відомості

Варіатор – це механізм для безступінчастого регулювання передаточного числа між приводом і робочим органом машини. Варіатори використовуються в приводах метало - і деревообробних верстатів, пресів, конвеєрів, машинах хімічної, текстильної і паперової промисловості.

Найпростішим варіатором швидкості є лобовий фрикційний (рис.5.1), в якому при переміщенні правого (ведучого) котка в лівий бік по нижньому (веденому) котку відбувається зміна передаточного числа. У лобового варіатора робоча поверхня правого котка циліндрична, а нижнього – плоска.

Змінне передаточне число лобового варіатора (рис. 3) обчислюють за формулою:

$$u_i = \frac{R_{2i}}{R_1(1 - \varepsilon)}, \quad (5.1)$$

де R_{2i} – змінний радіус на плоскій робочій поверхні веденого котка;

R_1 – постійний радіус ведучого котка;

ε – коефіцієнт ковзання котків (для пари гума – сталь $\varepsilon = 0,03$).

Існує лінійна залежність зміни колової швидкості V_{2i} точок веденого котка лобового варіатора від відстані до його осі обертання (на рис. 5.4 V_D , де індекс «Д» - диск). Колова швидкість точок на поверхні ведучого котка лобового варіатора однакова по всій його ширині і дорівнює V_1 (на рис. 5.4 V_p , де індекс «р»-ролик). Посередині лінії контакту, розашованій на веденому

котку досягається рівність швидкостей $V_1 = V_2$ (рис.5.4) і $V_1 = V_{1max}$. Точка лінії контакту двох котків лобового варіатора, в якій їхні лінійні швидкості однакові називається полюсом кочення O .

З міркувань зменшення енергозатрат при роботі варіатора на холостому ходу необхідно, щоб полюс кочення O був розміщений посередині лінії контакту котків. Сили опору на веденому валу варіатора є зовнішніми і не залежать від зміни швидкості в ньому, тому привод без навантаження (на холостому ходу) працює з постійним обертальним моментом сил опору ($T_2=const$). При роботі під навантаженням (змінний обертальний момент сил опору T_2) розташування полюса кочення зміщується від осі обертання веденого котка в бік його периферії (до краю диска).

У точках, що не збігаються з полюсом кочення O лінійні швидкості котків неоднакові, тому виникає ковзання між контактуючими поверхнями зі швидкістю $V_k = V_1 - V_2$, а для оцінки характеру ковзання використовують коефіцієнт ковзання, обчислений за формулою:

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

Величина коефіцієнта ковзання лежить у межах $\varepsilon = (0,005...0,03)$.

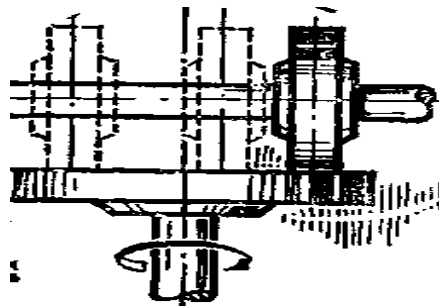


Рис. 5.1. Загальний вигляд лобового варіатора



Рис. 5.2 Загальний вигляд конічного варіатора з пересувним циліндричним котком

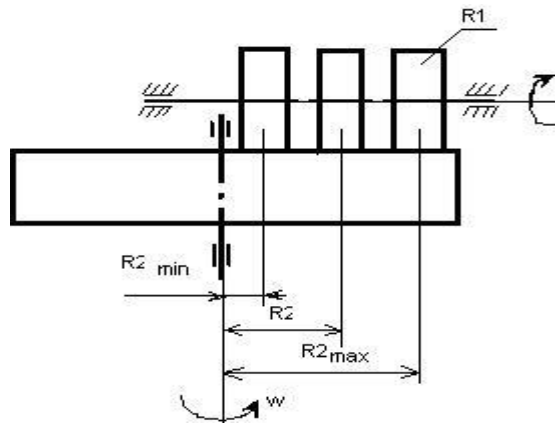


Рис. 5.3. Розрахункова схема лобового варіатора

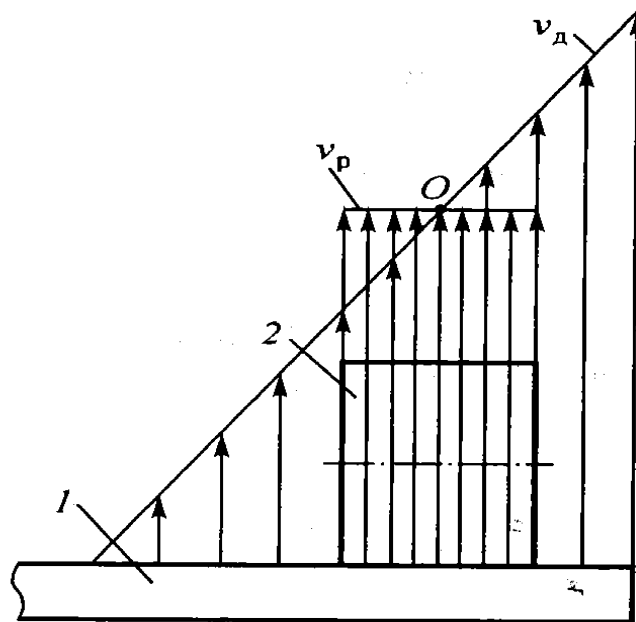


Рис. 5.4. Епюра зміни швидкості веденого котка або диска і швидкості ведучого котка або ролика в полюсі кочення:

V_d – лінійна швидкість диска;

V_p – лінійна швидкість ролика;

O – полюс кочення.

Експлуатаційні показники варіатора обчислюються за наступними формулами:

- діапазон регулювання (основна кінематична характеристика варіатора):

$$D = n_{2\max}/n_{2\min} = u_{\max}/u_{\min} = R_{2\max} / R_{2\min}, \quad (5.3)$$

де $n_{2\min}$, $n_{2\max}$ – граничні частоти обертання веденого котка;

u_{\max} , u_{\min} – граничні передаточні числа лобового варіатора;

- обертальні моменти на ведучому котку:

$$T_{1x} = T_2/u_x \eta_x, \quad (5.4)$$

$$T_{1min} = T_2/u_{min} \eta_{min}, \quad (5.5)$$

$$T_{1max} = T_2/u_{max} \eta_{max}, \quad (5.6)$$

де T_{1x} , T_{1max} , T_{1min} – змінні і граничні обертальні моменти;

u_x – змінні і граничні передаточні числа;

η_x , η_{max} , η_{min} – змінні і граничні ККД.

- коефіцієнти корисної дії:

$$\eta_i = \frac{T_2 n_{2i}}{T_i n_{1i}}, \quad (5.7)$$

де $i = x; max; min$;

x – змінне значення, одержане на середині лінії контакту котків.

T_{1max} , крім формули (5.6), можна наближено обчислити за формулою:

$$T_{1max} = 9,55 \frac{P_{1max}}{n_1}, \quad (5.8)$$

де P_{1max} – максимальна потужність на ведучому котку при найменшому передаточному числі лобового варіатора (рис.5.5). Для заданої дослідної установки її можна обчислити за формулою:

$$P_{1max} = \eta_{пас} \eta_{пкч} = 0,95 \times 0,99 \times P_{ном} = 0,94 P_{ном}, \quad (5.9)$$

де $\eta_{пас}$ і $\eta_{пкч}$ – ККД пасової передачі і підшипників кочення;

$P_{ном}$ – номінальна потужність електродвигуна (750 Вт).

Отже, $P_{1max} = 705$ Вт.

Змінна потужність на веденому котку:

$$P_{2x} = T_2 n_{2x} / 97400, \quad (5.10)$$

де n_{2x} – проміжна частота обертання веденого котка, $хв^{-1}$;

T_2 – обертальний момент на веденому котку.

Змінні і граничні передаточні числа (або формула (5.1)):

$$u_x = n_1 / n_{2x}, \quad (5.11)$$

$$u_{max} = n_1 / n_{2min}, \quad (5.12)$$

$$u_{min} = n_1 / n_{2max}, \quad (5.13)$$

де n_1 – частота обертання ведучого котка, $хв^{-1}$;

Відношення граничних значень потужностей у крайніх положеннях:

$$P_{1\max}/P_{1\min} = T_{1\max}/T_{1\min} = D \eta_{\max}/\eta_{\min}, \quad (5.14)$$

де $P_{1\max}$, $P_{1\min}$ – потужності на ведучому валу в крайніх положеннях.

Залежність потужності, обертального моменту від передаточного числа наведено на графіку (рис.5.5).

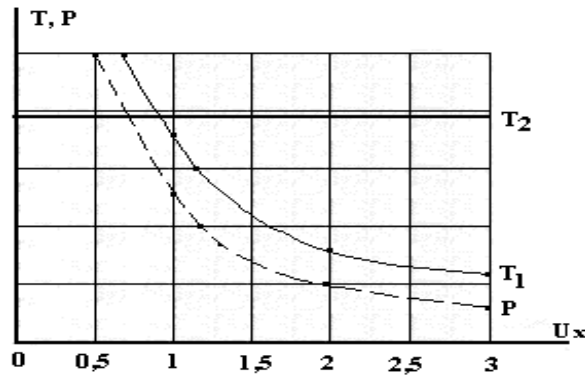


Рис. 5.5. Графік зв'язку потужності,

обертального моменту і передаточного числа варіатора:

T_2 – момент сил опору на веденому валу при роботі в режимі холостого ходу; T_{1i} – момент рушійних сил на ведучому валу; P_{1i} – потужність на ведучому валу

Технічна характеристика варіатора

1. Діапазон регулювання D _____;
2. Частоти обертання веденого котка $n_{2\min, 2\max}$ _____ хв^{-1} ;
3. Обертальний момент на котках варіатора _____ T_i , Н·м
4. ККД варіатора $\eta_{\min, \max}$ _____.

Таблиця 5.1

Параметри варіатора швидкості

Параметр	Мінімальна величина	Максимальна величина	Діапазон зміни величини
Частота обертання веденого котка,			

хв ⁻¹			
Частота обертання ведучого котка, хв ⁻¹			
Діапазон регулювання			
Обертальний момент на веденому котку, Н*м			
Потужність на веденому котку, Вт			
ККД варіатора, η			

Послідовність виконання лабораторної роботи

1. Виставляють ведучий коток лобового варіатора на відстані R_{\max} (див. рис.5.3), вмикають електродвигун та записують за показами тахометра значення $n_{2\min}$.

2. Плавню пересувають ведучий коток лобового варіатора на відстань R_{\min} (див. рис.5.3) та записують за показами тахометра значення $n_{2\max}$.

3. Обчислюють діапазон зміни частоти обертання веденого вала.

4. Визначають частоту обертання ведучого котка за формулою:

$$n_1 = n_{2\max} / u_{\text{варіатора}} \quad (5.15)$$

5. Обчислюють діапазон регулювання.

6. Обчислюють обертальний момент на веденому котку котку за формулою:

$$T_2 = T_{1\max} u_{\text{варіатора}} \eta_{\text{варіатора}} \eta_{\text{підшипників кочення}} \quad (5.16)$$

7. Обчислюють потужність на веденому котку за формулою (5.10).
8. Обчислюють ККД варіатора за формулою (5.7).
9. Оформляють протокол лабораторної роботи (табл.5.1).

Зміст звіту

1. Назва, мета, обладнання лабораторної роботи.
2. Розрахункова або кінематична схема варіатора.
3. Протокол лабораторної роботи (табл.5.1).
3. Технічна характеристика варіатора.
4. Висновки.

Контрольні запитання

1. Який механізм називають варіатором?
2. Яка будова лобового і конічного варіаторів.
3. Що характеризує діапазон регулювання?
4. Назвіть переваги варіаторів.
5. Запишіть формулу діапазону регулювання.
6. Дайте визначення ККД варіатора.
7. Дайте визначення змінної передаваної потужності.
8. Дайте визначення передаточних чисел.
9. Дайте визначення обертальних моментів на ведучому валу.
10. Пояснити причину незмінного значення T_2 .

ТЕСТОВЕ ЗАВДАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ №5

<p>1. Чи змінюється розташування на діаграмі (рис.5) лінії T_2 для різних за розмірами лобових варіаторів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> так; <input type="checkbox"/> ні; <input type="checkbox"/> завжди менше T_1; <input type="checkbox"/> завжди більше T_1 <p>2. Швидкості точок на лінії контакту веденого</p>	<p>7. Яка швидкість веденого котка в полюсі кочення?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> найбільша; <input type="checkbox"/> найменша; <input type="checkbox"/> оптимальна; <input type="checkbox"/> рівна швидкості ведучого котка <p>8. Колова сила на веденому котку?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> більша за силу тертя між котками; <input type="checkbox"/> менша за силу 	<p>14. При якому розташуванні ведучого котка швидкість веденого найбільша?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> на осі веденого котка; <input type="checkbox"/> на краю веденого котка; <input type="checkbox"/> поблизу осі веденого котка; <input type="checkbox"/> 2 або 3 <p>15. При якому</p>
--	---	---

<p>котка</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> змінні; <input type="checkbox"/> незмінні; <input type="checkbox"/> пропорційно змінні; <input type="checkbox"/> обернено пропорційно змінні <p>3. Поліус кочення – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> крайня точка; <input type="checkbox"/> точка на осі обертання; <input type="checkbox"/> точка на краю веденого котка; <input type="checkbox"/> точка на середині відстані від центру до краю котка <p>4. У полюсі кочення швидкості котків</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> змінюються; <input type="checkbox"/> не змінюються; <input type="checkbox"/> змінюються залежно від ковзання; <input type="checkbox"/> однакові, бо ковзання відсутнє <p>5. Як реверсувати обертання веденого котка?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> змінити напрям обертання вала двигуна; <input type="checkbox"/> розмістити ведучий коток на осі обертання веденого котка; <input type="checkbox"/> пересунути ведучий коток за вісь обертання веденого котка; <input type="checkbox"/> відповіді неправильні <p>6. Яка швидкість ведучого котка в полюсі кочення?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> мінімальна; <input type="checkbox"/> максимальна; <input type="checkbox"/> оптимальна; <input type="checkbox"/> 1 і 2 	<p>тертя між котками;</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 1 або 2; <input type="checkbox"/> відповіді неправильні <p>9. Обертальний момент на веденому котку постійний</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> завжди; <input type="checkbox"/> на холостому ході; <input type="checkbox"/> під навантаженням; <input type="checkbox"/> без навантаження <p>10. Обертальний момент на веденому котку змінний</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> завжди; <input type="checkbox"/> без навантаження; <input type="checkbox"/> при холостому ході; <input type="checkbox"/> під навантаженням <p>11. При навантаженні веденого котка полюс кочення зміщується</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> до його осі обертання; <input type="checkbox"/> від його осі обертання; <input type="checkbox"/> на 3 мм; <input type="checkbox"/> на 1мм <p>12. При якому значенні передаточного числа ККД найбільший?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> мінімальному; <input type="checkbox"/> максимальному; <input type="checkbox"/> проміжному; <input type="checkbox"/> відповіді неправильні <p>13. При якому значенні передаточного числа ККД найменший?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> проміжному; <input type="checkbox"/> максимальному; <input type="checkbox"/> мінімальному; <input type="checkbox"/> 1 і 2 	<p>розташуванні ведучого котка швидкість веденого найменша?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> на краю веденого котка; <input type="checkbox"/> поблизу осі веденого котка; <input type="checkbox"/> на осі веденого котка; <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>16. Коли електродвигун споживає найменше електроенергії?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> U_{max}; <input type="checkbox"/> U_{min}; <input type="checkbox"/> U_x; <input type="checkbox"/> 1 або 3 <p>17. Де найменша швидкість конічного варіатора?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> D_{2max}; <input type="checkbox"/> D_{2min}; <input type="checkbox"/> D_{2x}; <input type="checkbox"/> відповіді неправильні <p>18. Який параметр варіатора належить до основних?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> передаточне число; <input type="checkbox"/> обертальний момент; <input type="checkbox"/> потужність; <input type="checkbox"/> діапазон регулювання <p>19. $\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1}$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД; <input type="checkbox"/> коефіцієнта тертя; <input type="checkbox"/> коефіцієнта кочення; <input type="checkbox"/> коефіцієнта ковзання <p>20. У полюсі кочення ковзання</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> присутнє; <input type="checkbox"/> відсутнє; <input type="checkbox"/> 1 або 2; <input type="checkbox"/> найменше
--	---	--

Лабораторна робота №6
ВИВЧЕННЯ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ
ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ НА ТЯГОВУ ЗДАТНІСТЬ

Мета роботи: засвоєння методики дослідження пасової передачі на тягову здатність.

