

Передмова

Даний атлас з деталей машин є частиною навчального комплексу для організації курсового проектування студентів механічних фахів вузів із застосуванням AutoCAD. До комплексу входять курс лекцій з деталей машин та CD-ROM, на якому містяться всі креслення, наведені в атласі, каталог електродвигунів і приклад виконання розрахунково-пояснювальної записки.

Атлас має чотири розділи: загальні питання курсового проектування, проектування механічних передач і опорних вузлів, конструкції зубчастих редукторів, робочі креслення деталей машин.

У атласі викладена методика виконання курсових проектів і є необхідний довідковий матеріал для самостійної роботи студентів над проектом.

На кафедрі теорії механізмів і машинознавства накопичений значний досвід в організації курсового проектування, у тому числі із застосуванням AutoCAD. З урахуванням реального рівня володіння AutoCAD студентами третього курсу виконання креслень на ЕОМ підвищує трудомісткість курсового проектування в 2-3 рази. Тому організація курсового проектування з використанням AutoCAD докорінно відрізня-

ється від традиційної. Необхідно звільнити студента від великого обсягу роботи з креслення конструкції, а замість цього основну увагу приділити аналізу і опрацюванню різних варіантів конструкції з метою зниження габаритів, маси і підвищення ККД редуктору, приводу.

У якості вхідних даних студенту, поряд із параметрами і схемою приводу, видається дискета з файлом креслення прототипу спроектованого редуктора. На диску CD-ROM, що додається, наведені всі основні схеми типових редукторів. Після виконання кінематичного розрахунку, розрахунків передач на міцність і перевірки підшипників на динамічну довготривалість, відповідно до розділу II, студент вносить необхідні зміни в креслення прототипу. Потім відповідно до отриманого завдання докладно проробляються питання зниження габаритів і маси редуктору за рахунок оптимальної розбивки передатного відношення, підвищення твердості робочих поверхонь зубів або підвищення жорсткості опорних вузлів.

Тут повною мірою виявляються переваги курсового проектування з використанням AutoCAD. Зміни, з урахуванням проведених розрахунків, не вимагають нового прорисовування всього креслення, що

дозволяє проробити 3-4 варіанти конструкції редуктору і вибрати найкращий. Ще великі можливості відкриваються при розгляді різних варіантів приводу. Студенти мають можливість (використовуючи наявний на диску каталог електродвигунів) накреслити 4-6 варіантів конструкції приводу, що відповідають електродвигунам із різною частотою обертання, змінювати просторове положення редуктора й електродвигуна, використовуючи різні варіанти кріплення останнього.

Відповідно до завдання на курсове проектування студент виконує робоче креслення корпусу, кришки редуктору або зварної рами, а також робочі креслення типових деталей. Такий обсяг можливий тому, що креслення деталей не прорисовують наново, а копіюють з остаточних варіантів креслення редуктору та приводу, і трудомісткість креслярської роботи зменшується. Це дозволяє більше уваги приділити оформленню креслення: вдумливого представлення розмірів, вибору граничних відхилень і шорсткостей з урахуванням ймовірної технології виготовлення, опрацювання технічних вимог і таблиць параметрів зачеплення для деталей, які мають зубчастий вінець.

Курсове проектування з використанням AutoCAD змінює

уявлення про обсяг курсового проектування. З урахуванням розглянутих варіантів редуктору і приводу студент може виконати 10-11 креслень, що звичайно прийнято креслити на 7-8 листах формату A1. Друкувати таке число листів на плотарі недоцільно з економічних міркувань. Надруковані на принтері у форматі A4 креслення не завжди читаються. Найбільш доцільно друкувати на плотарі лише найкращі варіанти конструкцій редуктору і приводу, а також креслення корпусу і рами. Замість формату A1 можна використовувати формат A2 або A3, деталі виконують на форматі A4. Доцільно роздруковувати кожну проекцію редуктору, приводу на окремому аркуші у вигляді окремого креслення. Жорстких вимог щодо кількості листів не встановлюється. Звичайно проект включає 1-2 листи формату A2, 1-2 листи формату A3 та 4 листи формату A4. Листи підшивають до записки. Розрахунково-пояснювальна записка студентами оформляється в текстовому редакторі WORD з використанням зразка записки, що міститься на CD-ROM.

Для організації самостійної роботи студентів над проектом велику увагу необхідно приділити конструктивній різноманітності проєктованих редукторів і приводів.

У атласі наведені можливі варіанти завдань на курсове проектування. Поряд із схемами типових редукторів підбрані рідко використовувані, але перспективні схеми редукторів і приводів. Додаткові можливості з опрацювання різних варіантів конструкцій дають пакети інженерного аналізу. Найбільш придатні до використання в навчальному процесі Mechanical Desktop і Mechsoft. Будова різних пакетів інженерного аналізу ідентична - графічний предпроцесор із можливістю обміну даними з програмами CAD, власне процесор розрахунків на міцність на базі скінечно-елементних моделей і постпроцесор, що вирішує завдання візуалізації, включаючи фотореалістичну анімацію. Звичайно для проведення розрахунку на міцність раніше було потрібно створення об'ємних твердотілих моделей. Mechanical Desktop розпізнає тривимірні твердотілі моделі і перетворює їх у параметрично описані деталі за допомогою модуля Feature Recognition. Остання версія Mechanical Desktop і Mechsoft орієнтована на імпорт площинних креслень деталей із AutoCAD і перетворення їх у параметричні моделі.

До Mechanical Desktop входить спеціальний модуль

Power Pack, що містить стандартні деталі, профілі сталевих прокатів і конструктивні елементи відповідно до різних стандартів, серед яких і ДЕРЖСТАНДАРТ. Маса і моменти інерції спроектованих деталей визначаються модулем Power Pack з урахуванням матеріалу. Є база даних матеріалів щодо стандартів ISO, DIN, ДЕРЖСТАНДАРТ та ін.

Найбільш цікавою особливістю розглянутого модуля є можливість генерації параметричних моделей ряду деталей - валів, пружин, кулачків. Параметрична модель вала формується з типових елементів: циліндрів, конусів, зубчастих коліс, різьбових і шліцьових ділянок. Використання стандартних підшипників, кілець, втулок дає змогу одержати параметричну модель складання - підшипниковий вузол.

Модуль Power Pack містить основні інженерні розрахунки з курсу деталей машин: розрахунок болтового з'єднання (включаючи з'єднання з попереднім затягуванням), підшипників, валів, кулачків, пружин, ланцюгових і ремінних передач, а також геометричний розрахунок циліндричних зубчастих передач.

РОЗДІЛ I

Порядок виконання
курсowego проекту.
Приклади варіантів
вхідних даних.

**Порядок виконання
курсowego проекту**

Тема **А**

1. Кінематичний розрахунок приводу.
2. Проектний розрахунок зубчастих передач.
3. Розрахунок відкритої передачі гнучким зв'язком.
4. Підготовка ескізного проекту.
5. Перевірочні розрахунки зубчастих передач.
6. Розробка альтернативного варіанту конструкції з більш високими (на 15 ... 20%):
 - а) навантажувальною спроможністю редуктору з циліндричними передачами;
 - б) довготривалістю редуктору з кінечною передачею;
 - в) ККД редуктору з черв'ячною передачею;
7. Уточнений розрахунок вала на витривалість.
8. Розрахунок підшипників на динамічну довготривалість.
9. Перевірочний розрахунок муфти.

**Зміст графічної частини
проекту**

Тема **А**

1. *Складальне креслення редуктору.* Кресляться три проєкції редуктору з усіма необхідними розрізами, наводяться технічні характеристики і вказуються технічні вимоги.
2. *Робоче креслення корпусної деталі.* Виконується робоче креслення картеру або кришки редуктору, що виготовляються зварюванням.
3. *Робочі креслення основних деталей приводу.* (Вал, вал-шестерня, колесо зубчасте, стакан, кришка підшипника, шків, зірочка). Усього 4 - 5 креслень.
4. *Складальне креслення другого варіанту конструкції редуктору.* Кресляться дві проєкції редуктору з усіма необхідними розрізами, наводяться технічні характеристики і вказуються технічні вимоги.
Кресляться компонування варіантів конструкції редуктору, накладені одна поверх іншої.

**Порядок виконання
курсowego проекту**

Тема **Б**

1. Кінематичний розрахунок приводу.
2. Проектний розрахунок зубчастих передач.
3. Розрахунок відкритої передачі гнучким зв'язком.
4. Підготовка ескізного проекту.
5. Перевірочні розрахунки зубчастих передач.
6. Пророблення варіантів конструкції:
 - а) опорних вузлів редуктору з циліндричними передачами;
 - б) конструкції коліс редуктору з конічною передачею;
 - в) системи охолодження редуктору з черв'ячною передачею;
7. Уточнений розрахунок вала на витривалість.
8. Розрахунок підшипників на динамічну довготривалість.
9. Перевірочний розрахунок муфти

**Зміст графічної частини
проекту**

Тема **Б**

1. *Складальне креслення редуктора.* Кресляться три проекції редуктору з усіма необхідними розрізами, наводяться технічні характеристики і вказуються технічні вимоги.
2. *Робоче креслення корпусної деталі.* Виконується робоче креслення картеру або кришки редуктору, що виготовляються зварюванням.
3. *Складальні креслення варіантів конструкцій опорного вузла (для циліндричних редукторів).* *Робочі креслення варіантів конструкцій коліс (для циліндро-конічних редукторів).* *Робочі креслення варіантів конструкції корпусу (для черв'ячних редукторів).* Усього 4 - 5 креслень.
4. *Креслення загального виду приводу або другий варіант пророблення конструкції редуктору*

**Порядок виконання
курсowego проекту**

Тема **В**

1. Кінематичний розрахунок приводу.
2. Проектний розрахунок зубчастих передач.
3. Розрахунок відкритої передачі гнучким зв'язком.
4. Підготовка ескізного проекту.
5. Розрахунок підшипників на динамічну довготривалість.
6. Уточнений розрахунок вала на витривалість.
7. Перевірочний розрахунок муфти на швидкохідному валу редуктору.
8. Кінематичний розрахунок приводу з відкритою зубчастою передачею на вихідному валу редуктору замість передачі гнучким зв'язком.
9. Розрахунок відкритої зубчастої передачі. При необхідності проектний розрахунок передач редуктору.
10. Перевірочний розрахунок муфти на тихохідному валу редуктору.
11. Порівняльний аналіз компонувань двох варіантів приводу.

**Зміст графічної частини
проекту**

Тема **В**

1. *Складальне креслення редуктору.* Кресляться три проекції редуктору з усіма необхідними розрізами, наводяться технічні характеристики і вказуються технічні вимоги.
2. *Креслення загального виду приводу.* Кресляться три проекції приводу, вказуються технічні характеристики і наводяться технічні вимоги. Проробляється конструкція рами. Кресляться необхідні перетини і місцеві види.
3. *Робочі креслення основних деталей приводу.* (Вал, вал-шестерня, колесо зубчасте, стакан, кришка підшипника, шків, зірочка). Усього 4 - 5 креслень.
4. *Креслення загального виду альтернативного варіанта приводу.* Кресляться дві проекції приводу, вказуються технічні характеристики і наводяться технічні вимоги. Розробляється і креслиться конструкція рами.

Зміст розрахунково- пояснювальної записки

1. *Титульний лист.*
2. *Вихідні дані.*
3. *Зміст.*
4. *Кінематичний розрахунок приводу.* Наводиться кінематична схема приводу з позначенням усіх валів і елементів передач. Визначаються потужності, частоти обертання, кутові швидкості й обертові моменти для кожного вала приводу.
5. *Розрахунок зубчастих передач.* Наводяться вихідні дані для розрахунку, обирають матеріал зубчастих коліс і вид термообробки, виконується розрахунок припустимих напруг, визначаються геометричні розміри зубчастих коліс, виконуються перевірочні розрахунки передачі.
6. *Розрахунок відкритих передач.* Наводяться вихідні дані для розрахунку, вибір характеристик елементів передачі, визначення припустимих параметрів, визначення геометричних параметрів передачі, перевірочні розрахунки.
7. *Підготування ескізного проекту.* Для кожного валу приводу наводиться орієнтовний розрахунок його діаметру, і призначаються діаметри всіх

ділянок вала, обирається тип підшипників і схема їхньої установки. Визначаються конструктивні розміри елементів корпусу редуктору, відстані між елементами приводу. Вибирається спосіб виготовлення заготовок окремих деталей, розміри дисків, ободів, з'єднань вал-маточина, вихідних ділянок валів. Обирається система змащування передач і відповідний мастильний матеріал.

8. *Перевірочні розрахунки.* Наводяться уточнений розрахунок валу на втомну міцність (вал для розрахунку обирається за узгодженням із викладачем), розрахунок підшипників на довготривалість, розрахунки з'єднань вал-маточина і муфти. Інші необхідні розрахунки.

9. Література.

10. ДОДАТКИ. Специфікації на складальні креслення, ескізне опрацювання.

Варіанти циклограм навантаження приводу

Таблиця 1.1

№	Назва режиму і номер за малюнком	T_2/T_{max}	T_3/T_{max}	L_{h2}/L_h	L_{h3}/L_h
1	Постійний 1	0	0	1.0	0
2	Важкий 2	0	0.3	0.5	0
3		0.8	0.4	0.3	0.4
4	Середній рівнойомір- ний 3	0	0.2	0.25	0
5		0.6	0.2	0.15	0.45
6	Середній нормальний 4	0	0.15	0.18	0
7		0.6	0.2	0.1	0.4
8	Легкий 5	0	0.15	0.125	0
9		0.5	0.1	0.1	0.2
10	Особливо легкий 6	0	0.1	0.063	0
11		0.4	0.1	0.05	0.25

Типові режими навантаження

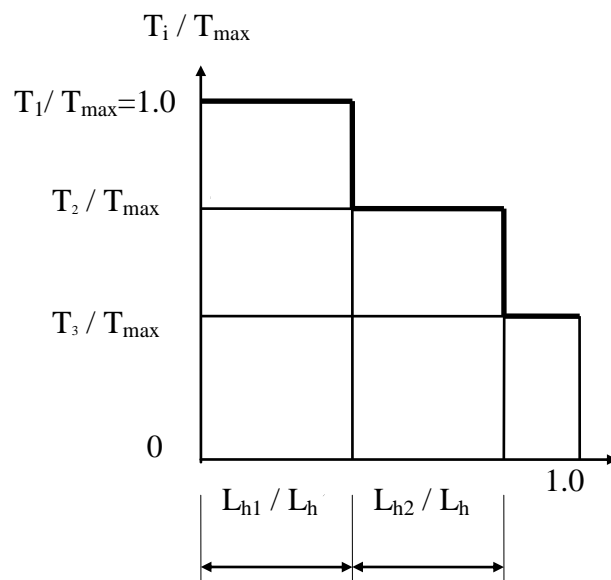


Рис. 1.1

Циклограми навантаження

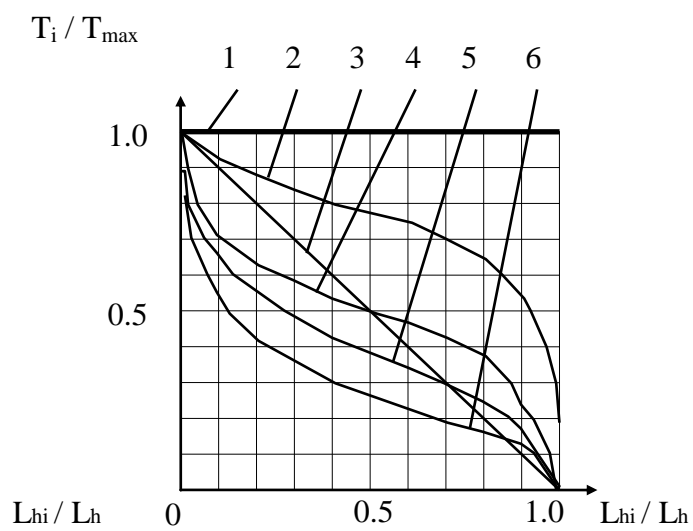
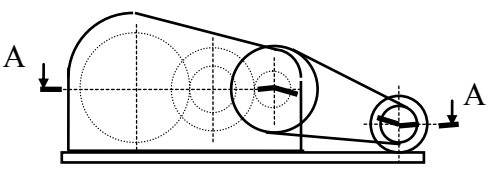
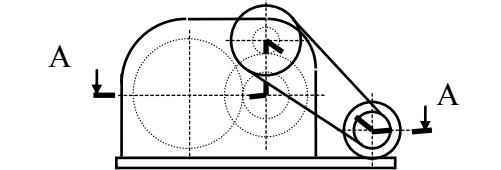
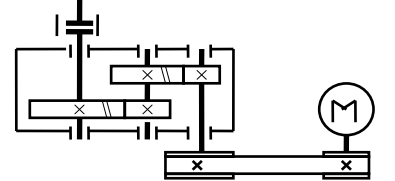
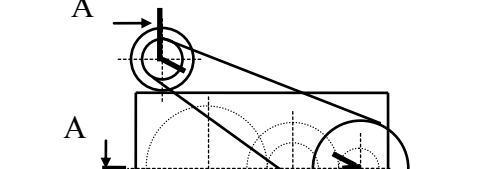
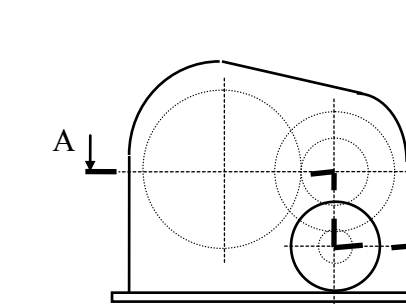
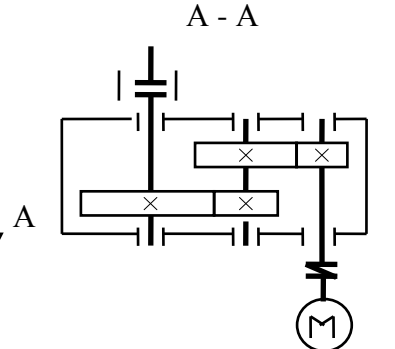
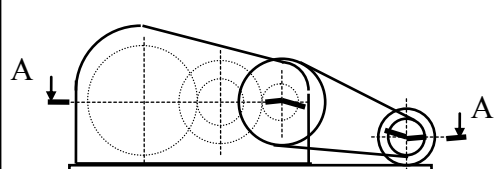
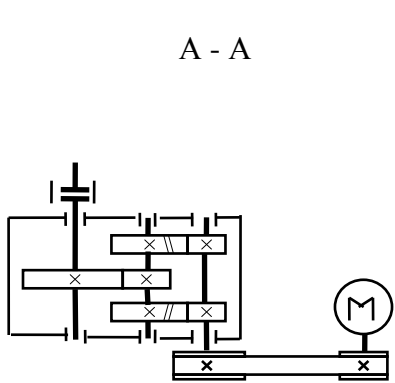
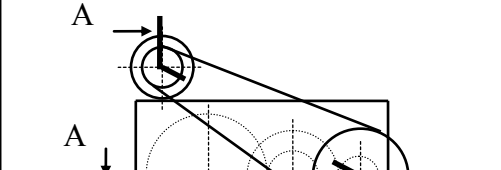
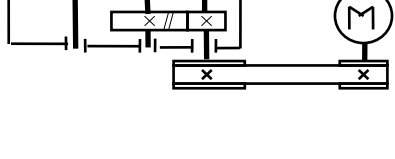