Обладнання та інструменти: лабораторна установка, індикатори годинникового типу.

Теоретичні відомості

Механічна енергія обертального руху передається від ведучого до веденого шківів за допомогою сил тертя між пасом і поверхнею шківів. Умовою появи сил тертя є початковий натяг паса, який зумовлює утворення внутрішньої сили опору пружній деформації матеріалу паса, що притискає його до шківів.

Передаточне число пасової передачі лежить у межах 2...8, але з метою зменшення габаритних розмірів передачі оптимальне значення $u = 4$, тому в конструкціях приводів вона розміщується на швидкохідній ступені (на вході чи початку приводу).

Основні критерії працездатності передачі тягова здатність і довговічність паса. Тягова здатність залежить від сили тертя між пасом і шківом та характеризується кривими ковзання і ККД.

Після прикладання обертального моменту до ведучого шківа передачі відбувається перерозподіл сил натягу у вітках паса – ведуча (набігає на ведучий шків) додатково навантажується, а навантаження веденої (збігає з ведучого шківа) – зменшується. Різні сили натягу двох віток паса зумовлюють утворення різних за величиною деформацій та є причиною технічного явища пружне ковзання – на ведучому шківі пас скорочується, тому лінійні швидкості його точок менші за швидкість точок ведучого шківа,

а на веденому пас видовжується і лінійні швидкості його точок більші за швидкість точок веденого шківа. Це явище приводить до зміни кутової швидкості на веденому валу, втрати частини потужності, нагрівання і електризації та спрацювання паса.

Вплив на тягову здатність паса фактора тертя між пасом і шківом досліджений Л. Ейлером і має вигляд:

$$F_1 / F_2 = e^{\alpha f}, \quad (6.1)$$

де F_1 і F_2 – сили натягу у ведучій і веденій вітках паса, Н;

e – основа натурального логарифма;

α – кут обхвату пасом шківа;

f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом.

Щоб дослідити тягову здатність пасової передачі, будують графік за експериментальними даними подібний наведеному на рис.6.1, по осі ординат якого відкладають коефіцієнт відносного пружного ковзання, а по осі абсцис-навантаження передачі, яке виражають через коефіцієнт тяги:

$$\xi = 1 - d_2 n_2 / d_1 n_1, \quad (6.2)$$

де n_2 і n_1 – частоти обертання веденого і ведучого шківів, хв^{-1} ;

та ККД

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1}, \quad (6.3)$$

де T_2 і T_1 – обертальні моменти на веденому і ведучому шківках або моменти зовнішніх сил опору і моменти рушійних сил, Н м;

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

де $F_t = 2 T_2 / d_2$ – колова сила, Н;

F_0 – сила початкового натягу паса, Н;

d_2 – діаметр веденого шківа, мм.

За величиною коефіцієнту тяги φ визначають, яку частину початкового натягу F_0 використовують для передачі колової сили F_t та характеристику навантаження передачі.

Втрати потужності (зменшення ККД) пов'язані з пружним гістерезисом перерізу паса при згині, пружним ковзанням паса по шківках, тертям в опорах шківів, аеродинамічним опором паса.

Згідно з кривими ковзання робота пасової передачі буде ефективною, коли коефіцієнт наближається до φ_0 (відповідає найбільшій ККД). Коли $\varphi > \varphi_0$ допускається нетривала робота передачі, наприклад, у період пуску або короткочасних перевантажень. Отже, розрахунок пасових передач полягає у визначенні тягової здатності на основі аналізу кривих ковзання і ККД.

Довговічність паса залежить від втомної міцності матеріалу паса, а вона, – в свою чергу, від кількості циклів зміни напружень у перерізах паса. Тому показником критерію довговічності є частота пробігів паса за одиницю часу (c^{-1}).

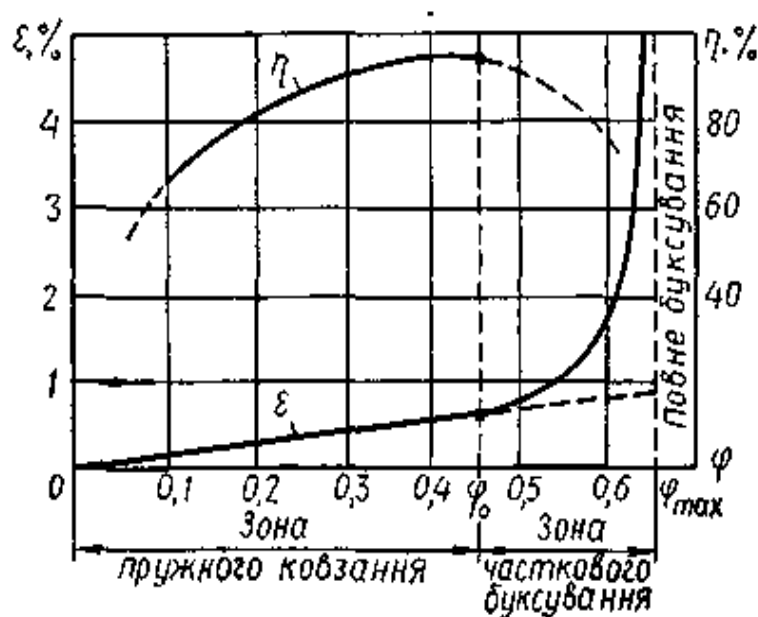


Рис. 6.1. Криві ковзання та ККД пасової передачі

Відомості про лабораторну установку для визначення тягової здатності паса

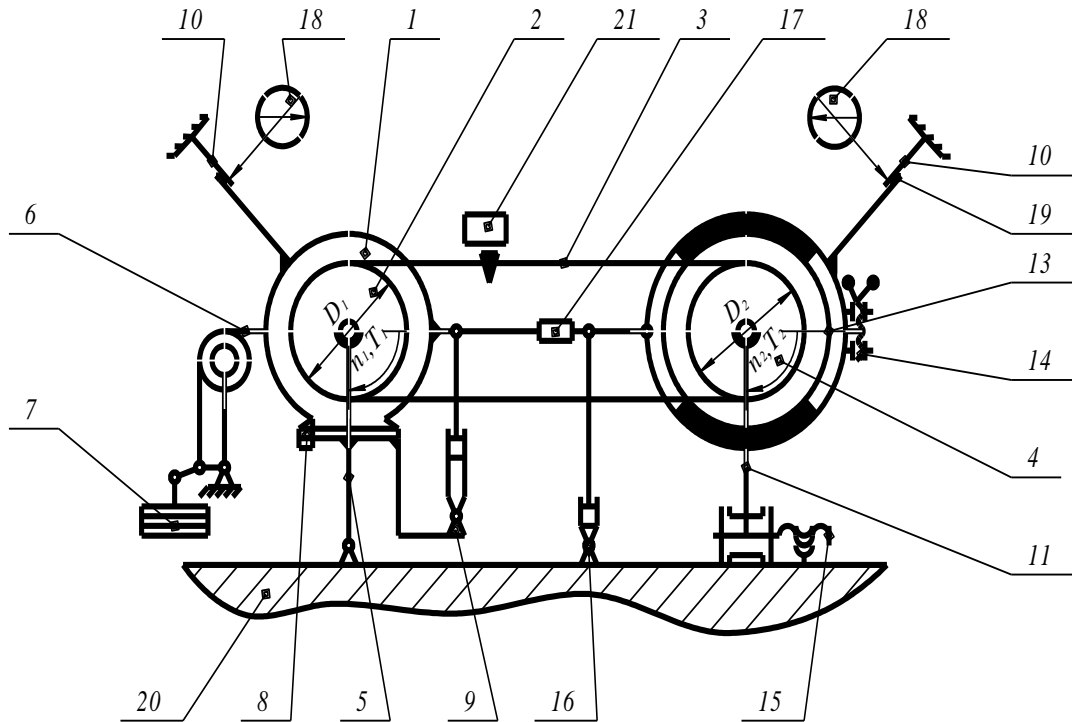


Рис. 6. 2. Схема лабораторної установки:

*1 - електродвигун; 2 - шків ведучий; 3 - пас клиновий; 4 - шків ведений;
5 - рама; 6 - трос; 7 - тягарець; 8,17 - тягарці для зрівноважування; 9,16 -
демпфери; 10 - тензометричні балки; 11 - платформа; 12 - гальмо колодкове
(темні дуги на схемі); 13 - шків гальма; 14 - гвинт навантаження; 15 - гвинт
ходовий; 18 - індикатори моментів; 19 - важелі з призмами; 20 - корпус
установки; 21 - лічильники обертів шківів*

Технічна характеристика лабораторної установки

1. Потужність електродвигуна $P=1,1$ кВт;
2. Частота обертання електродвигуна $n_{дв}= 980$ хв⁻¹;
3. Ціна поділки індикатора:
на двигуні- $K_1 = 0,12$ Н·м/под.;

на гальмі- $K_2 = 0,14 \text{ Н}\cdot\text{м/под.}$;

4. Співвідношення пліч важеля підвіски 1:5;
5. Вага підвіски з тягарцем $G_B = 40 \dots 80 \text{ Н}$;
6. Попередній натяг паса $F_0 = 5G_B/2 \text{ Н}$;
7. Діаметр шківів пасової передачі $d_1 = d_2 = 125 \text{ мм}$;
8. Номінальна міжосьова відстань $a = 504 \text{ мм}$.
9. Параметри паса: клиновий, ДСТ 1284.1 - 89, тип А, площа поперечного перерізу $A = 81 \text{ мм}^2$, довжина $L=1400 \text{ мм}$, сила початкового натягу $F_0 = 100 \text{ Н}$;

Частоту обертання шківів вимірюють імпульсним датчиком, а моменти індикатором годинникового типу за відхиленням тензометричної балки.

Послідовність виконання дослідження паса на тягову здатність

1. Включають електродвигун і вимірюють за допомогою імпульсних лічильників частоти обертання ведучого і веденого шківів при роботі без навантаження пасової передачі гальмами. За відомими значеннями частот обертання обчислюють коефіцієнт пружного ковзання при холостому ході передачі.

2. За допомогою колодкового гальма ступінчасто навантажують пасову передачу, визначивши на кожній ступені обертальні моменти на валах і частоти обертання за рівні проміжки часу. Обчислюють коефіцієнти пружного ковзання за різних навантаженнях веденого вала.

3. Повторюють пп.1-2 три рази.

4. Висновки.

Зміст звіту

1. Назва і мета лабораторної роботи.
2. Схема лабораторної установки.
3. Основні параметри установки.

4. Висновки.

Контрольні запитання

1. Чому у приводах машин пасову передачу розміщують на швидкохідній ступені ?
2. Для чого пасовій передачі необхідний початковий натяг?
3. Яка причина пружного ковзання, що воно характеризує? Чи можна його усунути?
4. З якими явищами пов'язані втрати потужності в пасовій передачі? Чим вони характеризуються?
5. Чим відрізняється пружне ковзання від буксування паса?
6. Що є основними критеріями працездатності пасової передачі?
7. Як визначається коефіцієнт тяги?
8. При яких значеннях коефіцієнта тяги оптимальні умови роботи пасової передачі?
9. Поясніть методику визначення обертальних моментів?
10. Поясніть принцип дії установки.

ТЕСТОВЕ ЗАВДАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ №6

<p>1.Притискання паса до шківів відбувається за допомогою</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> сили тертя; <input type="checkbox"/> початкового натягу; <input type="checkbox"/> пружної деформації; <input type="checkbox"/> сили опору пружній деформації <p>2. Пасова передача розташована на початку привода, щоб дотриматися</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тягової здатності; <input type="checkbox"/> габаритних розмірів; 	<p>7. В явищі пружного ковзання пас на веденому шківі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> скорочується; <input type="checkbox"/> видовжується; <input type="checkbox"/> пружно деформується; <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>8. В явищі пружного ковзання швидкості точок паса і шківів</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> однакові; <input type="checkbox"/> різні; <input type="checkbox"/> 1 або 2; <input type="checkbox"/> на ведучому більші <p>9. Тягову здатність паса оцінюють</p>	<p>14. Криві ковзання і ККД для різних пасів</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> однакові; <input type="checkbox"/> різні; <input type="checkbox"/> типові; <input type="checkbox"/> 2 – 3 <p>15. Умова оптимального коефіцієнту тяги</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> min ККД; <input type="checkbox"/> max ККД; <input type="checkbox"/> min пружне ковзання; <input type="checkbox"/> max пружне ковзання <p>16. Існує відношення між коловою силою пасової передачі і</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> T_1; <input type="checkbox"/> T_2;
---	---	--

<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> пружного ковзання; <input type="checkbox"/> сили тертя <p>3. Ознака ведучої вітки паса</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> набігання на ведучий шків; <input type="checkbox"/> набігання на ведений шків; <input type="checkbox"/> збігання з ведучого шківа; <input type="checkbox"/> збігання з веденого шківа <p>4. Ознака веденої вітки паса</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> набігання на ведучий шків; <input type="checkbox"/> набігання на ведений шків; <input type="checkbox"/> збігання з ведучого шківа; <input type="checkbox"/> збігання з веденого шківа <p>5. Причина явища пружного ковзання паса</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> різні деформації; <input type="checkbox"/> різні деформації віток паса; <input type="checkbox"/> різні швидкості; <input type="checkbox"/> різні сили натягу <p>6. В явищі пружного ковзання пас на ведучому шківі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> скорочується; <input type="checkbox"/> видовжується; <input type="checkbox"/> пружно деформується; <input type="checkbox"/> 1 і 2 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> теоретично; <input type="checkbox"/> експериментально; <input type="checkbox"/> графічно; <input type="checkbox"/> за формулою; <p>10. T_2 – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> момент; <input type="checkbox"/> обертальний момент; <input type="checkbox"/> обертальний момент на ведучому шківі; <input type="checkbox"/> момент сил опору <p>11. T_1 – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> момент; <input type="checkbox"/> обертальний момент; <input type="checkbox"/> обертальний момент на ведучому шківі; <input type="checkbox"/> момент сил опору <p>12. У зоні пружного ковзання обертальний рух</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> передається; <input type="checkbox"/> передається частково; <input type="checkbox"/> не передається; <input type="checkbox"/> всі неправильні <p>13. У зоні повного буксування обертальний рух</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> передається; <input type="checkbox"/> передається частково; <input type="checkbox"/> не передається; <input type="checkbox"/> всі неправильні 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> d_1; <input type="checkbox"/> d_2 <p>17. Існує відношення між частотою пробігів паса і</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД; <input type="checkbox"/> пружним ковзанням; <input type="checkbox"/> кількістю циклів зміни напружень; <input type="checkbox"/> коефіцієнтом тяги <p>18. Колодкові гальма установки використовуються для</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зупинки установки; <input type="checkbox"/> попереднього натягу паса; <input type="checkbox"/> імітації сил опору; <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>19. Обертальні моменти на валах установки визначають</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> за формулами; <input type="checkbox"/> тахометрами; <input type="checkbox"/> динамометрами; <input type="checkbox"/> індикаторами годинникового типу з тарувальними характеристиками <p>20. Кількість обертів валів пасової передачі в установці визначають</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тахометрами; <input type="checkbox"/> спідометрами; <input type="checkbox"/> імпульсними лічильниками; <input type="checkbox"/> графічно
--	--	---

Лабораторна робота № 7

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Мета роботи: засвоєння системи умовних позначень підшипників кочення та алгоритму їх вибору.

Обладнання та інструменти: набір підшипників, штангенциркуль, калькулятор.