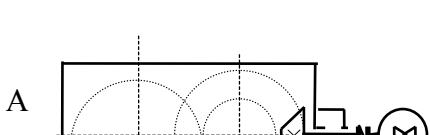
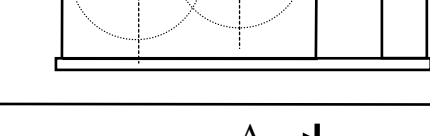
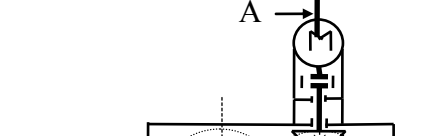
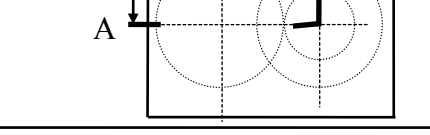
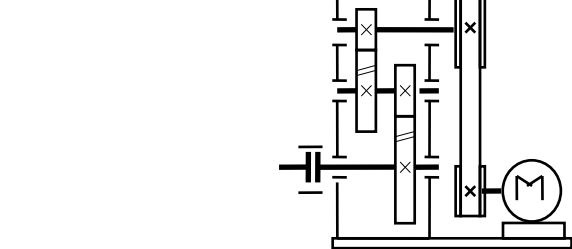
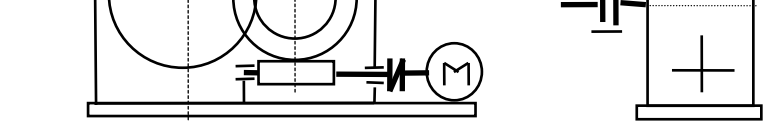

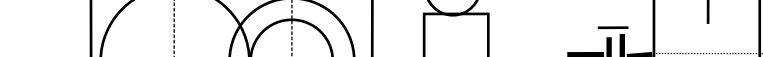
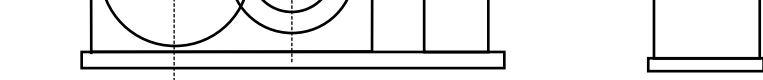

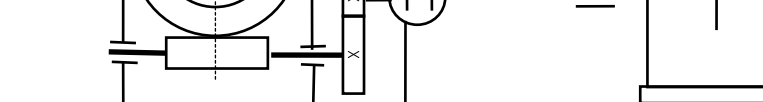
Рис. 1.2.

Кінематичні схеми приводів

Таблиця 1.2

№	Особливості	Схема	
1 2 3	Плоский ремінь Клиновий ремінь Зубчастий ремінь		A - A
4 5 6	Плоский ремінь Клиновий ремінь Зубчастий ремінь		
7 8 9	Плоский ремінь Клиновий ремінь Зубчастий ремінь		
10 11 12 13	Всі ступені прямозубі Всі ступені косозубі 1 ступінь косозубий 2 ступінь косозубий		A - A 
14 15 16	Плоский ремінь Клиновий ремінь Зубчастий ремінь		A - A 
17 18 19	Плоский ремінь Клиновий ремінь Зубчастий ремінь		

№	Особливості	Схема
20 21 22	Плоский ремінь Клиновий ремінь Зубчастий ремінь	
23 24 25	Плоский ремінь Клиновий ремінь Зубчастий ремінь	
26 27 28	Плоский ремінь Клиновий ремінь Зубчастий ремінь	
29 30 31 32	Всі ступені прямозубі Всі ступені косозубі 1 ступінь косозубий 2 ступінь косозубий	
33 34 35 36	Всі ступені прямозубі Всі ступені косозубі 1 ступінь косозубий 2 ступінь косозубий	

№	Особливості	Схема
37	2 ступінь косозубий	
38	2 ступінь прямозубий	
39	2 ступінь косозубий	
40	2 ступінь прямозубий	
41	Плоский ремінь	
42	Клиновий ремінь	
43	Зубчастий ремінь	
44	2 ступінь косозубий	
45	2 ступінь прямозубий	
46	2 ступінь косозубий	
47	2 ступінь прямозубий	
48	1 ступінь косозубий	
49	1 ступінь прямозубий	

Варіанти вхідних даних

Таблиця 1.3

№	Момент на вихідному валу приводу $T_{вих}, Н*м$	Частота обертання вихідного валу приводу $n_{вих}, об/хв$	Передатне число редуктору $U_{ред}$	Твердість робочих Поверхонь зубів коліс	Термін служби приводу $L_h, тис. годин$
1	2000	50	20	250HB	5
2	1500	80	16	290HB	10
3	1000	60	20	48HRC	12
4	750	100	12	290HB	8
5	500	100	16	63HRC	6
6	400	200	10	55HRC	7
7	315	200	12	250HB	5,5
8	250	250	12	290HB	6
9	160	160	10	50HRC	7,5
10	100	200	16	55HRC	10
11	2000	20	50	230HB	14
12	1400	30	32	63HRC	6
13	800	50	25	290HB	7
14	500	80	20	45HRC	9
15	250	120	10	55HRC	10
16	100	80	16	50HRC	12
17	80	50	25	290HB	16
18	1800	40	25	250HB	10
19	1200	60	20	259HB	8
20	900	75	12	290HB	6,5
21	2000	35	20	45HRC	9
22	1750	30	32	48HRC	5
23	1500	20	40	50HRC	7,5
24	1250	40	25	290HB	10
25	1000	50	20	63HRC	14
26	750	100	12	230HB	11
27	500	150	10	55HRC	10
28	350	80	16	50HRC	5,5
29	280	100	12	290HB	7
30	200	150	10	230HB	10

РОЗДІЛ III

Проектування механічних передач і опорних вузлів

Кінематичний розрахунок приводу

Перший етап кінематичного розрахунку – розбивка передатного відношення приводу, значною мірою визначає його габарити і вагу. Орієнтований вибір передатних чисел роблять за даними таблиці 2.1.

Табл.2.1

Вид Передачі	Рекомен- довано значення u	Макси- мальне значення u
Циліндрична зубча- ста передача відк- рита	2...4	5
Циліндрична зубча- ста передача закри- та швидкохідна	3,15...5	8
Циліндрична зубча- ста передача закри- та тихохідна	2,5...5	6,3
Циліндрична зубча- ста передача закри- та тихохідна	2,5...5	6,3
Циліндрична зубчас- та передача в спі- восному редукторі	4...6 ,3	10
Конічна зубчаста передача закрита	3,15...5	6,3
Конічна зубчаста передача відкрита	1...4	5
Черв'ячна передача	16...50	80
Ланцюгова передача	1,5...4	10
Ремінна передача	2...4	8

Передатні відношення повинні відповідати стандартним:

1-й ряд -

1; 1,25;
1,6; 2,0; 2,5;
3,15; 4,0; 5,0;
6,3; 8,0; 10;
12,5

2-й ряд -

1,12; 1,4;
1,8; 2,24;
2,8; 3,55;
4,5; 5,6; 7,1;
9,0; 11,2

Для передач редукторів із досвіду конструювання розроблені більш точні рекомендації на вибір передатних чисел швидкохідного $u_{ш}$ і тихохідного $u_{т}$ ступенів (табл. 2.2).