Теоретичні відомості

Підшипники кочення виконують функцію опор валів. Умовне позначення підшипника містить від 7 до 3 цифр, які позначають внутрішній діаметр, розмірну серію, тип і конструктивні особливості. Нулі, які стоять лівіше останньої значущої цифри не проставляються. У цьому випадку кількість цифр, що входить до умовного позначення буде менше семи, наприклад, 7312.

Послідовність відліку цифр умовного позначення підшипників справа наліво. Перші дві цифри помножені на 5 – це внутрішній діаметр для $d = 20...495$ мм, наприклад, для підшипника 7312 $d = 60$ мм. Для внутрішніх діаметрів, що не входять до вказаного діапазону використовують позначення відповідно до ДСТ 3189-89 «Підшипники кулькові і роликові. Система умовних позначень».

Третя – це серія діаметрів: 1 – особливо легка; 2 – легка; 3 – середня; 4 – важка; 5 – легка широка; 6 – середня широка (рис.1). Наприклад, підшипник 7309 – середньої серії.

Четверта – це тип підшипника: 0 – кульковий радіальний однорядний (не наноситься в умовному позначенні); 1 – кульковий радіальний сферичний дворядний; 2 – роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами;

3 – роликовий радіальний сферичний дворядний; 4 – роликовий радіальний з довгими роликами (голчастий); 5 – роликовий радіальний з витими роликами; 6 – кульковий радіально-упорний; 7 – роликовий конічний; 8 – кульковий упорний і кульковий упорно-радіальний; 9 – роликовий упорний.

П'ята або п'ята з шостою цифрою – це конструктивний різновид підшипників, наявність ущільнень, захисних шайб, канавок, наприклад, порівнявши 7309 і 67309 дізнаємося, що останній має кільце з буртиком.

Сьома цифра – це серія ширин (легка широка – 5, середня широка – 6). Разом із третьою цифрою визначають розмірну серію підшипників. Ліворуч від сьомої цифри може бути нанесений через дефіс клас точності в послідовності зменшення точності: 2, 4, 5, 6, 0.

Коротка експлуатаційна характеристика підшипників кочення

Кулькові радіальні однорядні підшипники призначенні для сприйняття радіального навантаження (перпендикулярного до осі обертання) і невеликого осьового в обидва боки, а також допускають перекося осей кілець до $10...15^{\circ}$.

Кулькові радіальні дворядні сферичні призначенні для сприйняття одночасно радіальних і осьових навантажень, а також допускають перекося осей кілець до 3° .

Кулькові радіально-упорні призначенні для сприйняття одночасно радіальних і осьових навантажень, а їх здатність сприймати осьові навантаження залежить від кута контакту α (із зростанням зростає за рахунок зменшення радіального навантаження).

Роликові радіальні з короткими циліндричними роликами призначенні для сприйняття радіальних навантажень на 70 – 90% більших за кулькові, але нездатні працювати при незначних перекосях осей кілець.

Роликові конічні призначенні для сприйняття значно більших радіальних і осьових навантажень, чим кулькові підшипники. Для них

недопустимий перекося осей кілець, а також вони потребують регулювання осьових зазорів.

Кулькові упорні призначені для сприйняття осьових навантажень, та працюють при швидкостях до 10 м/с, однак на горизонтальних валах працюють гірше, ніж на вертикальних.

Роликові радіальні з голчастими роликами призначені для сприйняття радіального навантаження та застосовують у вузлах, які здійснюють коливальні рухи.

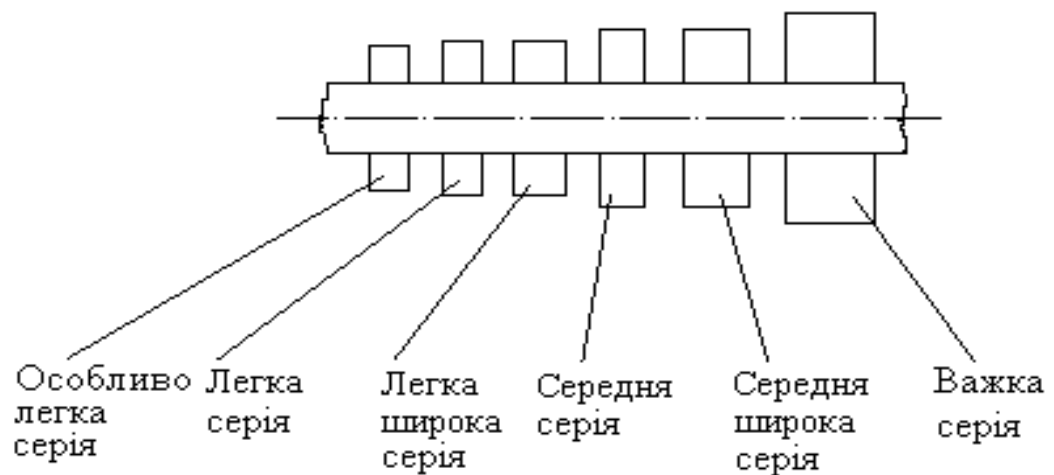


Рис. 7.1. Схема, яка ілюструє поняття серії діаметрів підшипників:

гладкий вал (по-центру); радіальні і радіально-упорні підшипники різних серій (підписані прямокутники)

Рекомендації до вибору і установки підшипників

1. Для циліндричних редукторів та коробок швидкостей використовують переважно кулькові радіальні однорядні підшипники. Вибір підшипників починають з легкої серії діаметрів, якщо розрахункова вантажопідйомність для цієї серії виявиться недостатньою, то підбір серій діаметрів відбувається послідовним їх перебором, з відповідними перехунками вантажопідйомності.

У випадку, коли для кулькових радіальних однорядних підшипників необхідна вантажопідйомність не досягається або розміри підшипникового вузла виявляються занадто великими, їх замінюють радіально-упорними або роликівими конічними типи.

2. У конічних і черв'ячних редукторах колеса повинні точно фіксуватися в осьовому напрямку, тому для них використовують роликові конічні. Вибір підшипників також починають з легкої серії діаметрів. Для опор ведучих валів при частотах обертання $n \geq 1500 \text{ хв}^{-1}$ використовують кулькові радіально-упорні.

3. Підшипникові вузли за здатністю фіксувати осьове положення вала бувають фіксуючі і плаваючі. У фіксуючих осьове переміщення вала обмежується в обох напрямках, тому крім радіальних навантажень такі вузли ще сприймають й осьові. У плаваючих осьове переміщення не обмежується, тому вони сприймають переважно радіальне навантаження.

4. Для фіксуєчих підшипникових вузлів використовують дві конструктивні схеми установки підшипників - «у розпір» і «у розтяг». Для конічних роликєвих підшипників візуальні ознаки схеми установок у розміщенні вершин конусів, тобто, якщо вершини конусів в один бік – це «у розтяг», а в різні – «у розпір».

5. При використанні схеми «у розпір» температурні деформації вала збільшують його довжину, а осьові зазори в підшипниках зменшуються. Для запобігання заклинювання вала в опорах від температурних деформацій передбачені осьові компенсаційні зазори $a = 0,2 - 0,5 \text{ мм}$ між кришкою підшипника та його торцем.

6. При використанні схеми «у розтяг» температурні деформації одночасно збільшують довжину вала і осьові зазори в підшипниках тому заклинювання вала не можливе. У цій схемі відстань між підшипниками може бути меншою, ніж у схемі «у розпір».

Послідовність виконання лабораторної роботи

1. Виміряти: зовнішній діаметр D , внутрішній діаметр d , ширину B (для упорних – висоту H), діаметр кульок D_w , розрахунковий діаметр роликів D_{we} , розрахункову довжину роликів L_{we} , діаметр кола D_{pw} , яке проходить через центри тіл кочення

$$D_{pw} = d + D / 2 \quad (7.1)$$

2. Порахувати кількість тіл кочення Z .
3. Визначити типи підшипників.
4. Визначити динамічну C_r і статичну C_{0r} вантажопідйомність (з довідників).
5. Результати занести в табл.1.

Таблиця 7.1

Параметри підшипників кочення

Тип підшипник а	Розміри, мм							Вантажопідйомність, Н	
	d	D	B(H)	D_w	L_{we}	Z	D_{pw}	C_r	C_{0r}

Зміст звіту

1. Назва і мета лабораторної роботи.
2. Основні поняття та схема для ілюстрації серій підшипників.
3. Протокол лабораторної роботи (табл.7.1).
4. Висновки.

Контрольні запитання

1. Яка структура умовного позначення підшипників кочення ?

2. Дайте характеристику типів підшипників кочення.
3. Дайте характеристику фіксуєчим і плаваючим підшипниковим вузлам.
4. Порівняйте властивості кулькового радіально-упорного і роликового підшипників.
5. Назвіть види тіл кочення.
6. Що означають перші дві цифри праворуч у позначенні?
7. Що означають третя і сьома цифри справа на ліво у позначенні?
8. Що означають четверта, п'ята і шоста цифри справа на ліво у позначенні?
9. Назвіть серії діаметрів підшипників.
10. Дайте характеристику схемам «у розпір» і «у розтяг».

ТЕСТОВЕ ЗАВДАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ №7

<p>1. Умовне позначення підшипників призначене для</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> найменування; <input type="checkbox"/> кодування технічної характеристики; <input type="checkbox"/> розпізнавання; <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>2. Який тип підшипників не записують в умовному позначенні</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> роликовий; <input type="checkbox"/> роликовий конічний; <input type="checkbox"/> кульковий радіально-упорний; <input type="checkbox"/> кульковий радіальний однорядний <p>3. Розмірна серія підшипників складається з</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> серії діаметрів; <input type="checkbox"/> серії ширин; <input type="checkbox"/> двох цифр; 	<p>7. У кулькових радіально-упорних підшипників здатність сприймати осьову силу залежить від</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кута контакту; <input type="checkbox"/> тіл кочення; <input type="checkbox"/> характеру роботи; <input type="checkbox"/> перерозподілу радіальних і осьових сил <p>8. Що перераховують при виборі серій діаметрів підшипників?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ширину; <input type="checkbox"/> тіла кочення; <input type="checkbox"/> вантажопідйомність; <input type="checkbox"/> діаметри <p>9. У конічних редукторах використовують кулькові радіально-упорні підшипники при</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $n_{ведучого} > 1500 \text{ хв}^{-1}$; <input type="checkbox"/> $n_{ведучого} < 1500 \text{ хв}^{-1}$; <input type="checkbox"/> $n_{веденого} > 1500 \text{ хв}^{-1}$; 	<p>14. У схемі «у розтяг» температурні деформації</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> збільшують осьові зазори підшипників; <input type="checkbox"/> зменшують осьові зазори підшипників; <input type="checkbox"/> не впливають на зазори; <input type="checkbox"/> 1 – 2 <p>15. Компенсаційні зазори є в схемі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> «у розтяг»; <input type="checkbox"/> «у розпір»; <input type="checkbox"/> плаваючої; <input type="checkbox"/> фіксуєчої <p>16. Відстань між підшипниками більша для схеми</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> «у розпір»; <input type="checkbox"/> «у розтяг»; <input type="checkbox"/> 1 і 2; <input type="checkbox"/> плаваючої <p>17. Серії діаметрів підшипників вибирають у напрямі від</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> середньої до
---	--	--

<p><input type="checkbox"/> 1 і 2</p> <p>4. Чим відрізняється середня і середня широка серії діаметрів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> діаметрами кілець; <input type="checkbox"/> діаметрами внутрішніх кілець; <input type="checkbox"/> шириною кілець; <input type="checkbox"/> діаметрами тіл кочення <p>5. Чим відрізняються підшипники 7204 і 67204?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> серією діаметрів; <input type="checkbox"/> серією ширин; <input type="checkbox"/> шириною; <input type="checkbox"/> конструкцією <p>6. Який клас точності підшипника вищий 0 чи 2?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 0; <input type="checkbox"/> 2; <input type="checkbox"/> однакові; <input type="checkbox"/> запитання некоректне 	<p><input type="checkbox"/> $n_{\text{введеного}} < 1500 \text{ хв}^{-1}$;</p> <p>10. Плаваючі підшипникові вузли</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> фіксують вал; <input type="checkbox"/> не фіксують вал; <input type="checkbox"/> фіксують осьове переміщення; <input type="checkbox"/> не фіксують осьове переміщення вала <p>11. Візуальна ознаки схеми «у розпір» для конічних роликів підшипників – конуси в</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> один бік; <input type="checkbox"/> різні боки; <input type="checkbox"/> 1 або 2; <input type="checkbox"/> всі неправильні <p>12. Візуальна ознаки схеми «у розтяг» для конічних роликів підшипників – конуси в</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> один бік; <input type="checkbox"/> різні боки; <input type="checkbox"/> 1 або 2; <input type="checkbox"/> всі неправильні <p>13. У схемі «у розпір» температурні деформації</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> збільшують осьові зазори підшипників; <input type="checkbox"/> зменшують осьові зазори підшипників; <input type="checkbox"/> не впливають на зазори; <input type="checkbox"/> 1 – 2 	<p>важкої;</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> важкої до середньої; <input type="checkbox"/> легкої до середньої; <input type="checkbox"/> легкої до важкої <p>18. Який посадочний діаметр підшипника 67513?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 13; <input type="checkbox"/> 18; <input type="checkbox"/> 45; <input type="checkbox"/> 65 <p>19. Якої серії діаметрів підшипники 104 і 204?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> середньої і важкої; <input type="checkbox"/> важкої і середньої; <input type="checkbox"/> особливо легкої і легкої; <input type="checkbox"/> легкої і середньої <p>20. Важка серія підшипників відрізняється від особливо легкої</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> діаметром тіл кочення; <input type="checkbox"/> діаметром зовнішніх кілець; <input type="checkbox"/> шириною; <input type="checkbox"/> 1 – 3
---	--	--

Лабораторна робота № 8

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ НА ЗСУВ

Мета роботи: визначення залежності сили зсуву болтового з'єднання від моменту загвинчування гайки.

Обладнання та інструменти: лабораторна установка і пристрій з болтовим з'єднанням, індикатори годинникового типу, динамометричний ключ.

Теоретичні відомості

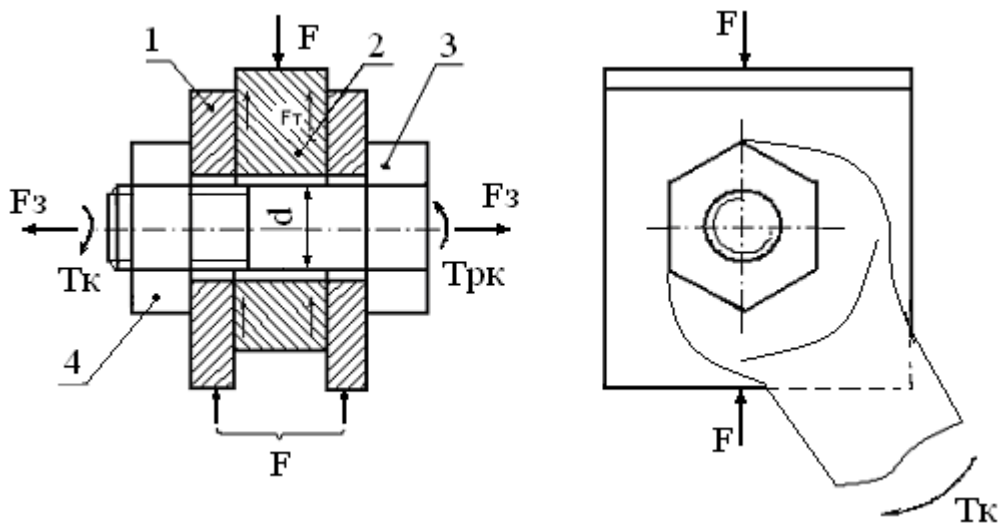


Рис. 8.1. Зразок болтового з'єднання для випробування на зсув:

F – сила, яка навантажує болтове з'єднання; F_z – сила розтягу різьби болтового з'єднання від загвинтування гайки; F_m – сила тертя; T_k – обертальний момент, прикладений до гайкового ключа; T_{pk} – обертальний момент сили тертя в різьбі, який протидіє гайковому ключу; d – номінальний діаметр різьби

На рис. 8.1 зображене болтове з'єднання двох пластин 1 і повзуна 2, що навантажене зсуваючою силою F та складається з болта 3, установленного із зазором і гайки 4.

Опір затяжці гайки 4 чинять сили тертя на опорній поверхні гайки і сили тертя в різьбі за рівнянням:

$$T_k = T_0 + T_p, \quad (8.1)$$

де T_K – обертальний момент на ключі;

T_0 – момент сил тертя на опорній поверхні гайки;

T_P – момент сил тертя в різьбі.

При навантаженні з'єднання зовнішньою зсуваючою силою F , міцність з'єднання (нерухомість деталей) забезпечується силами тертя F_T на поверхнях контакту деталей, які перешкоджають зсуву повзуна відносно пластин.

Умова рівноваги болтового з'єднання:

$$F < F_T. \quad (8.2)$$

$$F_T = F_3 \cdot f \cdot i, \quad (8.3)$$

де F_3 – сила затягування гайки;

f – коефіцієнт тертя ковзання на поверхнях контакту;

i – кількість пар площин стику.

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

$$F = F_{lim} > F_T, \quad (8.4)$$

$$F_{lim} = 0.5 \cdot f \cdot T_K, \quad (8.5)$$

де T_K – в кНмм, а F_{lim} – в кН.

Коефіцієнт тертя ковзання f на площинах стику залежить від шорсткості контактуючих поверхонь, наявності окисної плівки, мастила ($f = 0,1 \dots 0,3$).

Відомості про установку для дослідження болтового з'єднання на зсув

В установці використано гвинтовий прес з максимальним зусиллям $F = 20$ кН та робочим ходом стола $l = 50$ мм (рис. 8.2). Прес складатиметься з таких частин: станина 1 з двома колонами; траверси 2 зі штурвалом 3 (для установчого переміщення); упору 4; динамометричного кільця 5.

У динамометричному кільці закріплений індикатор годинникового типу, для визначення величини деформації кільця при навантаженні. Величину зусилля преса знаходять за допомогою тарувальної характеристики

динамометричного кільця. Тарувальна характеристика індикатора годинникового типу динамометричного кільця за технічним паспортом установки 0,3 кН на одну поділку ($C_2 = 0,3 \text{ кН / под}$).

На столі 6 встановлюють зразок болтового з'єднання деталей (рис. 8.1.). Робоче переміщення стола по вертикалі здійснюється маховиком 7.

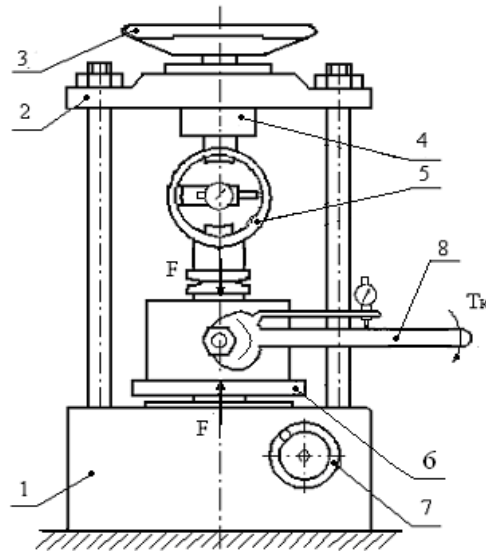


Рис. 8.2. Установка для дослідження болтового з'єднання на зсув:

1 – станина; 2 – траверса; 3 – штурвал; 4 – упор; 5 – динамометричне кільце; 6 – стіл; 7 – маховик підйому стола; 8 – динамометричний ключ; F – сила, яка навантажує болтове з'єднання; T_k – обертальний момент, прикладений до динамометричного ключа

Затяжка гайки здійснюється за допомогою динамометричного ключа 8, обертальний момент якого визначається за допомогою індикатора годинникового типу. Тарувальна характеристика індикатора динамометричного ключа, визначена експериментально- шляхом підвішування каліброваних вантажів на плечі $l_K = 50 \text{ см}$ становить 0,5 кН·мм на одну поділку ($C_1 = 0,5 \text{ кН·мм / под}$).

Послідовність виконання лабораторної роботи

Суміщають риску на повзуні з верхньою рисою на лівій пластині зразка болтового з'єднання (між болтом і верхом отвору повзуна утвориться

зор). Фіксують положення повзуна і пластин загвинчуванням гайки рукою. Штурвалом 3 підводять упор динамометричного кільця до контакту з упором на повзуні зразка болтового з'єднання. Встановлюють стрілки індикаторів динамометричного ключа і кільця на нуль. Визначають обертальний момент на динамометричному ключі, необхідний для загвинчування гайки за формулою:

$$T_{K1} = 0,25 T_{Kmax}, \quad (8.6)$$

де T_{Kmax} – гранично допустимий обертальний момент з умови міцності різьби (для болта $M5 \times 120$, із сталі Ст 3, $T_{Kmax} = 2,5 \text{ кН} \cdot \text{мм}$).

За тарувальною характеристикою динамометричного ключа T_{Kmax} відповідає 93 поділки на його індикаторі годинникового типу ($\Delta_{1max} = 93$). Звідси слідує, що для першого ступеня навантаження обертальний момент на динамометричному ключі становить $T_{K1} = 0,25 \cdot T_{Kmax} = 0,25 \cdot 2,5 = 0,625 \text{ кН} \cdot \text{мм}$, що відповідає $\Delta_1 = 0,25 \cdot \Delta_{1max} = 0,25 \cdot 93 = 23$ поділкам його індикатора годинникового типу.

Після затяжки гайки обертальним моментом $T_{K1} = 625 \text{ кН} \cdot \text{мм}$ до повзуна зразка болтового з'єднання маховиком 7 силу F . Обертання маховика 7 продовжують до моменту зупинки стрілки на індикаторі годинникового типу, встановленому в динамометричному кільці (граничне значення зсуваючої сили $F = F_{lim}$, при якому починається рух (зсув) повзуна). Величину переміщення на індикаторі годинникового типу в динамометричному кільці Δ_2 при $F = F_{lim}$ записують в таблицю 8.1.

Ступінчасто збільшують обертальний момент загвинчування гайки на динамометричному ключі: $T_{K2} = 0,5 \cdot T_{Kmax}$; $T_{K3} = 0,75 \cdot T_{Kmax}$ і $T_{K4} = T_{Kmax}$ (показники індикатора Δ_1 відповідно: 46, 69 і 93 поділки). Отримані дані заносяться в табл. 8.1.

Під час дослідження зразка болтового з'єднання на зсув не допускати втрати зазору між болтом і верхом отвору повзуна (суміщення рисок на повзуні і нижньої риски на лівій пластині).

Після завершення дослідів прес розвантажують (обертають маховик 7 в

інший бік) та ослаблюють болтове з'єднання.

Таблиця 8.1

Результати випробування болтового з'єднання на зсув

Параметри						
Різьби болта	Шорсткість поверхонь стику Ra, мкм	Показники індикаторів		Т _к , кН·мм	F _{lim} , кН	F _{lim τ} , кН
		Δ ₁	Δ ₂			
M5	0,63	23		0,625		
		46		1,25		
		69		1,875		
		93		2,5		

Обробка і аналіз результатів

Експериментальне значення зсуваючої сили визначається за формулою:

$$F_{lim} = \Delta_2 \cdot C_2,$$

(8.7)

де C₂ – ціна поділки індикатора динамометричного кільця.

Теоретичне значення зсуваючої сили F_{lim τ} розрахувати за формулою (8.5).

Будують графіки залежностей F_{lim} = φ(T_к) і F_{lim τ} = ψ(T_к).

Проаналізувати отримані графіки, порівнявши експериментальні дані з теоретичними та зробити висновки.

Зміст звіту

1. Назва, мета, обладнання лабораторної роботи.
2. Схема зразка болтового з'єднання.
3. Протокол лабораторної роботи (табл.8.1).
3. Технічна характеристика установки для випробування ботового з'єднання на зсув.
4. Висновки.

Контрольні запитання

1. За якими ознаками класифікуються різьбові з'єднання? Які переваги і недоліки вони мають?
2. Як позначають стандартні метричні різьби?
3. Міцністю якої деталі обмежується величина граничного навантаження болтового з'єднання лабораторної установки?
4. Як можна контролювати осьову силу затяжки болта F_3 ?
5. Як зміниться робота болта в з'єднанні, якщо його поставити в отвір повзуна і пластин без зазору?
6. Чому зсуваюча сила F_{lim} не може бути більшою від осьової сили затяжки болта F_3 ?
7. Які напруження виникають у стержні болта при затяжці гайки?
8. Які фактори впливають на величину зсуваючої сили F_{lim} ?
9. Як визначають ціну поділки індикаторів динамометричного кільця преса і динамометричного ключа?
10. Яке співвідношення існує між обертальним моментом T_k ключа, що загвинчує гайку і реактивним моментом T_{rk} ключа, який утримує головку болта від обертання при затяжці болтового з'єднання?

ТЕСТОВЕ ЗАВДАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ №8

<p>1. Болтове з'єднання складається з ... деталей</p> <p><input type="checkbox"/> 2; <input type="checkbox"/> 3; <input type="checkbox"/> 4; <input type="checkbox"/> 5</p> <p>2. Зсув можливий у межах</p> <p><input type="checkbox"/> ходу стола; <input type="checkbox"/> ходу штурвала; <input type="checkbox"/> ходу маховика; <input type="checkbox"/> зазору</p> <p>3. Напрямок зсуваючої і сили тертя</p>	<p>7. Якщо $F_{lim} = 0,5 f T_k$, то з'єднання</p> <p><input type="checkbox"/> зруйнується; <input type="checkbox"/> пружно деформується; <input type="checkbox"/> зсунеться; <input type="checkbox"/> 1 і 3</p> <p>8. Кількість пар площин стику в установці і =</p> <p><input type="checkbox"/> 1; <input type="checkbox"/> 2; <input type="checkbox"/> 3; <input type="checkbox"/> 4</p>	<p>14. Яка кількість індикаторів годинникового типу в установці?</p> <p><input type="checkbox"/> 1; <input type="checkbox"/> 2; <input type="checkbox"/> 3; <input type="checkbox"/> 4</p> <p>15. Коли використовують установочний рух?</p> <p><input type="checkbox"/> перед початком досліду; <input type="checkbox"/> в кінці досліду; <input type="checkbox"/> в середині досліду; <input type="checkbox"/> 1 і 2</p>
--	--	---

<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> паралельний; <input type="checkbox"/> непаралельний; <input type="checkbox"/> мимобіжний; <input type="checkbox"/> протилежний <p>4. При подоланні сил тертя на опорній поверхні гайки і в різьбі гайки відбувається</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зсув; <input type="checkbox"/> згин; <input type="checkbox"/> загвинчування; <input type="checkbox"/> навантаження <p>5. Якщо обертальний момент $T_k < T_o + T_p$, то відбудеться</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> руйнування різьби; <input type="checkbox"/> зсув; <input type="checkbox"/> загвинчування; <input type="checkbox"/> не загвинчування <p>6. F_{lim} – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> граничне значення зсуваючої сили; <input type="checkbox"/> граничне значення сили загвинчування; <input type="checkbox"/> сила тертя; <input type="checkbox"/> 1 і 2 	<p>9. Принцип дії установки заснований на використанні</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> гвинтового пресу; <input type="checkbox"/> черв'ячного редуктора; <input type="checkbox"/> редуктора; <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>10. Траверса в установці з'єднує</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> повзун і пластини; <input type="checkbox"/> болт і гайку; <input type="checkbox"/> гвинтовий прес; <input type="checkbox"/> колони <p>11. Види рухів установки</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> установочний; <input type="checkbox"/> робочий; <input type="checkbox"/> експериментальний <p>;</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 2 – 3 <p>12. Тарувальна характеристика використовується для</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> шкали; <input type="checkbox"/> поділок; <input type="checkbox"/> ціни поділки <p>індикатора годинникового типу;</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> гвинтового преса <p>13. Калібровані вантажі використовуються для</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> загвинчування; <input type="checkbox"/> зсуву; <input type="checkbox"/> тарувальної характеристики; <input type="checkbox"/> 2–3 	<p>16. Динамометричний ключ визначає зусилля</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зсуву; <input type="checkbox"/> згину; <input type="checkbox"/> зминання; <input type="checkbox"/> загвинчування <p>17. Яким способом контролюють наявність зазору в з'єднанні?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> індикатором; <input type="checkbox"/> штангенциркулем <p>;</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> лінійкою; <input type="checkbox"/> рисками <p>18. Яка величина першої ступені навантаження болтового з'єднання?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $0,1 T_{k \max}$; <input type="checkbox"/> $0,15 T_{k \max}$; <input type="checkbox"/> $0,25 T_{k \max}$; <input type="checkbox"/> $0,125 T_{k \max}$; <p>19. Що є ознакою початку зсуву?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> пружна деформація; <input type="checkbox"/> втрата міцності; <input type="checkbox"/> рух стрілки індикатора; <input type="checkbox"/> зупинка стрілки індикатора <p>20. Які результати потрібно порівняти?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> обертальних моментів; <input type="checkbox"/> сил зсуву; <input type="checkbox"/> сил загвинчування; <input type="checkbox"/> теоретичні і експериментальні
---	--	---

Лабораторна робота №9

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА

Мета роботи: вивчення явища резонансу валів.

Обладнання та інструменти: лабораторна установка, індикатор годинникового типу, штангенциркуль.

Теоретичні відомості

Зубчасті колеса, шківни, муфти та інші деталі з'єднують з валами шпонковими і шліцьовими з'єднаннями. Неточність виготовлення вала та закріплених на ньому деталей, а також пружні деформації від навантажень, приводять до зміщення e їх центра ваги відносно геометричної осі обертання, що причиною виникнення відцентрових сил (рис.9.1). У процесі обертання вала відцентрові сили періодично змінюються, змінюючи напрям і величину внутрішньої сили опору пружним деформаціям вала, а вони, в свою чергу, відхиляють вал від осі обертання на величину y (прогин вала), створюючи поперечні коливання (рис.9.1). Таким чином, причиною поперечних коливань вала є незбалансованість (розбіжність осей обертання і головних осей інерції) розташованих на ньому деталей.

Коли частота власних коливань вала збігається з частотою зміни відцентрових сил, настає резонанс, а відповідну частоту обертання вала $n_{кр.т}$, xv^{-1} , називають теоретичною критичною визначають за формулою:

$$n_{кр.т} = 300 \sqrt{1 / y_{ст}}, \quad (9.1)$$

де $y_{ст}$ -статичний прогин вала, см.

У цьому випадку відцентрова сила інерції (зовнішня для вала сила) зрівнюється з внутрішньою силою опору пружній деформації.

Статичний прогин вала $y_{ст}$ визначають за формулою:

$$y_{ст} = G_d / C, \quad (9.2)$$

де G_d – вага деталі, що обертається разом із валом, Н;

C – жорсткість вала у місці розташування деталі, Н/см.

Жорсткість вала визначають за формулою:

$$C = G_k / y_0, \quad (9.3)$$

де G_k – контрольне навантаження у місці розташування деталі, що обертається (здійснюється в статичному стані вала), Н;

y_0 – прогин вала під дією ваги контрольного вантажу, см.