Табл. 2.2

Номер кінематичної схеми приводу	Формула для визначення передатного числа швидкохідного $u_{ш}$ і тихохідного $u_{т}$ ступеня у залежності від передатного числа редуктору u
1 - 19 41 - 43	$u_{т} = 0.88\sqrt{u}$
20 - 25 29 - 36	$u_{т} = 0.95\sqrt{u}$
26 - 28	$u_{ш} = 2 * \sqrt[3]{u}$
37 - 40	$u_{т} = 1.1\sqrt{u}$
46 - 49	1, 6...3, 15

Необхідні для кінематичного розрахунку значення ККД зведені в таблицю 2.3.

Табл. 2.3

Тип передачі	ККД
Циліндрична відкрита зубчаста передача	0,97
Циліндрична закрита зубчаста передача	0,98
Конічна відкрита зубчаста передача	0,95
Конічна закрита зубчаста передача	0,975
Черв'ячна передача $u > 30$	0,7
Черв'ячна передача $u = 14 \dots 30$	0,75
Черв'ячна передача $u < 14$	0,85
Ланцюгова передача	0,95
Ремінна передача	0,93

Розрахунок зубчастих передач на контактну витривалість

Міжосьова відстань (м)

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{k_{H\beta} T_{H2}}{\phi_a u^2 [\sigma_H]^2}},$$

де знак “-” для передач внутрішнього зачеплення; коефіцієнт $K_a = 495$ для прямозубих коліс; $K_a = 430$ для косозубих коліс; ϕ_a - коефіцієнт ширини зубчастого вінця, який вибирається з ряду стандартних чисел: 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.315, 0.4, 0.5, 0.65.

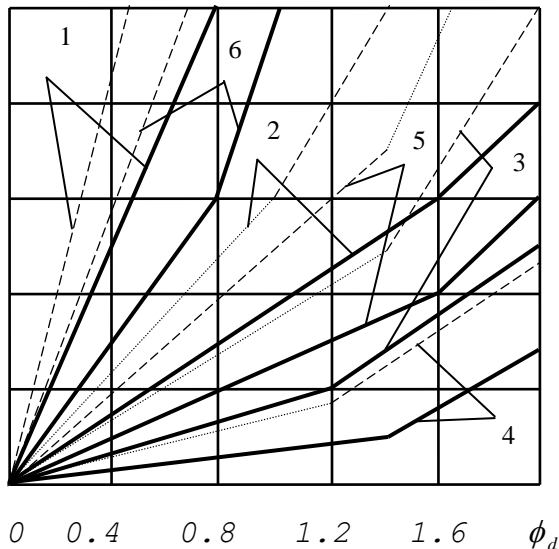


Рис. 2.1

За обраним значенням ϕ_a визначаємо коефіцієнт

$$\phi_d = \phi_a (u+1) / 2.$$

Графік залежності коефіцієнта $k_{H\beta}$ даний суцільними лініями (Рис. 2.1) при твердості зубів шестерні або колеса менше 350НВ. Крива (1) відповідає I ступеню в схемах - 37...40; (2) I ст. - 1...19, 41...49; (3) II ст. - 1...13, 37...43; (4) II ст. - 14...19, (5) - 20...36, (6) II ст. - 26...28.

Знайдені значення міжосьової відстані округляють до стандартних: 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315.

Вибирають модуль передачі $m = 0.01-0.025 a_w$ відповідно з стандартними значеннями:

Ряд 1 (мм)
1.0, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10.

Ряд 2 (мм)
1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9.

Формула перевірконого розрахунку на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{Hv} (u+1)}{b_w d_1 u}} \leq [\sigma_H],$$

де F_t вимірюється в Н; лінійні розміри в мм; $[\sigma_H]$ в МПа; $Z_E = 190$

$MPa^{1/2}$; $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ - для косозубих коліс і

$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3}$ для прямозубих;

$$\varepsilon_\alpha = [1.88 - 3.2((1/Z_1) + (1/Z_2))] \cos \beta$$

$Z_H \approx 25$; $k_{H\alpha} = 1$ для прямозубих

$k_{H\alpha} = 1 + C(N - 5)[(1/Z_\varepsilon^2) - 1]$ для косозубих
($C = 0,25$ при $N < 350$ НВ, $C = 0,4$ при $N > 350$ НВ, N

- ступінь точності); $k_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} b_w}{F_t k_{H\alpha} k_{H\beta}}$,

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w / u}$$

Значення коефіцієнта δ_H

Табл. 2.4

Вид зубів	δ_H при $N < 350$	δ_H при $N > 350$
Прямі	0,16	0,14
Прямі модифіковані	0,04	0,1
Косозубі	0,02	0,04

Значення коефіцієнта g_0

Табл. 2.5

модуль	6 ст. точн.	7 ст. точн.	8 ст. точн.
<3,55	3,8	4,7	5,6
3,55... 10...10	4,2	5,3	6,1
>10	4,8	6,4	7,3

При проектному розрахунку конічних передач визначається зовнішній ділительний діаметр колеса (м)

$$d_{t2} = 17500 \sqrt[3]{\frac{k_{H\beta} u T_{H2}}{\theta_H [\sigma_H]^2}}$$

Коефіцієнт θ_H приймають рівним 0,85 для прямозубих коліс; для коліс з круговими зубами:

($H_1 < 350$ НВ,

$H_2 < 350$ НВ)

$$\theta_H = 1,22 + 0,21,$$

($H_1 > 350$ НВ,

$H_2 < 350$ НВ)

$$\theta_H = 1,13 + 0,13,$$

($H_1 > 350$ НВ,

$H_2 > 350$ НВ)

$$\theta_H = 0,81 + 0,15.$$

Коефіцієнт $k_{H\beta}$

обирають по

рис. 2.1 для

коліс з круговими

зубами

$$\theta_H = 1,22 + 0,21 u$$

($H_1 < 350$ НВ по

$$\phi_d = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}.$$

Перевірка зубів конічних коліс за контактними напруженнями

$$\sigma_H = 1.9 * 10^6 \sqrt{\frac{k_{H\beta} k_{H\nu} k_{H\alpha} u T_{H2}}{\theta_H d_{e2}^3}} \leq [\sigma_H]$$

Розрахунок коефіцієнта $k_{H\alpha}$ ведеться за значеннями коефіцієнта перекриття, отриманого для еквівалентних циліндричних коліс.

Розрахунок зубчастих передач на згинальну витривалість

$$\sigma_F = \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{F\nu}}{b m_n} y_F \leq [\sigma_F],$$

де коефіцієнти $k_{F\alpha}$, $k_{F\beta}$, $k_{F\nu}$ визначаються зведенням у ступінь N коефіцієнтів використаних у розрахунках на контактну витривалість.

$$N = \frac{(b/h)^2}{(b/h)^3 + (b/h) + 1},$$

де $h = 2m_n$ для косозубих і $h = 2m_n/\epsilon_\alpha$ для прямозубих коліс.

Розрахунок на згинальну витривалість конічних коліс проводиться для середнього перетину зуба.

$$\sigma_F = \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{F\nu}}{b \theta_F m_n} y_F \leq [\sigma_F],$$

де $\theta_F = 0,94 + 0,08u$

($H1 < 350\text{HB}$, $H2 < 350\text{HB}$);

$$\theta_F = 0,85 + 0,04u$$

($H1 > 350\text{HB}$, $H2 < 350\text{HB}$);

$$\theta_F = 0,65 + 0,11u$$

($H1 > 350\text{HB}$, $H2 > 350\text{HB}$).

Розрахунок черв'ячних передач

$$a_w = 6100 \sqrt{\frac{T_{H2}}{[\sigma_H]^2}}.$$

За знайденим значенням міжосьової відстані визначають модуль $m = (1,4-1,7) \frac{a_w}{z_2}$, що округляють до стандартного. За модулем обирають коефіцієнт діаметру черв'яка q із стандартного ряду: 8, 10, 12.5, 14, 16, 20. Менші значення коефіцієнта q відповідають великим значенням модуля. Мінімумально припустиме значення q вибирають з умови жорсткості черв'яка $q = 0,212 * z_2$.

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість побудований на основі тих же передумов, що і розрахунок зубчастих передач. У передачах з архімедовим черв'яком радіус кривизни профілю витка черв'яка $\rho = \infty$, з урахуванням цього формула

для розрахунку контактних
напруг σ_H має вигляд

$$\sigma_H = \frac{5400}{z_1/q} \sqrt{\frac{T_2 k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu} (z_1/q + 1)}{a_w^3}} \leq [\sigma_H]$$

**Розрахунок черв'ячних пере-
дач на згинальну витрива-
лість**

Витки черв'яка значно
міцніші від зубів черв'ячно-
го колеса. Тому мета розра-
хунку - запобігання поломці
зубів черв'ячного колеса.

$$\sigma_F = \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{F\nu} \cos \gamma}{d_2 m} y_F \leq [\sigma_F]$$

де y - коефіцієнт форми зу-
бів, що вибирається за екві-
валентним числом зубів

$$z_v = z_2 / \cos 2\gamma.$$

**Розрахунок редукторів
на нагрів**

Коефіцієнт корисної дії
 η залежить від втрат у заче-
пленні (урахування втрат че-
рез тертя в зачепленні здій-
снюється за допомогою коефі-
цієнта $\psi_{(з)}$, втрат на тертя в
опорах $\psi_{(о)}$, втрат на збовту-
вання олії $\psi_{(м)}$, втрат на те-
ртя в ущільненнях $\psi_{(у)}$.

$$\eta = (1 - \psi_{(з)}) /$$

$$(1 + \psi_{про} + \psi_{м} + \psi_{у}).$$

Коефіцієнт втрат у за-
чепленні:

черв'ячних передач

$$\psi_{з} = [1 - \text{tg}(\gamma) / \text{tg}(\gamma + \phi)] +$$

$$0, 5\pi f \varepsilon_s / z_2,$$

зубчастих передач

$$\psi_{з} = (1, 5\pi f / \cos \beta) (1/z_1 + 1/z_2) \varepsilon_{\alpha},$$

де γ - кут підйому вит-
ків черв'яка; кут тертя ϕ -
кут тертя; f - коефіцієнт
тертя в зачепленні; ε_s - кое-
фіцієнт перекриття в серед-
ній площині черв'ячної пере-
дачі; ε_{α} - коефіцієнт торце-
вого перекриття в зубчастій
передачі; β - кут нахилу зу-
бів; z_1 і z_2 - кількість зу-
бів .

Коефіцієнт тертя в за-
чепленні залежить від швид-
кості ковзання V (рис. 2.2),
а в черв'ячних передачах і
від матеріалу колеса
(табл.2.6).

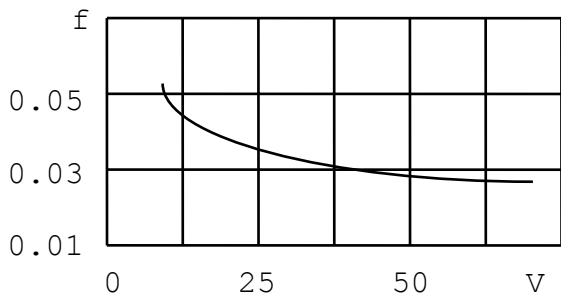


Рис. 2.2

Табл. 2.6

Швидкість ковзання, м/с	Олов'яністі бронзи	Безолов'яністі бронзи	Сірі чавуни
0,01	0,11	0,18	0,2
0,1	0,085	0,14	0,16
0,25	0,07	0,1	0,11
0,5	0,06	0,09	0,1
1	0,05	0,075	0,09
2	0,04	0,055	0,07
4	0,028	0,045	-
5	0,026	0,035	-
10	0,024	-	-

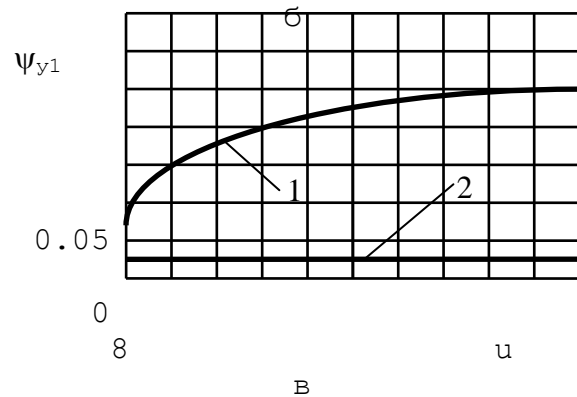
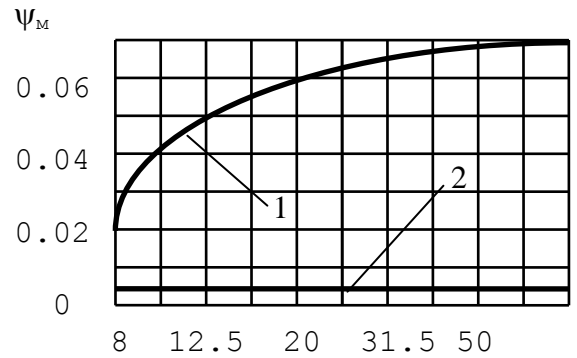
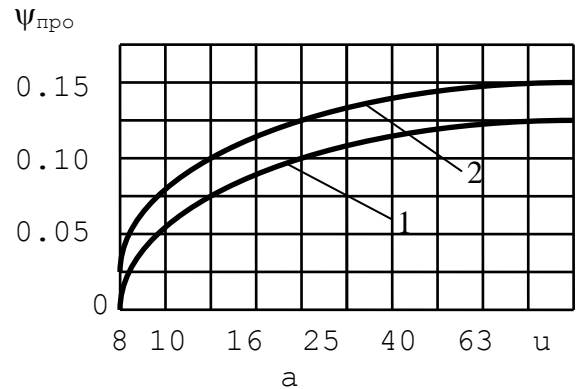


Рис. 2.3

Коефіцієнт перекриття в середній площині черв'ячного колеса

$$\varepsilon_s = \sqrt{[0.17(z_2 + x) + 0.34]^2 - (0.16z_2)^2} - 0.058z_2 + 1.01(1 - x).$$

Коефіцієнт (ψ_0) вибирається в залежності від передатного відношення u і типу опор: шарикопідшипники - 1; роликпідшипники - 2

Коефіцієнт (ψ_m) вибирається в залежності від передатного відношення u і конструкції редуктору: черв'як під колесом - 1; колесо під черв'яком - 2.

Коефіцієнт $\psi_y = k_m \cdot \psi_{y1}$ (див. рис. 2.3в). Значення коефіцієнта k_m у залежності від міжосьової відстані a_w і глибини занурення h черв'яка (ч) і колеса (к) в олію визначаються з таблиці 10.

Табл. 2.7

a_w	(ч) $h < 2m$	(ч) $h > 2m$
	(к) $h < mz/8$	(к) $h > mz/8$
<80	0,4	0,65
80-160	0,25	0,4
>160	0,1	0,2

Коефіцієнт (ψ_{y1}) вибирається в залежності від передатного відношення u для вала черв'яка - 1; для вала колеса - 2. Для урахування загальних втрат в ущільненнях знайдені коефіцієнти підсумовуються.

Розрахунок ККД і втрат у зачепленні дозволяє визначити температуру олії в редукторі

$$t_m = N \cdot (1 - \eta) \cdot k_p / (A \cdot k_T) + t_b < [t_m],$$

де N - передана потужність; t_m - температура олії; $[t_m]$ - припустима температура

олії; t_b - температура навколишнього повітря; k_T - коефіцієнт теплопередачі; A - площа поверхні охолодження.

Табл. 2.8

Частота обертання черв'яка	K_T
750	15
1000	17,5
1500	22

При невиконанні умови $t_m < [t_m]$ ($[t_m] = 70^\circ$ при верхньому розташуванні черв'яка; $[t_m] = 90^\circ$ при нижньому розташуванні черв'яка) застосовують оребрення корпусу або штучне охолодження.

Температура олії при наявності вентилятора визначається за формулою

$$t_m = N \cdot (1 - \eta) \cdot k_p / [(A \cdot k_T) + (A_1 \cdot k_{T1})] + t_b < [t_m],$$

де A_1 - 30% площа поверхні що обдувається вентилятором; $k_{T1} = 7 + 12 \cdot 0,005n_1$ (коефіцієнт теплопередачі для поверхні корпусу, яка обдувається).

Періодична робота редуктора враховується коефіцієнтом $k_p = t_p / 60$, де t_p - час роботи протягом години.

Розрахунок припустимих напруг

Припустимі контактні напруги визначають окремо для шестерні $[\sigma]_{H1}$ і колеса $[\sigma]_{H2}$. Розрахункова припустима контактна напруга передачі

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}).$$

Ця напруга не повинна перевищувати: для циліндричних косозубих і шевронних коліс - $1,23[\sigma]_{H2}$; для конічних коліс з круговим зубом $1,15[\sigma]_{H2}$.