Розрахунок валів на поперечні коливання (вібрацію) полягає в перевірці умов відсутності резонансу при усталеному режимі роботи. За цією умовою фактична частота обертання вала не повинна знаходитись у межах від $0,7 n_{кр}$ до $1,3 n_{кр}$ тобто

$$0,7 n_{кр} > n > 1,3 n_{кр} \quad (9.4)$$

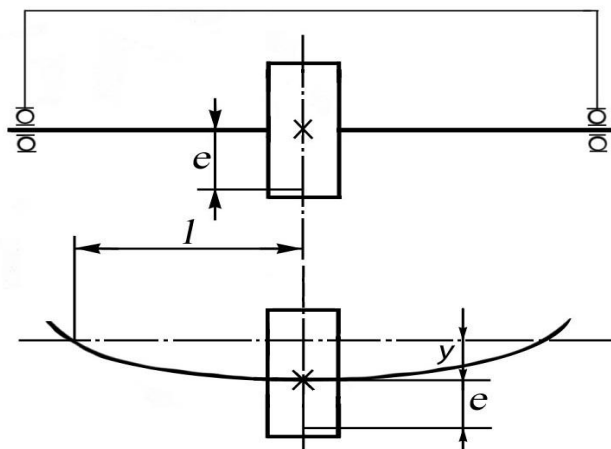


Рис. 9.1. Розрахункова схема вала:

y – прогин вала; *e* – зміщення центра ваги; *l* – відстань до опори

а) на верхньому рисунку зображено зміщення *e* центра ваги розташованої на валу деталі від геометричної осі обертання;

б) на нижньому рисунку зображено прогин вала *y* при його обертанні разом із незбалансованою деталлю, розміщеною на відстані *l* від опори вала.

Типові криві залежності динамічного прогину U_0 вала від його частоти обертання зображено на рис. 9.2. Якщо при однаковому фіксованому прогині *y* визначити частоту обертання n_1 вала на вході в резонанс і на виході з резонансу n_2 (рис. 9.2), то експериментальну критичну частоту обертання вала можна знайти як

$$n_{кр.е} = 0,5 (n_1 + n_2), \quad (9.5)$$

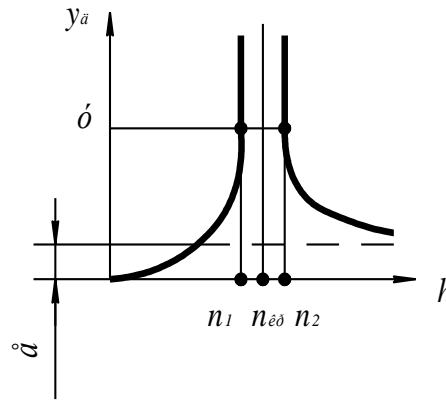


Рис. 9.2. Крива залежності динамічного прогину u_d вала від частоти обертання:

n_1 – частота обертання вала на вході в резонанс; n_2 – частота обертання вала на виході з резонансу; $n_{кр}$ – критична частота обертання вала

Динамічний прогин вала у докритичній області визначають за формулою:

$$y_d = m e \omega^2 / C - m \omega^2, \quad (9.6)$$

де m – маса коливної системи (вала і деталі, що обертається з ним);

ω – кутова швидкість обертання вала.

При збільшенні кутової швидкості вала збільшується його прогин. Коли знаменник формули 9.6 наближається до нуля ($C - m\omega^2 = 0$) прогин зростає до нескінченності, що призводить до поломки вала, тому кутова швидкість при $y_d \rightarrow \infty$ є критичною. Динамічний прогин вала в закритичній області визначають за формулою:

$$y_d = m e \omega^2 / m \omega^2 - C \quad (9.7)$$

У цьому випадку при подальшому зростанні кутової швидкості стріла прогину швидко зменшується ($\omega \rightarrow \infty, y_d \rightarrow e$) – настає явище самоцентрування вала. Щоб уникнути руйнування валів, які працюють у закритичній області, необхідно швидко переходити через критичну швидкість.

Вали, що працюють у докритичній області, називають жорсткими, а в закритичній-гнучкими.

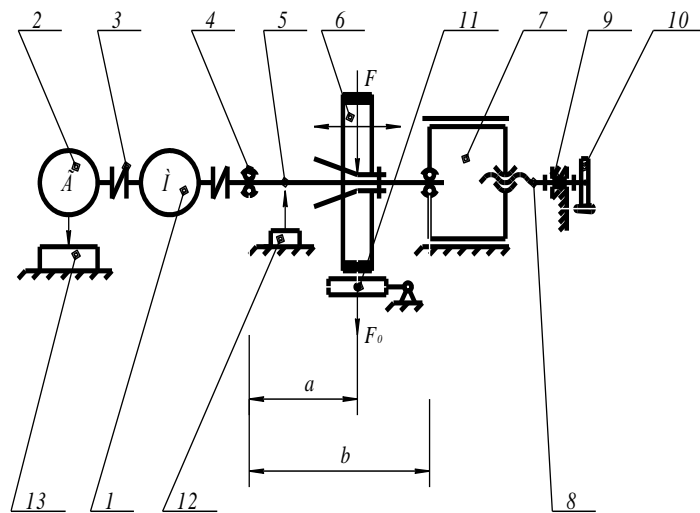


Рис. 9.3. Схема лабораторної установки для визначення критичної частоти обертання вала

1-електродвигун; 2-генератор; 3-муфта; 4-підшипники вала; 5-досліджуваний вал; 6-диск; 7-переставна каретка; 8-гвинт; 9-опора гвинта; 10-рукоятка; 11-статичний навантажувач вала; 12-індикатор фіксованого прогину вала; 13-покажчик частоти обертання вала

Технічна характеристика установки

1. Потужність електродвигуна $P=0,18$ кВт;
2. Частота обертання регулюється в діапазоні $0...3000$ хв⁻¹;
3. Діаметр досліджуваного вала $d=10$ мм (матеріал вала сталь 45);
4. Вага вала $G_B=12,4$ Н;
5. Вага диска $G_D=4$ Н;
6. Відстань між осями опор $a=500$ мм;
7. Вага контрольного вантажу для визначення жорсткості $G_K = 20$ Н.

Послідовність виконання лабораторної роботи

1. Ознайомлюються з будовою установки для визначення критичної частоти обертання вала.

3. Підводять індикатор до диска 6, підвішують контрольний вантаж за допомогою гачка за буртик диска 6 і знімають покази y_0 індикатора (в см) та визначають жорсткість вала C за формулою (9.3).

4. Розраховують статичний прогин $y_{ст}$ за формулою (9.2).

5. Визначають теоретичну критичну частоту обертання $n_{кр. т.}$ за формулою (9.1).

6. Знімають контрольний вантаж та встановлюють захисне огороження.

7. Вмикають електродвигун і реостатом плавно збільшують частоту обертання його вала до досягнення резонансу. Визначають частоту обертання вала n_1 перед входом у резонанс. Збільшуючи частоту обертання вала двигуна, виходять у закритичну область, після чого, зменшуючи частоту, знову входять в критичну область, фіксуючи частоту обертання n_2 на виході з резонансу.

8. Визначають критичну частоту обертання вала $n_{кр.с}$ за формулою (9.4) та порівнюють її з теоретичним значенням $n_{кр.т.}$

9. Визначають розбіжність експериментальних і теоретичних значень критичних частот.

10. Результати вимірювань і розрахунків заносять у табл.9.1.

12. Оформляють звіт.

Таблиця 9.1

Протокол лабораторної роботи №9

Параметр	Величина
Прогин вала y_0 при навантаженні силою $G_k=20$ Н, см	
Жорсткість вала C , Н/м	
Статичний прогин вала від сили G_d : $y_{ст}$, см	
Теоретичне значення критичної частоти обертання вала $n_{кр. т.}$, $хв^{-1}$	
Частота обертання вала n_1 перед входом у резонанс, $хв^{-1}$	
Частота обертання вала n_2 перед виходом з резонансом, $хв^{-1}$	

Експериментальне значення критичної частоти обертання вала $n_{кр.е}$, $ХВ^{-1}$	
Розбіжність величин: $\Delta_n = \frac{n_{кр.т} - n_{кр.е}}{n_{кр.т}} 100\%$	

Зміст звіту

1. Назва і мета лабораторної роботи.
2. Схема лабораторної установки.
3. Технічна характеристика установки: вага диска, відстань a між опорами, діаметр вала, розташування диска на валу (відстань b від однієї з опор).
4. Протокол лабораторної роботи (табл. 9.1).
5. Аналіз отриманих результатів.
6. Висновки.

Контрольні запитання

1. Які причини виникнення поперечних коливань вала?
2. Що таке критична частота обертання вала?
3. Які вали називають гнучкими та жорсткими?
4. Від чого залежить критична частота обертання вала?
5. Яким способом можна визначити статичний прогин вала?
6. Як впливає кутова швидкість на прогин вала з посадженою на нього незбалансованою деталлю?
7. Яких співвідношень власних і вимушених частот коливання вала необхідно уникати?
8. Як визначається експериментальна критична частота обертання вала?
9. Які границі вібростійкості приймаються для жорстких та гнучких валів?
10. Які причини виникнення явища самобалансування вала?

<p>1. Причина появи відцентрових сил</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> неточність валів; <input type="checkbox"/> неточність деталей; <input type="checkbox"/> пружні деформації від навантажень; <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>2. Зміна відцентрових сил породжує</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ексцентриситет; <input type="checkbox"/> поперечні коливання; <input type="checkbox"/> вібрацію; <input type="checkbox"/> 2 – 3 <p>3. Резонанс вала – це збігання частот коливань</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> власних і напружень; <input type="checkbox"/> вимушених і напружень; <input type="checkbox"/> власних і відцентрових сил; <input type="checkbox"/> варіанти неправильні <p>4. Відцентрова сила для вала</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зовнішня; <input type="checkbox"/> внутрішня; <input type="checkbox"/> опір деформаціям; <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>5. Жорсткість вала визначають</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> теоретично; <input type="checkbox"/> експериментально; <input type="checkbox"/> наближено; <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>6. Одиниця виміру прогину вала</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> мм; <input type="checkbox"/> см; <input type="checkbox"/> м; <input type="checkbox"/> мкм 	<p>7. Умова відсутності резонансу вала</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $0,7 p_{кр} > n > 1,3 p_{кр}$; <input type="checkbox"/> $0,7 p_{кр} < n < 1,3 p_{кр}$; <input type="checkbox"/> $0,7 p_{кр} = n > 1,3 p_{кр}$; <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>8. Зміщення центра ваги від геометричної осі – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> у; <input type="checkbox"/> е; <input type="checkbox"/> к; <input type="checkbox"/> $p_{кр}$ <p>9. n_1 – це частота</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> входу в резонанс; <input type="checkbox"/> виходу з резонансу; <input type="checkbox"/> критична; <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>10. n_2 – це частота</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> входу в резонанс; <input type="checkbox"/> виходу з резонансу; <input type="checkbox"/> критична; <input type="checkbox"/> резонансна <p>11. $n_{кр.} = 300 \sqrt{1 / u_{ст}}$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> критичної частоти; <input type="checkbox"/> теоретичної критичної частоти; <input type="checkbox"/> експериментальної критичної частоти; <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>12. $n_{кр.} = 0,5 (n_1 + n_2)$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> критичної частоти; <input type="checkbox"/> теоретичної критичної частоти; <input type="checkbox"/> експериментальної критичної частоти; <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>13. Жорсткість С зі знаком «←» у області</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> докритичній; <input type="checkbox"/> закритичній; <input type="checkbox"/> критичній; <input type="checkbox"/> 2–3 	<p>14. Жорсткі вали працюють в області</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> докритичній; <input type="checkbox"/> закритичній; <input type="checkbox"/> резонансній; <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>15. В явищі самоцентрування вала параметри «u_d» і «e»</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> рівні; <input type="checkbox"/> нерівні; <input type="checkbox"/> $u_d > e$; <input type="checkbox"/> $e > u_d$ <p>16. Яка функція переставної каретки?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зміна довжини; <input type="checkbox"/> зміна жорсткості; <input type="checkbox"/> зміна пружності; <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>17. Мала стрілка тахометра показує</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> одиниці; <input type="checkbox"/> десятки; <input type="checkbox"/> сотні; <input type="checkbox"/> тисячі <p>18. Контрольний вантаж використовують для визначення</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> жорсткості; <input type="checkbox"/> пружності; <input type="checkbox"/> текучості; <input type="checkbox"/> податливості <p>19. Плавним збільшенням частоти обертання вала</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> знаходять n_2; <input type="checkbox"/> знаходять n_1; <input type="checkbox"/> досягають резонансу; <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>20. При резонансі вала зростає</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> частота; <input type="checkbox"/> пружність; <input type="checkbox"/> прогин; <input type="checkbox"/> жорсткість
---	--	---

Лабораторна робота № 10

ВИЗНАЧЕННЯ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ВАЛА

Мета роботи: вивчення методики розрахунку валів на міцність та жорсткість

Обладнання та інструменти: вал, штангенциркуль.

Теоретичні відомості

Вали – це деталі механічних передач, які передають обертальні моменти та утворюють посадки з маточинами зубчастих коліс, зірочок, шківів. Посадочні поверхні валів називаються цапфами. Цапфи, розміщені на кінцях валу – це шипи, що утворюють посадки з підшипниками. Цапфи розташовані між шипами називаються шийками.

При прикладанні до валу обертального моменту від джерела механічної енергії (двигуна), створюється його силове навантаження, а воно, в свою чергу, утворює згинальні і крутні моменти в перерізах валах.

На розрахунковій схемі вали зображують як балки шарнірно закріплені опорах (рис.10.1). Точки прикладання реакцій на розрахункових схемах для різних типів підшипників наведено на рис. 10.2.

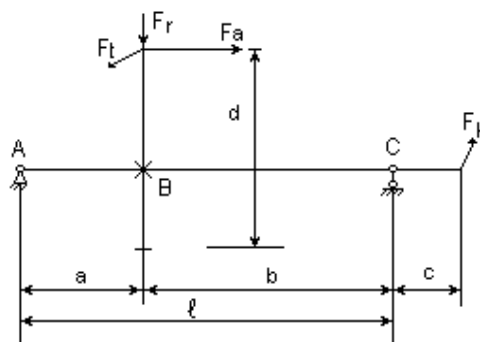


Рис. 1. Розрахункова схема вала:

F_t – колова сила; F_a – осьова сила; F_r – радіальна сила; F_k – консольна сила; d – дільний діаметр зубчастого колеса; a – відстань від лівої опори до

зубчастого колеса; b – відстань від правої опори до зубчастого колеса; s – довжина консолі; l – відстань між опорами

Проектний розрахунок вала починають із визначення діаметра виступаючого кінця за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 T}{\pi [\tau_k]}} \approx 17 \sqrt[3]{T / [\tau_k]} \quad (10.1)$$

де d – діаметр вала, мм;

T – обертальний момент, Н*м;

$[\tau_k] = 12 \dots 30$ МПа – допустиме напруження при крученні.

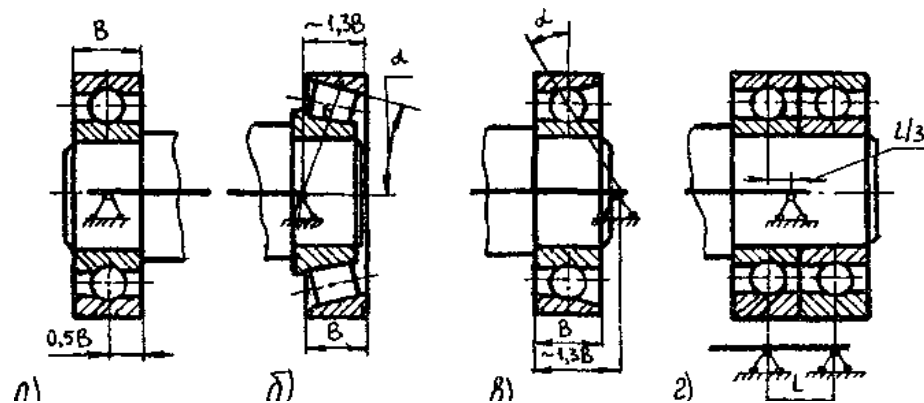


Рис. 10.2. Розташування точок прикладання реакцій у підшипниках:

а) радіальний; б) конічний роликовий; в) радіально-упорний; з) плаваюча опора; B – ширина підшипника; l – відстань між центрами тіл кочення; α – кут контакту; $0,5B, 1,3B, l/3$ – розташування точки прикладання радіальних реакцій

Вали розраховують на статичну і втомну міцність, а також на жорсткість і вібростійкість. Основні розрахунки на міцність.