Контактна $[\sigma]_H = [\sigma]_{Hlim}K_{HLL}/S_H$ і згинальна $[\sigma]_F = [\sigma]_{Flim}K_{FL}/S_F$ допустимі напруги відповідні тривалій контактній $[\sigma_{Hlim}]$ і згинальній витривалості $[\sigma_{Flim}]$; S_H і S_F - коефіцієнти безпеки за контактними і згинальними напругами; K_{HLL} і K_{FL} - коефіцієнти довговічності за контактними і згинальними напругами.

$$K_{HLL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_H}$$

Отримане значення коефіцієнта повинно лежати у межах $2,4 > K_{HLL} > 1$. Розрахункове число циклів зміни напруг

$$N_H = 60c\Sigma(T_i/T_{1H})^3 n_i t_i,$$

де c - число зачеплень зуба за один оберт колеса; T_i - розмір i -го обертального моменту; n_i - частота обертання (об/хв) того з коліс, за матеріалом якого визначають припустимі напруги, що відповідають даному моменту;

t_i - число годин роботи передачі при даному значенні моменту; T_{1H} - максимальний момент, що враховується при розрахунку. Базове число циклів залежить від твердості робочих поверхонь зубів $N_{H0} = 30*HB^{2,4}$.

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{F0}/N_F}$$

Отримане значення коефіцієнта повинно лежати в межах $2 > K_{FL} > 1$. Розрахункове число циклів зміни напруг

$$N_F = 60c\Sigma(T_i/T_{1F})^m n_i t_i,$$

де m дорівнює 6 для нормалізованих і поліпшених коліс і 9 - для загартованих коліс. Базове число циклів при згині $N_{F0} = 4*10^6$.

Коефіцієнт безпеки S_H : для коліс з однорідною структурою $S_H = 1,1$, з поверхневим зміцненням $S_H = 1,2$. При згині коефіцієнт S_F складає $1,7...2,2$; великі значення відповідають литим заготовкам.

У таблиці 2.9 наведені значення твердості зубів у залежності від марки стали і термічної обробки. Таблиця 2.10 дозволяє визначити орієнтовні значення припустимих напруг для проектного розрахунку. У таблиці 2.11 дані значення меж тривалої контактної $[\sigma]_{Hlim}$ і згинальної витривалості $[\sigma]_{Flim}$. У таблиці 2.12 наведені значення припустимих контактних напруг для матеріалів, із яких виготовляють черв'ячне колесо.

Табл.2.9

Марка Сталі	Термічна обробка	Твердість серцевини НВ	Твердість поверхні НВ
45	Поліпшення	235... 260	235... 260
40Х	Поліпшення	270... 300	270... 300
	Поліпшення і загартування ТВЧ	270... 300	45... 50HRC
40ХН 35ХМ	Поліпшення	270... 300	270... 300
	Поліпшення і загартування ТВЧ	270... 300	48... 53HRC
20Х 18ХГТ 25ХГМ	Поліпшення, цементация і загартування ТВЧ	300... 400	56... 63HRC

Табл. 2.10

Термообробка	Група сталей	$[\sigma]_H$ МПа	$[\sigma]_F$ МПа
Поліпшення	45, 40Х, 40ХН, 35ХМ	1,8НВ+ 67	1,03НВ
Загартування ТВЧ по контуру зубів	40Х, 40ХН, 35ХМ	14HRC+ 170	370
Загартування ТВЧ наскрізне	40Х, 40ХН, 35ХМ	14HRC+ 170	310
Загартування і цементация	20Х, 18ХГТ, 25ХГМ	19HRC	480

Табл. 2.11

Термообробка	Твердість	σ_{Hlim} МПа	σ_{Flim} МПа
Поліпшення	HB < 350	2HB+ 70	260+HB
Об'ємне загартування зубів	38...50 HRC	18HRC + 150	600
Загартування ТВЧ наскрізь	40...55 HRC	17HRC + 200	45+ 19HRC
Загартування і цементация	55...65 HRC	230 HRC	800

Табл. 2.12

Матеріал	Ливарний спосіб	$[\sigma]_H$	$[\sigma]_F$
БрОНФ 10-1-1	Ц	205	700
БрОФ 10-1	З	166	550
БрОЦС 5-5-5	К	105	500
	З	76	450
БрАЖН 10-4-4 БрАЖ9-4	Ц	275- 25*v _s	850
	К		750
СЧ15	-	175-	380
СЧ18		35*v _s	430

Ливарні способи: ц - відцентровий, к - у кокіль, з - у землю.

Вибір підшипників кочення

Підшипники кочення щодо напрямку сприйманого навантаження підрозділяють на радіальні, радіально-упорні і упорні підшипники.

Підшипники кочення підрозділяють за типом тіл кочення: кулькові і роликові.

Вибір типу підшипника здійснюють виходячи з наступних рекомендацій. При відсутності осьового навантаження (циліндричні прямозубі і шевронні передачі) вибирають радіальні підшипники: кулькові підшипники радіальні однорядні і роликотідшипники радіальні з короткими циліндричними роликами. Роликотідшипники мають більшу навантажувальну спроможність при однакових габаритах. Їх звичайно використовують при потужності редуктора понад 8 кВт. Роликотідшипники не здатні сприймати осьове навантаження F_A . Кулькові підшипники припускають невелике осьове навантаження ($F_A=0,1 \cdot F_r$), наприклад, сили ваги деталей.

Кулькові підшипники радіально-упорні однорядні встановлюють при невеликих осьових навантаженнях створюваних передачами циліндричними косозубими і конічними прямозубими невеликої потужності. Роликотідшипники ко-

нічні однорядні використовують при значних осьових навантаженнях у конічних передачах із круговими зубами і черв'ячних, а також при потужності редуктора понад 10кВт. Конічні роликотідшипники і радіально-упорні кулькові підшипники встановлюють попарно для усунення осьових зазорів. Кульковий підшипник сферичний дворядний сприймає осьове навантаження, не потребує парної установки і допускає значні перекося валів. Сферичний кульковий підшипник часто використовують в опорному вузлі черв'яка, що допускає самоустановку. Упорні підшипники встановлюють при осьових зусиллях, переважаючих радіальні в опорних вузлах черв'яка і при вертикальному розташуванні валів.

Підшипники кочення підрозділяють на серії: легку, середню і важку. Підшипники середньої серії мають більшу навантажувальну спроможність, ніж підшипники легкої серії того ж внутрішнього діаметра і великих габаритів, аналогічне співвідношення між середньою і важкою серіями. Спочатку вибирають підшипники легкої серії. При однаковій навантажувальній спроможності підшипників легкої серії більшого діаметра і підшипників середньої і важкої серій меншого внут-

рішнього діаметра - зовнішній діаметр і ширина підшипника легкої серії менші ніж, середньої, а середньої - менші, ніж важкої. Тому при недостатній навантажувальній спроможності опор краще вибрати підшипники більшого внутрішнього діаметра, а не підшипники іншої серії.

Розрахунок підшипників кочення на довговічність

Підшипники кочення звичайно піддаються загальній дії радіального F_r і осьового F_a навантажень, робота їх супроводжується поштовхами й ударами, підвищенням температури. Вплив цих чинників на довговічність підшипника враховується за допомогою розрахунку еквівалентного навантаження

$$P = (F_r * V * X + F_a * Y) * K_T * K_6,$$

де V - коефіцієнт обертання, що враховує, яке з кілець обертається ($V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця і $V = 1,2$ при обертанні зовнішнього кільця);

K_6 - коефіцієнт безпеки, що враховує динамічне навантаження (для передач 5 і 6 ступенів точності $K_6 = 1,1 - 1,3$; а 7, 8 ступенів точнос-

ті і черв'ячних передач - $K_6 = 1,3 - 1,5$, при 9 ступені точності - $K_6 = 1,8 - 2,5$);

K_T - температурний коефіцієнт, що враховує підвищення робочої температури ($K_T = 1$ при $t < 105^0\text{C}$ і $K_T = (108 + 0,4t)/150$ при $t = 105 - 200^0\text{C}$;

X і Y - коефіцієнти радіального й осьового навантажень, які залежать від величини коефіцієнта e , що у свою чергу задається відношенням F_a/C_r для радіально-упорних кулькових підшипників, конічних роликотідшипників і відношенням F_a/F_r для сферичних кулькових підшипників. Значення коефіцієнтів X і Y зазначені в довідкових таблицях додатка для сферичних кулькових підшипників і конічних роликотідшипників безпосередньо для кожного типорозміру. У конічних роликотідшипниках при $F_a/VF_r \leq e$ коефіцієнт $X=1$, а $Y=0$ при $F_a/VF_r \geq e$ $X=0,4$; а значення коефіцієнта Y зазначені в таблицях додатків. Аналогічним способом вибирають коефіцієнти радіального й осьового навантажень для радіально-упорних кулькових підшипників із збільшеним кутот конуса.