Статичну міцність визначають за найбільшим короточасним навантаженням, припускаючи, що його повторюваність невелика та не може викликати втомного руйнування, наприклад, навантаження в момент пуску машини.

При роботі вали зазнають одночасно напружень згину і кручення, тому для них визначають еквівалентне напруження $\sigma_{екв}$ у небезпечному перерізі:

$$\sigma_{екв} = \frac{1}{W_{3z}} \sqrt{M_{3z}^2 + (1 \dots 0,75) T^2} \leq [\sigma_{3z}] \quad (10.2)$$

де $W_{3z} = \pi d^3 / 32$ – осьовий момент опору перерізу вала при згині;

W_p – полярний момент опору перерізу вала при крученні;

$[\sigma_{зг}]$ – допустиме напруження на згин.

В основі розрахунку на втомну міцність визначення коефіцієнту запасу міцності:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n_8], \quad (10.3)$$

де $n_\sigma = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m)$ – коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями;

$n_\tau = \tau_{-1} / (K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m)$ – коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями;

$[n] = 1,5 \dots 2$ – допустимий запас втомної міцності;

σ_{-1}, τ_{-1} – границі витривалості матеріалу вала при згині і крученні;

$K_{\sigma D} = (K_\sigma / \varepsilon + K_{R-1}) / K_v$; $K_{\tau D} = (K_\tau / \varepsilon + K_{R-1}) K_v$ – сумарні коефіцієнти впливу багатьох чинників на опір втомленості;

$\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$ – амплітудні та середні складові згинальних і крутних напружень;

ψ_σ, ψ_τ – коефіцієнти чутливості матеріалу вала до асиметрії циклу напружень;

K_σ, K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

ε – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу вала;

K_R – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні вала;

K_v – коефіцієнт впливу зміцнюючої обробки.

Пружні переміщення, повороти та закручування перерізів валів – це характеристики жорсткості валів. Жорсткими рахують вали, в яких прогини, повороти і закручування перерізів не перевищують допустимі межі.

Таблиця 10. 1

Характеристики жорсткості вала

Прогин δ_i в точці В від сил:		
F_t	F_a	F_r
$\frac{-F_t a^2 b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot \ell} (\ell + b)$	$\frac{F_a d a}{12 \cdot E \cdot I \cdot \ell} (2\ell^2 - 6a\ell + 4a^2)$	$\frac{F_r \cdot a \cdot c}{6 \cdot E \cdot I} (a^2 - \ell^2)$

Сумарні прогини осі вала в точці В обчислюються за формулою:

$$\delta_{B\Sigma} = \sqrt{\delta_B^2(F_t) + [|\delta_B(F_r)| + |\delta_B(F_a)|]^2} \leq [\delta] \quad (10.4)$$

де $\delta_B(F_t)$ – прогин осі вала в точці В від коллової сили;

E – модуль пружності матеріалу вала;

I – момент інерції характерного перерізу;

$[\delta]$ – допустимий прогин осі вала.

$[\delta] = 0,01 \cdot m_n$ – для циліндричних передач;

$m_c(0,005 \dots 0,008)$ – для конічних і черв'ячних передач (замість m_c у черв'ячних m).

Послідовність виконання лабораторної роботи

1. Визначення геометричних параметрів вала та виконання його ескізу.

2. Обчислення зведеного моменту у небезпечному перерізі за формулою:

$$M_{zg} = 9,4 \cdot 10^{-5} d^3 \sigma_m / [n], \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (10.5)$$

де d – діаметр вала, мм;

σ_m – границя текучості матеріалу вала, МПа ($\sigma_m = 650$ МПа для сталі 45);

$[n]$ – допустимий запас втомної міцності, $[n] = 1,8$.

3. Обчислення обертального моменту за формулою

$$T = F_t d_1 / 2, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (10.6)$$

де F_t – колова сила, Н (попередньо приймають значення 2000; 2500; 3000Н);

d_1 – дільний діаметр черв'яка (шестірні).

4. Обчислення сумарного згинального моменту у небезпечному перерізі за формулою:

$$M_{зг} = \sqrt{M_{зв}^2 + T^2} \quad (10.7)$$

5. Визначення опорних реакцій та побудова епюр згинальних моментів.

6. Побудова епюри обертального і зведеного моментів.

7. Обчислення прогину осі вала в точці В за формулами табл.10.1.

Зразок алгоритму розв'язання пункту 5

Для визначення опорних реакцій за розрахунковою схемою вала (рис.10.1) складають рівняння рівноваги під дією системи сил для двох площин (вертикальної і горизонтальної). Рівняння рівноваги вала у вертикальній площині має вигляд:

$$\Sigma M_A (F_k) = 0; R_{cy} * l - F_a * d_1 / 2 - F_r * a = 0, \quad (10.8)$$

де $\Sigma M_A (F_{ky}) = 0$ – сума моментів вертикальних проєкцій (у) к - сил відносно опори А дорівнює нулю;

R_{cy} – вертикальна проєкція реакції в точці С;

$F_a * d_1 / 2$ – момент від осьової сили;

$F_r * a$ – момент від радіальної сили.

Розв'язавши рівняння, знаходять вертикальну проєкцію реакції в точці С.

Щоб побудувати епюру згинаючих моментів номерують характерні точки, які збігаються з посадочними поверхнями вала. У кожній точці записують рівняння згинального моменту для двох площин (вертикальної і горизонтальної). Наприклад, рівняння згинаючих моментів у вертикальній площині для характерних точок вала:

$$\begin{aligned} M_1 &= 0; \\ M_2 &= -F_a * d_1 / 2 - F_r * a; \\ M_3 &= 0; \\ M_4 &= 0. \end{aligned} \tag{10.9}$$

Для побудови епюри згинальних моментів вала у вертикальній площині отримані значення відкладають в масштабі від нульової лінії вздовж осі Y.

Контрольні запитання

1. Яке призначення валів?
2. Які ознаки шийок і шипів?
3. Які є види розрахунків валів на міцність?
4. З якою метою вали розраховують на жорсткість?
5. Який зміст розрахунку вала на втомну міцність?
6. Яке навантаження використовують при розрахунках на статичну міцність?
7. Яка структура розрахункової схеми вала?
8. Яка мета побудови епюр?
9. Де прикладаються реакції у підшипниках кочення?
10. Який зміст рівнянь рівноваги вала?

ТЕСТОВЕ ЗАВДАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ №10

1. Головна ознака вала <input type="checkbox"/> посадка деталей;	7. Еквівалентне напруження враховує	13. Сумарні прогини осей валів враховують <input type="checkbox"/> F_t ;
--	--	--

<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> передача моменту; <input type="checkbox"/> передача обертального моменту; <input type="checkbox"/> аналог осі <p>2. Згинальні і крутні моменти зумовлені</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> двигуном; <input type="checkbox"/> механічним рухом; <input type="checkbox"/> навантаженням; <input type="checkbox"/> моментом опору <p>3. У кінцічному роликовому підшипнику точка прикладання реакції</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 0,5В; <input type="checkbox"/> 1,3 В; <input type="checkbox"/> 1,3 А; <input type="checkbox"/> 0,5 А <p>4. Діаметр виступаючого кінця вала залежить від:</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> крутного моменту; <input type="checkbox"/> обертального моменту; <input type="checkbox"/> допустимого напруження; <input type="checkbox"/> 2 і 3 варіант <p>5. Види розрахунків вала на міцність</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> статичний; <input type="checkbox"/> динамічний; <input type="checkbox"/> втомний; <input type="checkbox"/> 1 і 3 варіант <p>6. Навантаження у процесі пуску машини використовується для визначення:</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> втомної міцності; <input type="checkbox"/> статичної міцності; <input type="checkbox"/> жорсткості; <input type="checkbox"/> вібростійкості 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кручення; <input type="checkbox"/> розтяг; <input type="checkbox"/> згин; <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>8. Коефіцієнт запасу міцності використовується при розрахунку на:</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> міцність; <input type="checkbox"/> жорсткість; <input type="checkbox"/> вібростійкість; <input type="checkbox"/> втомну міцність <p>9. n_{σ} – це коефіцієнт запасу за</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> дотичними напруженнями; <input type="checkbox"/> нормальними напруженнями; <input type="checkbox"/> крутними напруженнями; <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>10. σ_{-1} – границя</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> міцності; <input type="checkbox"/> нормальна; <input type="checkbox"/> витривалості; <input type="checkbox"/> втомної міцності <p>11. Характеристики жорсткості:</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> пружні переміщення перерізів; <input type="checkbox"/> повороти перерізів; <input type="checkbox"/> закручування перерізів; <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>12. На розрахунковій схемі підшипники</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> не зображують; <input type="checkbox"/> зображують; <input type="checkbox"/> замінюють опорами; <input type="checkbox"/> замінюють опорами нерухомими і рухомими 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> F_r; <input type="checkbox"/> F_a; <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>14. Допустимий прогин осі вала черв'яка:</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 0,005; <input type="checkbox"/> 0,005 m; <input type="checkbox"/> 0,0005 m; <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>15. Допустимий прогин осі циліндричної передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 0,01 m; <input type="checkbox"/> 0,001 m; <input type="checkbox"/> 0,1 m; <input type="checkbox"/> 0,005 m; <p>16. Зведений момент обчислюють для:</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> будь-чого; <input type="checkbox"/> перерізу вала; <input type="checkbox"/> виступаючого кінця; <input type="checkbox"/> небезпечного перерізу вала <p>17. Обертальний момент зумовлений</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> F_a; <input type="checkbox"/> F_r; <input type="checkbox"/> F_t; <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>18. Сумарний згинальний момент обчислюють за теоремою</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Гауса; <input type="checkbox"/> Віліса; <input type="checkbox"/> Паскаля; <input type="checkbox"/> Піфагора <p>19. У формулі $\Sigma M_A (F_k)$ індекс k –це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> назва сили; <input type="checkbox"/> номер сили; <input type="checkbox"/> напрям сили; <input type="checkbox"/> колова сила <p>20. Для рівноваги $\Sigma M_A (F_k)$</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> не дорівнює нулю; <input type="checkbox"/> дорівнює нулю; <input type="checkbox"/> менше нуля; <input type="checkbox"/> більше нуля
--	---	--

Самостійна робота

РОЗРАХУНОК ДВОСТУПЕНЕВОГО СПІВВІСНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: проектування двоступеневого співвісного редуктора.

Технічне завдання. Спроекувати циліндричний двоступінчастий редуктор (рис.1.1), що входить до складу приводної станції стрічкового транспортера.

Вихідні дані: потужність на тихохідному валу $P_3 = 7$ кВт, частота обертання тихохідного вала $n_3 = 60 \text{ хв}^{-1}$, термін служби редуктора 6 років, коефіцієнти завантаження: $K_{\text{добовий}} = 0,29$, $K_{\text{річний}} = 0,7$.

Характер навантаження: $T_1 = T_{\text{max}}$, $t_1 = 0,5 t_{\Sigma}$; $T_2 = 0,5 T_{\text{max}}$, $t_2 = 0,25 t_{\Sigma}$; $T_3 = 0,25 T_{\text{max}}$, $t_3 = 0,25 t_{\Sigma}$, де T_{max} – максимальний обертальний момент; T_1, T_2, T_3 – пропорційні максимальному обертальні моменти; t_1, t_2, t_3 – тривалість дії пропорційних обертальних моментів.

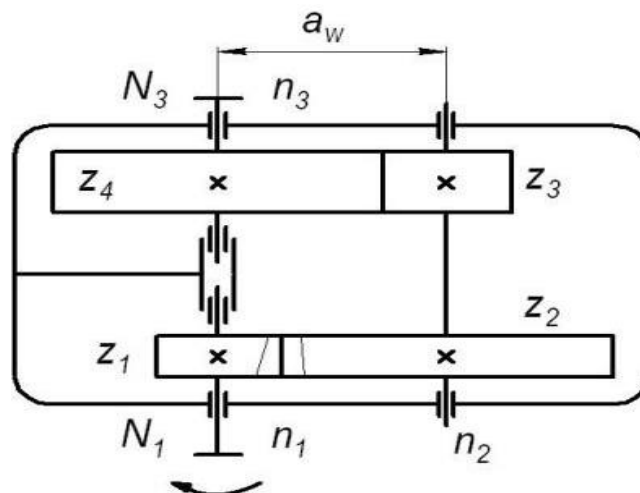


Рис. 1.1. Кінематична схема двоступеневого співвісного редуктора:

z_1, z_2, z_3, z_4 – кількість зубів шестерень (1,3) і зубчастих коліс (2,4); n_1, n_2, n_3 – частоти обертання швидкохідного (1), тихохідного (3) і проміжного валів (2) редуктор; a_w – міжосьова відстань; $P_1 (N_1), P_2 (N_2)$ – потужність на швидкохідному (1) і тихохідному (3) валах редуктора

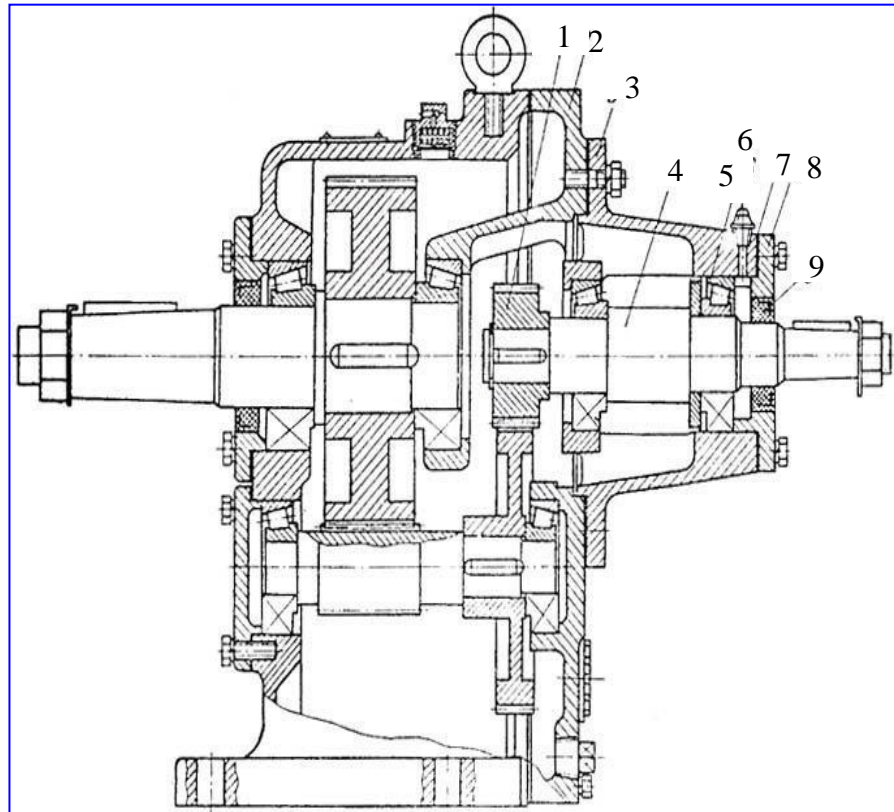


Рис.1.2. Загальний вигляд вертикального співвісного редуктора:

1 – шестірня швидкохідної ступені; 2 – кришка торцева; 3 – фланець кінцевий; 4 – вал ведучий; 5 – конічні підшипники; 6 – маслянка швидкохідної передачі; 7 – прокладки регульовальні; 8 – кришка наскрізна; 9 – ущільнення манжетне

ЗРАЗОК РОЗРАХУНКУ ДВОСТУПЕНЕВОГО СПІВВІСНОГО РЕДУКТОРА

1. Визначення кінематичних і силових параметрів редуктора

1.1. Визначення ККД редуктора

$$\eta_p = \eta_{\text{цп}}^2 \eta_{\text{пкч}}^4 = 0,97^2 \cdot 0,995^4 = 0,93$$

де $\eta_{\text{цп}}$ – ККД, який враховує втрати механічної енергії в зачепленні циліндричної зубчастої передачі;

показник степеня 2 – кількість циліндричних зубчастих передач;

$\eta_{\text{ПКЧ}}$ – ККД, який враховує втрати механічної енергії в підшипниках кочення;

показник степеня 4 – кількість пар підшипників кочення в редукторі.