На підставі експериментальних досліджень встановлений зв'язок між довговічністю підшипника, що вимірюється

ся в мільйонах обертів, і діючим на нього навантаженням Р

$$L = (C_r / P)^m,$$

де m - показник степеня, який дорівнює 3 для кулькових підшипників і 3,33 - для роликів підшипників, C - динамічна вантажопідйомність (постійне навантаження, яке підшипник може витримувати протягом 10^6 обертів).

Довговічність підшипника, виражена в годинах

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n},$$

де n - частота обертання вала.

Необхідна довговічність підшипника визначається техніко-економічними показниками і вибирається тим більшою, чим важливіша безперебійна робота машини, вища трудомісткість заміни підшипника. Бажано, щоб ресурс підшипника і термін служби машини були рівні або кратні. Звичайно нормативна довговічність підшипників повинна складати не менше 10000 год. (зубчасті редуктори) або принаймні, 5000 год. (черв'ячні редуктори).

Розрахунок зусиль, діючих на підшипники кочення. Конструкції опорних вузлів.

Якщо вал встановлений в радіально-упорних кулькових підшипниках осьові сили, діючі на підшипники: лівий - $F_{Ал}$ і правий - $F_{Ап}$, знаходять з урахуванням осьових складових $S_{Ал}$ і $S_{Ап}$ через дію радіальних сил $F_{Rл}$, $F_{Rп}$; $S_{Ал} = F_{Rл} / (2 * Y)$, $S_{Ап} = F_{Rп} / (2 * Y)$, для кулькових підшипників при куті контакту (кут між нормаллю до поверхні тіл кочення і кілець і вертикальною лінією) $\alpha < 18^\circ$; $S_A = e F_R$ для кулькових підшипників при куті контакту $\alpha > 18^\circ$; $S_A = 0,83 e F_R$ для роликів підшипників.

Для нормальної роботи радіально-упорних підшипників необхідно щоб виконувалася умова

$$F_{Rл} > S_{Ал} ; F_{Rп} > S_{Ап}.$$

Залежності для визначення результуючого осьового зусилля F_a при різних схемах опорних вузлів і співвідношеннях радіальних і осьових зусиль у підшипнику зведені в таблицю 2.13.

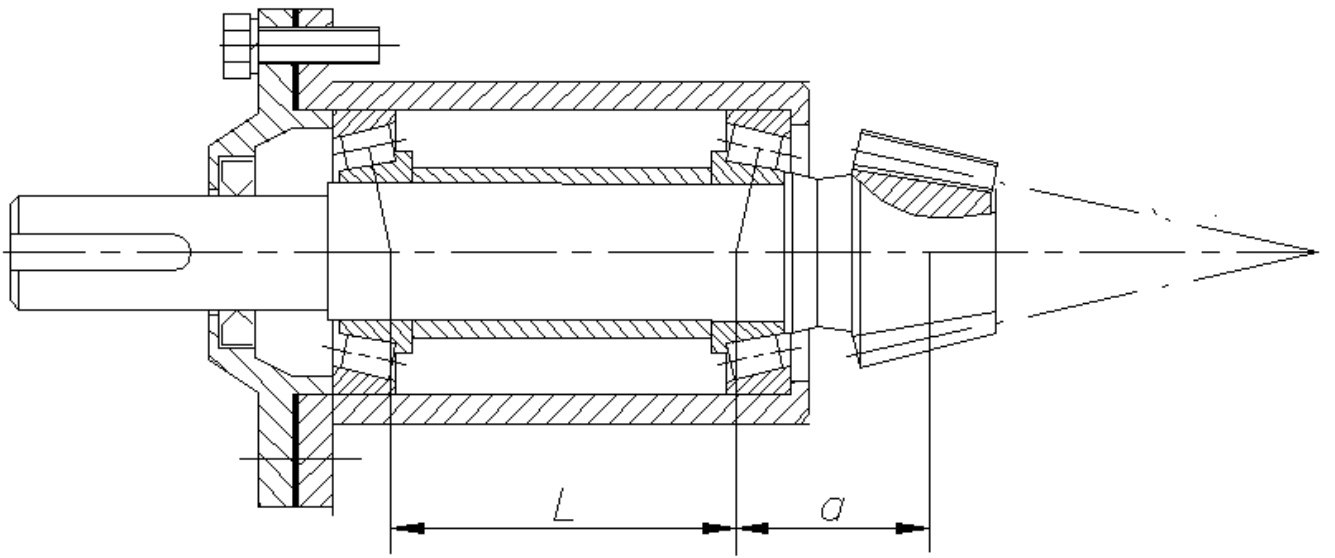
Табл. 2.13.

$S_{Ал} < S_{Ап}$	—	$F_{Ал} = F_a$ + $S_{Ап}$	$F_{Ап} = S_{Ап}$
$S_{Ал} > S_{Ап}$	$F_a > S_{Ал}$ — $S_{Ап}$	$F_{Ал} = F_a$ + $S_{Ап}$	$F_{Ап} = S_{Ап}$
$S_{Ал} > S_{Ап}$	$F_a > S_{Ал}$ — $S_{Ап}$	$F_{Ал} = S_{Ал}$	$F_{Ап} = S_{Ал}$ — F_a

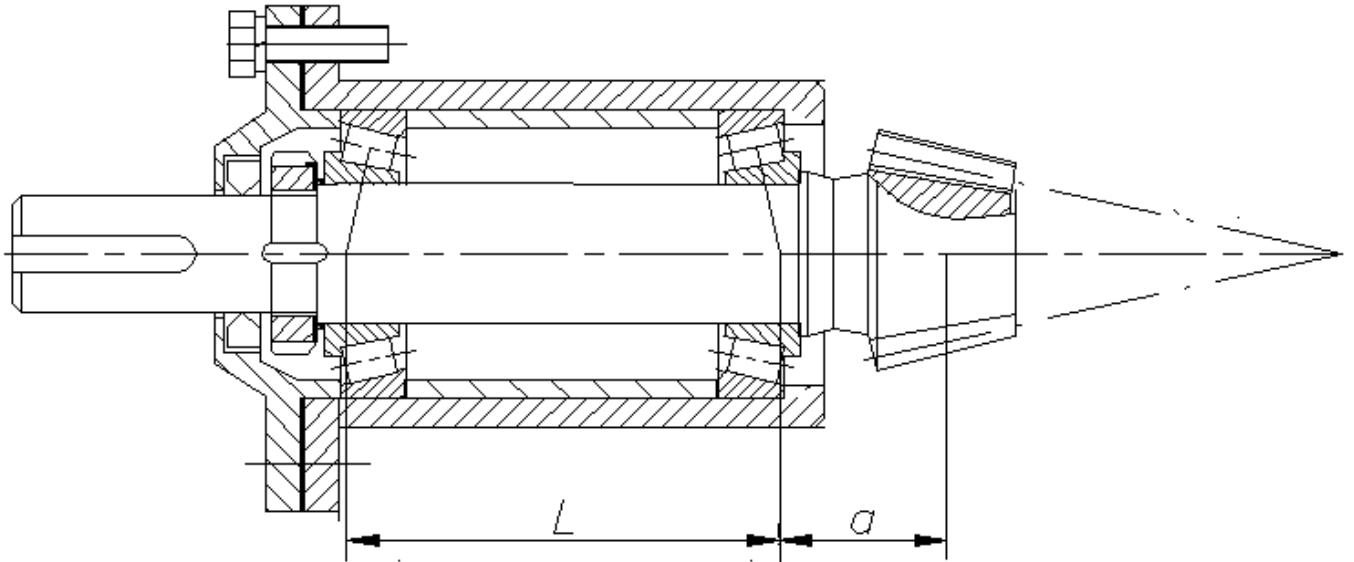
Опорні вузли конічних шестерень звичайно виконують консольними. Необхідна жорсткість опорного вузла досягається як за рахунок добору підшипників відповідного типорозміру, встановлених із попереднім натягом, так і за рахунок необхідного відношення $L/a = 2,5 \dots 3$ (L - відстань між опорами, a - відстань від середини зубчастого вінця до ближньої опори). Необхідне відношення L/a ($L/a = 3$) реалізовано в конструкції опорного вузла за схемою "О" (б); у схемі "Х" (а) відношення L/a ($L/a = 1$) неприпустимо мале, і відстань між опорами, а відповідно і габарити опорного вузла, необхідно збільшити (рис.5.1). У випадку, якщо опорні вузли, виконані за схемами "Х" і "О", мають однакові габарити - жорсткість опорного вузла за схемою "О" завжди вище. При однаковому відношенні L/a у зазначених схемах габарити опорного вузла за схемою "О" завжди менші. Таким чином із погляду мінімальних габаритів і маси схема "О" є оптимальною.

Ще більший вигреш у габаритах і масі опорного вузла можна досягти, застосовуючи підшипники більшого діаметра зі збільшеними кутами контакту α ($\alpha = 24^\circ$).