Примітка. Величини ККД вибирають з довідників.

1.2. Визначення необхідної потужності електродвигуна приводної станції

$$P_{\text{дв}} = P_3 / \eta_p = 7 / 0,93 = 7,53 \text{ кВт}$$

З таблиці 1 вибирають електродвигун з найближчим значенням номінальної потужності $P_{\text{ном}}$ і частотою обертання $n_{\text{дв}}$, яка відповідає синхронній частоті $n_{\text{синхр}}$ 1000, 1500 хв^{-1} .

Випишують основні параметри електродвигуна: тип, номінальну потужність, частоту обертання, коефіцієнт перевантаження по максимальному або пусковому моментах $T_{\text{max}}(M_m)/T_{\text{ном}}(M_H)$ або $T_{\text{пуск}}(M_n)/T_{\text{ном}}(M_H)$, діаметр вала електродвигуна.

Тип 4А132М6, номінальна потужність $P_H = 7,5$ кВт, частота обертання $n_{\text{дв}} = n_1 = 970 \text{ хв}^{-1}$ відношення максимального моменту до номінального $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}} = 2,5$, діаметр вала електродвигуна $d_1 = 38$ мм (табл.1.1 і табл. 1.2).

Таблиця 1.1

Двигуни закриті серії 4А (ДСТ 19523 – 81)

№	Тип двигуна	Потужн ість, кВт	Частота обертання, хв^{-1}	$\frac{M_m}{M_H} \left(\frac{T_m}{T_H} \right)$	$\frac{M_{\text{max}}}{M_H} \left(\frac{T_{\text{пик}}}{T_H} \right)$
Синхронна частота обертання, 1000 хв^{-1}					
1	4А71А6	0,37	910	2	2,2
2	4А71В6	0,55	900	2	2,2
3	4А80А6	0,75	915	2	2,2
4	4А80В6	1,1	920	2	2,2

4A100 S		36 2	2 6 3	235	60	11 2	63	28	12		160	100	31	12	
4A100 L		39 2	2 6 3			140									
4A112 M		45 2	3 1 0	260	80			70	32		10	190	112	8	35
4A132 S		48 0	3 5 0	302			89	38		216		132	41		13
4A132 M		53 0	3 5 2			17 8									
4A160 S	2	624	43 0	358	110	178	108	42	15	12	254	160	9	45	18
	4; 6; 8							48		14				51,5	
4A160 M	2	667				210		42		12			8	45	
	4; 6; 8		48	14	9		51,5								
4A180 S	2	662	47 0	410	110	203	121	48	15	14	279	180	9	51,5	20
	4; 6; 8							55		16			10	59	
4A180 M	2	702				241		48		14			9	51,5	
	4; 6; 8		55	16	10		59								

1.3. Визначення передаточного числа редуктора і розподіл його між швидкохідною і тихохідною ступенями

$$u_{\text{розрах.}} = n_{\text{дв}} / n_3 = 970 / 60 = 16,1$$

Заокруглюють до стандартного значення за табл. 1. 3

$$u = 16$$

Перевіряють відхилення прийнятого значення від розрахункового

$$u_{\text{розрах.}} - u / u \leq 4 \%;$$

$$16,1 - 16 / 16 = 1 \%.$$

Таблиця 1.3

**Передаточні числа редукторів
та їх розподіл по ступенях (ДСТ 2185 -66)**

Редуктори двоступеневі		
$u_{ш}$	$u_{т}$	$u = u_{ш} \cdot u_{т}$
2,5	3,15	7,87
2,8		8,82
3,15		9,92
2,8	4,0	11,2
3,15		12,6
3,55		14,2
4,0		16,0
4,0	4,5	18,0
4,5		20,25
5,0		283,0
5,0	6,3	31,5
5,6		35,28
6,3		39,69
6,3	7,1	44,73
7,1		50,41

Розподіляють передаточне число редуктора між швидкохідною і тихохідною ступенями за ДСТ 2785 -66: $u_1 = 4$, $u_2 = 4$.

1.4. Визначення частот обертання валів редуктора

$$\begin{aligned} n_{дв} &= n_1 = 970 \text{ хв}^{-1}; \\ n_2 &= n_1 / u_{12} = 970 / 4 = 242,5 \text{ хв}^{-1}; \\ n_3 &= n_2 / u_2 = 242,5 / 4 = 60,6 \text{ хв}^{-1}. \end{aligned}$$

1.5. Визначення потужностей на валах редуктора

$$\begin{aligned} P_{дв} &= P_1 = 7,5 \text{ кВт}; \\ P_2 &= P_1 \eta_{цп} \eta_{пкч} = 7,5 * 0,97 * 0,995 = 7,23 \text{ кВт}; \\ P_3 &= P_2 \eta_{цп} \eta_{пкч} = 7,23 * 0,97 * 0,995 = 6,97 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

1.6. Визначення обертальних моментів на валах приводу

$$\begin{aligned} T_{дв} &= T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 * 7,5 / 970 = 73,84 \text{ Н м}; \\ T_2 &= 9550 P_2 / n_2 = 9550 * 7,23 / 242,5 = 284,7 \text{ Н м}; \\ T_3 &= 9550 P_3 / n_3 = 9550 * 6,97 / 60,6 = 1098,4 \text{ Н м}. \end{aligned}$$

2. Розрахунок зубчастих передач

2.1. Вибір матеріалів для зубчастого зачеплення

З практики конструювання двоступеневих циліндричних редукторів для швидкохідної ступені використовують зубчасті колеса з косими зубами, а для тихохідної – з прямими.

Для одиничного і дрібносерійного типу організації виробництва зубчасті колеса виготовляють із середньо вуглецевої і низьколегованих сталей у поліпшеному або нормалізованому стані.

Матеріали шестерень: сталь 40 X, поліпшена НВ 269 ...302, границя міцності $\sigma_B = 900$ МПа, границя текучості $\sigma_T = 750$ МПа. Матеріали коліс: сталь 45, поліпшена НВ 235...262, границя міцності $\sigma_B = 780$ МПа, границя текучості $\sigma_T = 640$ МПа.

2.2. Розрахунок тихохідної ступені редуктора

2.2.1. Визначення границі контактної витривалості зубів шестірні і колеса, відповідно до базового числа циклів навантаження

$$\sigma_{НОЗ(1)} = 2НВ_{3(1)} + 70 = 2 \cdot 288,5 + 70 = 641 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{НО4(2)} = 2НВ_{4(2)} + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа},$$

де індекси 3 і 4 – номери зубчастих коліс від входу в редуктор; індекси (1) і (2) – шестірня (ведуча) і колесо (ведене).

2.2.2. Визначення сумарної тривалості роботи редуктора

$$t_{\Sigma} = 365 K_p \cdot 24 K_d L_T = 365 \cdot 0,7 \cdot 24 \cdot 0,26 \cdot 6 = 10650 \text{ год},$$

де K_p – коефіцієнт річного завантаження ($K_p = 0,7$ з технічного завдання на проектування);

K_d – коефіцієнт добового завантаження ($K_d = 0,26$ з технічного завдання на проектування);

L_r – термін служби редуктора ($L_r = 6$ років з технічного завдання на проектування).

2.2.3. Визначення еквівалентної тривалості роботи редуктора

$$T_1 = T_{\max}; t_1 = 0,5 t_{\Sigma}$$

$$T_2 = 0,5 T_{\max}; t_2 = 0,25 t_{\Sigma}$$

$$T_3 = 0,25 T_{\max}; t_3 = 0,25 t_{\Sigma}$$

де T_{\max} – максимальний обертальний момент;

T_1, T_2, T_3 – пропорційні максимальному обертальні моменти;

t_1, t_2, t_3 – тривалість дії пропорційних обертальних моментів.

$$t_{\text{екв}} = t_1 T_1^3 + t_2 (T_2 / T_1)^3 + t_3 (T_3 / T_1)^3 = (0,5 * 1^3 + 0,25 * 0,5^3 + 0,25 * 0,25^3) t_{\Sigma} = 0,535 t_{\Sigma} = 0,535 * 10650 = 5700 \text{ год.}$$

2.2.4. Визначення допустимого контактного напруження

$$[\sigma_H]_3 = \sigma_{\text{НОЗ}} K_{\text{НЛ}} / S_H = 641 * 1 / 1,1 = 583 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_4 = \sigma_{\text{НО4}} K_{\text{НЛ}} / S_H = 567 * 1 / 1,1 = 516 \text{ МПа},$$

де $K_{\text{НЛ}}$ – коефіцієнт довговічності; $K_{\text{НЛ}} = 1$, якщо $N_{\text{НЕ4}} > N_{\text{НО4}}$

$N_{\text{НЕ4}} = 60 n_3 t_{\text{екв}} = 60 * 60, 6 * 5700 = 2,1 * 10^7$ циклів – еквівалентна кількість циклів навантаження зубчастої передачі; $N_{\text{НО4}} = 1,75 * 10^7$;

S_H – коефіцієнт запасу міцності (для нормалізованої сталі $S_H = 1,1$).

Для подальших розрахунків приймають менше значення з отриманих, тобто $[\sigma_H]_4 = 516 \text{ МПа}$.

2.2.5. Визначення міжосьової відстані

$$a_w = K_a (u_2 + 1)^3 \sqrt{K T_{2p} K_{H\beta}} / \psi_{va} u_2^2 [\sigma_H]^2 =$$

$$= 490 (4+1)^3 \sqrt{343,6 * 1,05} / 0,4 * 4^2 * 516^2 = 152 \text{ мм}$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт ($K_a = 490$ – для прямозубих передач, $K_a = 430$ – для косозубих передач);

K – коефіцієнт режиму навантаження ($K = 1,2$ – з табл.1.4);

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині зуба ($K_{H\beta} = 1,05$ – графік III, схема б, рис. 1.3);

ψ_{va} – коефіцієнт відносної ширини зубчастого колеса ($\psi_{va} = 0,4$ – для редукторів середніх розмірів, табл.1.5);

T_{2p} – розрахунковий обертальний момент на колесі;

$$T_{2p} = T_2 K = 286,3 * 1,2 = 343 \text{ Нм}$$

Приймають за ДСТ 2185-66 з табл.1.5 $a_{w1} = a_{w2} = 160 \text{ мм}$

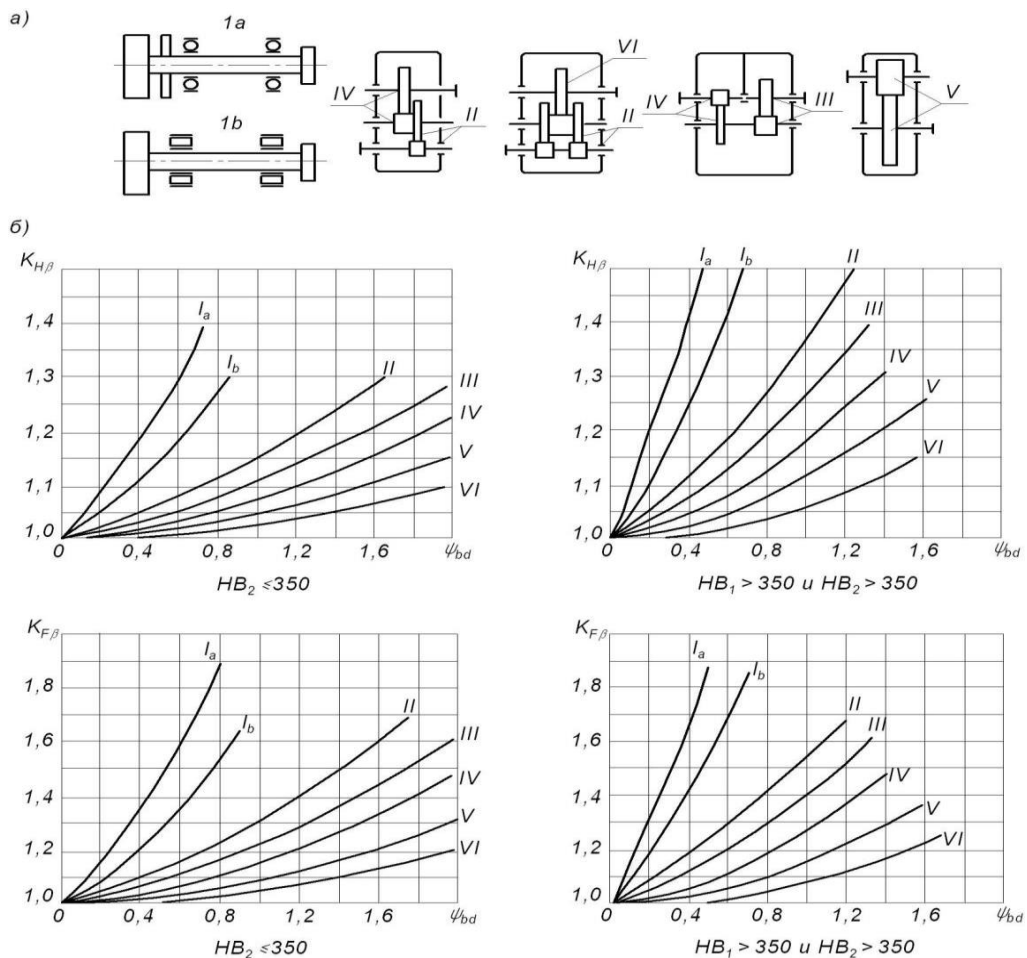


Рис.1.3. Визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$:

а – конструктивні схеми редукторів; б – графіки залежностей

Таблиця 1.4

**Орієнтовні значення динамічного
коефіцієнта режиму навантаження**

Найменування машини	Динамічний коефіцієнт К	
	холостий пуск	навантаження після пуску з допомогою фрикційної муфти
Стрічкові конвеєри	1,2...1,3	1,2...1,4

2.2.6. Визначення параметрів зубчастого зачеплення

2.2.6.1. Визначення модуля

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w \geq 2 \text{ мм},$$

$$m = (0,01 \dots 0,02) 160 = 1,6 \dots 3,2 \text{ мм}.$$

Таблиця 1.5

Стандартні параметри зубчастих коліс

$\Psi_{ва}$	0,1	0,12	0,16	0,2	0,2	0,31	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2
a_w		5			5	5			3			5
	Міжосьова відстань, мм											
	1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	
	2-й ряд						140	180	225	250	355	
	Модуль, мм											
m	1-й ряд	1,0	1,25	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
	2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11
<i>Примітка.</i> Для нестандартних редукторів значення заокруглюють по ряду R_a 40; 50; 63; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 120; 125; 130, далі через 10 до 260												

2.2.6.2. Визначення ширини зубчастого вінця

$$b_{w3} = \psi_{ba} a_w = 0,4 * 160 = 64 \text{ мм}$$

2.2.6.3. Визначення сумарної кількості зубів зубчастої передачі

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 160}{2} = 160.$$

2.2.6.4. Визначення кількості зубів шестірні

$$z_3 = z_{\Sigma} / u_2 + 1 = 160 / 4 + 1 = 32$$

2.2.6.5. Визначення кількості зубів колеса

$$z_4 = z_{\Sigma} - z_3 = 160 - 32 = 128$$

2.2.7. Визначення геометричних параметрів зубчастих коліс

2.2.7.1. Визначення ділительних діаметрів

$$d_3 = mz_3 = 2 * 32 = 64 \text{ мм};$$

$$d_4 = mz_4 = 2 * 128 = 256 \text{ мм}$$

2.2.7.2. Визначення діаметрів кіл вершин зубів

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 64 + 2 \cdot 2 = 68 \text{ мм},$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 256 + 2 \cdot 2 = 300 \text{ мм}.$$

2.2.7.3. Визначення діаметрів кіл западин зубів

$$d_{f3} = d_3 - 2,5 m = 64 - 2,5 * 2 = 59 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5 m = 256 - 2,5 * 2 = 251 \text{ мм}.$$

2.2.7.4. Визначення робочої ширини зубчастих вінців

$$b_4 = b_{w3} = 64 \text{ мм};$$

$$b_3 = b_4 + (5 \dots 10) = 64 + 6 = 70 \text{ мм}.$$

2.2.8. Визначення лінійної швидкості

$$v = \pi d_3 n_2 / 60 * 1000 = 3,14 * 64 * 242,5 / 60000 = 0,8 \text{ м/ с,}$$

де n_2 – частота обертання проміжного вала редуктора, $n_2 = 242,5 \text{ хв}^{-1}$
(див. п.1.4).

2.2.9. Перевірний розрахунок на контактну міцність

2.2.9.1. Визначення дійсного контактного напруження

$$\sigma_{H4} = 6150 z_H z_\varepsilon / a_w \sqrt{T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u_2 + 1)^3 / b_w u_2^2} = 6150 * 1,76 * 0,84 /$$

$$160 * \sqrt{343,6 * 1,05 * 1 (4+1)^3 / 70 * 16} = 378,6 \text{ МПа,}$$

де z_H – коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубів у полюсі зачеплення;

z_ε – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину лінії контакту;

$$z_\varepsilon = \sqrt{4 - \varepsilon_\alpha} / 3 = \sqrt{4 - 1,8} / 3 = 0,84,$$

$$\text{де } \varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,3(1/z_3 + 1/z_4) = 1,88 - 3,3(1/64 + 1/256) = 1,8$$

У результаті перевірки $\sigma_{H4} = 378,4 < [\sigma_H]_4 = 516 \text{ МПа}$

2.2.9.2. Уточнення поверхневої твердості зубів колеса і шестірні

$$HB_{4(3)} = 0,5(\sigma_{H4} S_H / K_{HL3(4)} - 70) = 0,5(378,4 * 1,1 / 1 - 70) = 173,12,$$

$$\text{де } K_{HL3(4)} = \sqrt[6]{N_{HE4} / N_{OA}} = 1 \text{ (див. п. 2.2.4);}$$

$$S_H = 1,1 \text{ (див. п.2.2.4).}$$

2.2.9.3. Перевірка зубів на статичну міцність за контактними напруженнями при дії пікових навантажень

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H4} \sqrt{T_{max}} / T_H = 173,12 \sqrt{2,5} = 432,8 < [\sigma_H]_{max},$$

$$[\sigma_H]_{max} = 2,8\sigma_0 = 920 \dots 1000 \text{ МПа,}$$

де σ_0 – небезпечне напруження для сталі; $\sigma_0 = 330 \dots 357 \text{ МПа}$

2.2.10. Перевірний розрахунок на міцність при згині

2.2.10.1. Визначення допустимих напружень при згині

$$[\sigma_F]_3 = \sigma_{F3}^0 K_{FL3} / S_F, \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_4 = \sigma_{F4}^0 K_{FL4} / S_F, \text{ МПа},$$

де σ_F^0 – границя витривалості при згині, що відповідає базовому числу циклів напружень ($N_{F4} = 4 \cdot 10^6$ - для сталей);

$$\sigma_{F3}^0 = 1,8 \text{ HB}_3 = 1,8 \cdot 288,5 = 519,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F4}^0 = 1,8 \text{ HB}_4 = 1,8 \cdot 248,5 = 447,3 \text{ МПа};$$

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, $K_{FL3} = K_{FL4} = 1$;

$$S_F = 1,75;$$

$$[\sigma_F]_3 = 519,3 / 1,75 = 296,7 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_4 = 447,3 / 1,75 = 255,6 \text{ МПа}.$$

2.2.10.2. Визначення коефіцієнтів форми зубів

Для $z_3 = 32$, $Y_{F3} = 3,82$; для $z_4 = 128$, $Y_{F4} = 3,62$ (табл.1. 6)

Таблиця 1.6

Величина коефіцієнтів форми зубів

Z або Z_y	Y_F при коефіцієнті зміщення інструменту X										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12	–	–	–	–	–	–	–	–	3,9	3,67	3,46
14	–	–	–	–	–	–	4,24	4,00	3,78	3,59	3,42
17	–	–	–	–	4,50	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20	–	–	–	4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25	–	4,60	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,61	3,48	3,39
30	4,60	4,32	4,15	4,05	3,90	3,80	3,70	3,62	3,57	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,55	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
≥ 100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

2.2.10.3. Визначення відношень $[\sigma_F] / Y_F$

$$[\sigma_{F3}] / Y_{F3} = 296,7 / 3,82 = 77,6;$$

$$[\sigma_{F4}] / Y_{F4} = 255,6 / 3,63 = 70,4.$$

Подальший розрахунок проводять для меншого відношення, тобто для $[\sigma_{F4}] / Y_{F4}$, де індекс 4 колесо (ведене).

2.2.10.4. Визначення сил, які діють на колесі

$$F_{t4} = 2 \cdot 10^3 T_3 / d_4 = 2 \cdot 10^3 \cdot 1098,4 / 256 = 8581 \text{ Н.}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha = 8581 \cdot 0,364 = 3123 \text{ Н;}$$

2.2.10.5. Визначення діючого напруження згину

$$\sigma_{F4} = Y_{F4} F_{t4} K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha} / K_{\varepsilon} b_w m \varepsilon_{\alpha} = 3,63 \cdot 8617 \cdot 1,2 \cdot 1,15 \cdot 1,22 /$$

$$0,95 \cdot 60 \cdot 2 \cdot 1,8 = 250 < [\sigma_F] = 257 \text{ МПа,}$$

де $K_{F\beta}$, K_{FV} , $K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, визначені за рис.1.2

Таким чином, міцність при згині забезпечена та величину модуля $m = 2$ мм змінювати не потрібно.

2.2.10.6. Перевірка міцності зуба на згині при дії короткочасних перевантажень

$$\sigma_{F\max} = \sigma_{F4} T_{\max} / T_H = 250 \cdot 2 = 500 \text{ МПа} < 0,8 \sigma_T = 512 \text{ МПа.}$$

2.3. Розрахунок швидкохідної ступені редуктора

2.3.1. Визначення основного геометричного параметра редуктора

За технічним завданням на проектування редуктор двоступеневий співвісний, тому міжосьові відстані $a_{w1} = a_{w2} = a_w = 160$ мм.

Також з попереднього розрахунку приймають $m_n = m = 2$ мм, де m_n – нормальний модуль косозубої передачі швидкохідної супені. Для косозубої передачі кут нахилу зубів $\beta = 8...15^\circ$, приймають $\beta = 8^\circ$.

2.3.2. Визначення кількості зубів колеса і шестірни

$$z_\Sigma = 2a_w \cos\beta / m_n = 2*160*0,99 / 2 = 158,4 \text{ мм};$$

Приймають $z_\Sigma = 158$.

$$z_1 = 2a_w \cos\beta / m_n (u+1) = 2*160*0,99 / 2 (4+1) = 31,68 \text{ мм};$$

Приймають $z_1 = 32$.

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 158 - 32 = 126.$$

2.3.3. Визначення передаточних чисел швидкохідної ступені і редуктора

$$u_1 = z_2 / z_1 = 126 / 32 = 3,94;$$

$$u_\phi = u_1 u_2 = 3,94*4 = 15,75;$$

$$\Delta u = u - u_\phi / u = 16 - 15,75 / 16 * 100\% = 1,56\% < [\pm 4\%].$$

2.3.4. Визначення торцевого модуля

$$m_t = m_n / \cos \beta = 2 / 0,99 = 2,02 \text{ мм.}$$

2.3.5. Визначення геометричних параметрів зубчастого вінця та лінійної швидкості колеса

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 2 * 32 / 0,99 = 64,64 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_n z_2 / \cos \beta = 2 * 126 / 0,99 = 254, 54 \text{ мм;}$$

$$v_1 = \pi d_1 n_1 / 60 * 1000 = 3,14 * 64,64 * 970 / 60000 = 3,3 \text{ м / с;}$$

$$\psi_{ba} = 0,2 \text{ (з довідників для швидкохідної ступені);}$$

$$b_{w2} = \psi_{ba} a_w = 0,2 * 160 = 32 \text{ мм;}$$

$$b_{w1} = b_{w2} + 5 = 32 + 5 = 37 \text{ мм.}$$

2.3.6. Визначення контактних напружень

$$\begin{aligned} \sigma_{H1} &= 6150 z_M z_H z_\epsilon / a_w \sqrt{T_1 K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha} (u_1 + 1)^3 / b_w u_1^2} = \\ &= 6150 * 2,75 * 1,76 * 0,84 / 160 \sqrt{73,4 * 1,04 * 1,05 * 1,06 (3,94 + 1)^3 / 37 * 3,94^2} = \\ &= 483, 28 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

де z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів коліс зубчастого зачеплення (вибирають із довідників);

$$\sigma_{H1} = 483,28 \text{ МПа} < [\sigma_H]_1 = 583 \text{ МПа.}$$

2.3.7. Визначення твердості робочої поверхні зубів шестірні

$$HB_1 = (\sigma_{H1} S_H / K_{HL1} - 70) * 0,5 = 502 * 1,1 / 1 - 70) * 0,5 = 241.$$

2.3.8. Визначення сил в зачепленні швидкохідної передачі

$$F_{t1} = 2 * 10^3 * T_2 / d_1 = 2000 * 284 / 64,64 = 8787 \text{ Н;}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 8787 * 0,364 / 0,99 = 3231 \text{ Н;}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha = 8787 * 0,364 = 3225 \text{ Н.}$$

2.3.9. Визначення еквівалентної кількості зубів та відношення $[\sigma_F] / Y_F$

$$z_{v1} = z_1 / \cos\beta^3 = 32 / 0,99^3 = 33;$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos\beta^3 = 126 / 0,99^3 = 130;$$

$$\text{З табл.7 } Y_{F1} = 3,82; Y_{F2} = 3,7$$

$$[\sigma_{F1}] / Y_{F1} = 296,7 / 3,82 = 77,6;$$

$$[\sigma_{F2}] / Y_{F2} = 255,6 / 3,7 = 69,1$$

Розрахунок проводять для зубів колеса, $[\sigma_{F2}] / Y_{F2} < [\sigma_{F1}] / Y_{F1}$.

2.3.10. Визначення діючого напруження згину

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} F_{t2} K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha} \cos^2\beta / K_{\epsilon} b_w m_n \epsilon_{\alpha} = 3,7 * 8820 * 1,2 * 1,15 * 1,22 * 0,098 / 0,95 * 32 * 2 * 1,755 = 54 < [\sigma_F]_2 = 257 \text{ МПа,}$$

де ϵ_{α} – коефіцієнт торцевого перекриття;

$$\epsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2 (1 / z_1 + 1 / z_2)] \cos\beta = [1,88 - 3,2 (1 / 32 + 1 / 126)] * 0,99 = 1,755;$$

$$F_{t2} = F_{t1} = 8820 \text{ Н.}$$

2.4. Проектний розрахунок діаметрів валів редуктора

$$d_1 = 135 \sqrt[3]{P_1 / n_1} = 135 * \sqrt[3]{7,5 / 970} = 26,7 \text{ мм;}$$

З метою спрощення конструкції приводної станції отриману величину d_1 закругляють до діаметра вала електродвигуна (див. п.1.2) 4А132М6, тобто $d_1 = 38$ мм. За ДСТ 23360 -78 вибирають шпонку перерізом $b \times h = 10 \times 9$ мм і глибиною паза на валу $t = 5,5$ мм.

$$d_2 = 135 \sqrt[3]{P_2 / n_2} = 135 * \sqrt[3]{7,23 / 242,5} = 41,8 \text{ мм} \sim 42 \text{ мм}$$

(за ДСТ6636 -69);

За ДСТ 23360 -78 вибирають шпонку перерізом $b \times h = 12 \times 11$ мм і глибиною паза на валу $t = 7$ мм.

$$d_3 = 135 \sqrt[3]{P_3 / n_3} = 135 \sqrt[3]{6,97 / 60,6} = 65,6 \text{ мм};$$

Приймають за ДСТ6636 -69 $d_3 = 67$ мм;

За ДСТ 23360 -78 вибирають шпонку перерізом $b \times h = 20 \times 18$ мм і глибиною паза на валу $t = 11$ мм.

Таблиця 1.7

Основні параметри редуктора

№	Параметр	Швидкохідна ступінь	Тихохідна ступінь
1	Потужність на ведучому валу	$P_1 = 7,5$ кВт	
2	Передаточне число редуктора	$U_p = 15,75$	
3	Передаточне число ступіней	$u_{ш} = 3,94$	$u_T = 4$
4	Частота обертання вала: ведучого	$n_{дв} = n_1 = 970$ хв ⁻¹	
5	проміжного	$n_2 = 242,5$ хв ⁻¹	
6	веденого	$n_3 = 60,6$ хв ⁻¹	
7	Тип передачі	Козозуба	Прямозуба
8	Міжосьова відстань	$a_w = a_{w1} = a_{w2} = 160$ мм	
9	Кількість зубів шестерень	$Z_1 = 32$	$Z_3 = 32$
10	Кількість зубів коліс	$Z_2 = 126$	$Z_4 = 128$
11	Кут нахилу зубів	$\beta = 8^\circ$	$\beta = 0$
12	Модуль	$m_n = 2$ мм	$m = 2$ мм
13	Коефіцієнт ширини коліс	$\Psi_{ва} = 0,4$	$\Psi_{ва} = 0,2$
14	Діаметри ділільних кіл шестерень	$d_1 = 64,64$ мм	$d_3 = 64$ мм
15	Діаметри ділільних кіл коліс	$d_2 = 254,54$ мм	$d_4 = 256$ мм
16	Ширина: шестерень	$b_{w1} = 37$ мм	$b_{w3} = 70$ мм
	зубчастих коліс	$b_{w2} = 32$ мм	$b_{w4} = 64$ мм
17	Сили в зачепленнях: колова	$F_{t2} = 8787$ Н	$F_{t4} = 8581$ Н
	радіальна	$F_{r2} = 3123$ Н	$F_{r4} = 2665$ Н
	осьова	$F_{a2} = 3225$ Н	$F_{a4} = 0$
18	Діаметри валів:	ведучий $d_1 = 38$ мм	ведений $d_3 = 67$ мм
19.	Діаметр проміжного вала	$d_2 = 42$ мм	

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Робоча програма «Робочі машини» для студентів напряму підготовки 6.010103 Технологічна освіта / Уклад. Гаркушевський В.С., Іванчук А.В., Марущак О.В., Подолянчук С.В. – Вінниця: ВДПУ, 2017. – 24 с.
2. Робоча програма «Робочі машини» для студентів напряму підготовки 6.010103 Технологічна освіта / Уклад. Іванчук А.В. – Вінниця: ВДПУ, 2017. – 10 с.
3. Деталі машин. Лабораторний практикум / Уклад. О. П. Полешко, М. С. Блощин. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 86 с.
4. Іванчук, А. В. Деталі машин: навч. посібник [для студ. вищ. пед. навч. закл.] / А. В. Іванчук. – Вінниця: ПП ТД «Едельвейс і К», 2010. – 336 с.
5. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт із дисципліни «Робочі машини» / Уклад. А. В. Іванчук. – Вінниця: ПП «ТД «Едельвейс і К»», 2012. – 68 с.
6. Чернілевський Д.В. Деталі машин. Лабораторний практикум / Д. В., Чернілевський, Р. С. Гуревич, В.С. Гаркушевський – Вінниця: ВДПУ, 2004. – 90 с.
7. Чернилевский Д. В. Проектирование приводов технологического оборудования / Д. В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2004. – 560 с.

**Іванчук Анатолій Васильович, Гаркушевський ВолодимирСавович,
Цвілик Світлана Дмитрівна
Лабораторний практикум
із навчальної дисципліни «Робочі машини»
Навчально-методичне видання**

Технічний редактор А.В. Іванчук

Комп'ютерний набір А.В. Іванчук

Підписано до друку 01. березня 2018р.

Формат 60 ×84 / 16. Друк різнографічний

Гарнітура Times New Roman. Ум. др. арк. 4,3

Наклад 50 прим.

Віддруковано ПП ТД «Едельвейс і К»

Тел. (0432) 550-333

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 2792