Для створення попереднього натягу конічні ролик-підшипники встановлюють попарно. У схемі "Х" натяг створюється затуванням гвинтів, фіксуючих кришку. У схемі "О" у підшипнику, ближчому до шестерні, створюється натяг осьовим зусиллям у зачепленні. Натяг у другому підшипнику створюється кільцем, розташованим на ділянці вала з різьбленням. У схемі "О" складніша конструкція вала і є додаткова деталь; таким чином із погляду трудомісткості виготовлення і зручності монтажу схема "Х" є кращою. У консольних опорних вузлах перший підшипник (розташований поблизу шестерні) навантажений у декілька разів більший, ніж другий підшипник. У передачах автомобілів типорозмір першого підшипника на один два номери більше чим другого. У типових редукторах із метою уніфікації звичайно встановлюють підшипники однакового типорозміру. При цьому керуються принципом уніфікації елементів редуктора. У двоступінчатих циліндричних редукторах із метою уніфікації часто встановлюють однакові підшипники на швидкохідному і проміжному валах.

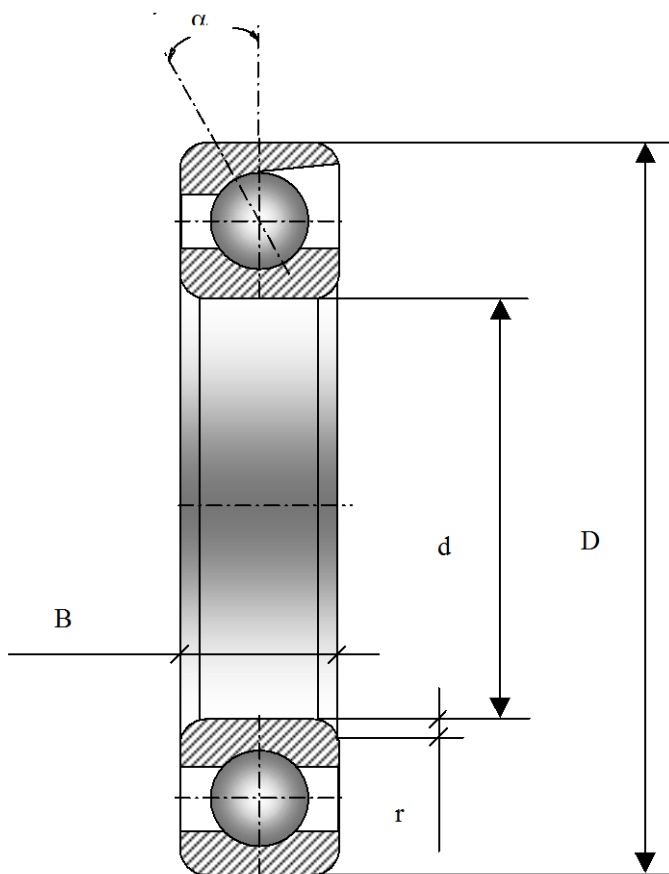


a



б

Рис. 2.4



Кулькові підшипники
радіально-упорні одно-
рядні з кутом $\alpha = 12^{\circ}$

Кулькові підшипники
радіальні однорядні

D - зовнішній діаметр;
 d - внутрішній діаметр;
 B - ширина підшипника;
 r - радіус закруглення;
 α - кут контакту;
 \textcircled{e} - умовне позначення підши-
 пника;
 C_r - динамічна вантажопід-
 йомність в кН.

Радіус тіл кочення

$$R = 0,16(D - d)$$

Товщина внутрішнього кільця

$$s = 0,15(D - d)$$

**Кулькові підшипники
радіальні однорядні**

Легка серія діаметрів.

ø	d	D	B	r	C _r
202	15	35	11	1,0	5,97
204	20	47	14	1,5	10,0
205	25	52	15	1,5	11,0
206	30	62	16	1,5	15,3
207	35	72	17	2,0	20,1
208	40	80	18	2,0	25,6
209	45	85	19	2,0	25,7
210	50	90	20	2,0	27,5
211	55	100	21	2,5	34,0
212	60	110	22	2,5	41,1
213	65	120	23	2,5	44,9
214	70	125	24	2,5	48,8
215	75	130	25	2,5	51,9
216	80	140	26	3,0	57,0
217	85	150	28	3,0	65,4
218	90	160	30	3,0	75,3
219	95	170	32	3,5	85,3
220	100	180	34	3,5	95,8

**Кулькові підшипники
радіальні однорядні**

Середня серія діаметрів.

ø	d	D	B	r	C _r
302	15	42	13	1,5	8,9
304	20	52	15	2,0	12,5
305	25	62	17	2,0	17,6
306	30	72	19	2,0	22,0
307	35	80	21	2,5	26,2
308	40	90	23	2,5	31,9
309	45	100	25	2,5	37,8
310	50	110	27	3,0	48,5
311	55	120	29	3,0	56,0
312	60	130	31	3,5	64,1
313	65	140	33	3,5	72,7
314	70	150	35	3,5	81,7
315	75	160	37	3,5	89,0
316	80	170	39	3,5	96,5
317	85	180	41	4,0	104,0
318	90	190	43	4,0	112,0
319	95	200	45	4,0	120,0
320	100	215	47	4,0	136,0

**Кулькові підшипники
радіально-упорні однорядні
з кутом контакту $\alpha = 12^0$**

Легка серія діаметрів.

\odot	d	D	B	r	C_r
36202	15	35	11	1,0	6,38
36204	20	47	14	1,5	12,3
36205	25	52	15	1,5	13,1
36206	30	62	16	1,5	18,2
36207	35	72	17	2,0	24,0
36208	40	80	18	2,0	30,6
36209	45	85	19	2,0	32,3
36210	50	90	20	2,0	33,9
36211	55	100	21	2,5	41,9
36212	60	110	22	2,5	48,2
36214	70	125	24	2,5	63,0

**Кулькові підшипники
радіально-упорні однорядні
з кутом контакту $\alpha = 12^0$**

Середня серія діаметрів.

\odot	d	D	B	r	C_r
36302	15	42	13	1,5	10,4
36304	20	52	15	2,0	13,1
36305	25	62	17	2,0	22,0
36306	30	72	19	2,0	26,9
36307	35	80	21	2,5	35,0
36308	40	90	23	2,5	41,3
36309	45	100	25	2,5	50,5
36310	50	110	27	3,0	59,2
36312	60	130	31	3,5	83,0

Значення коефіцієнтів X і Y в залежності від співвідношення осьового навантаження F_A і динамічної вантажопідйомності C_r .

**Кулькові підшипники
радіально-упорні однорядні
з кутом контакту**

$$\alpha = 26^0$$

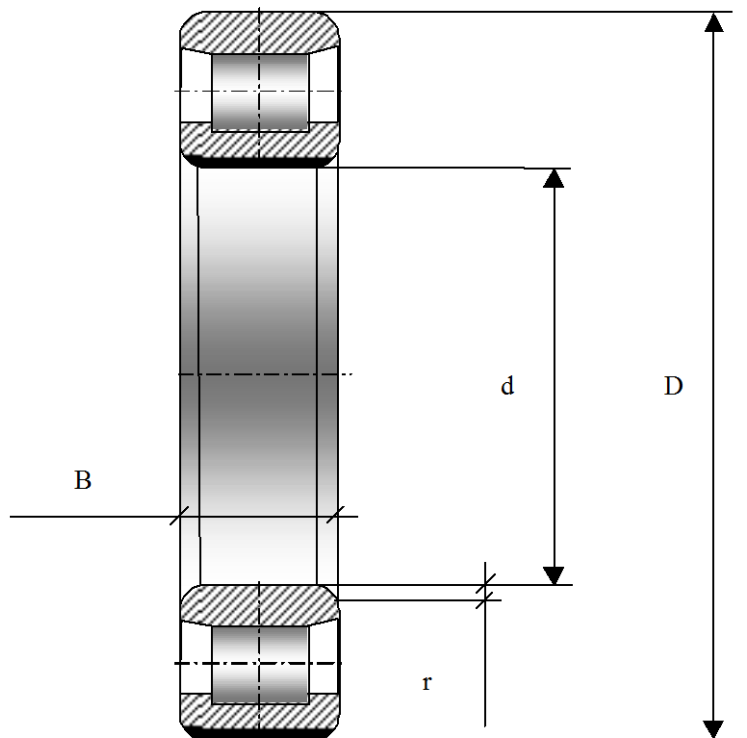
Середня серія діаметрів.

α град	F_A/C_r	X	Y	e
12	0,014	0,45	1,81	0,3
12	0,029	0,45	1,62	0,34
12	0,057	0,45	1,46	0,37
12	0,086	0,45	1,34	0,41
12	0,11	0,45	1,22	0,45
12	0,17	0,45	1,13	0,48
12	0,29	0,45	1,04	0,52
12	0,43	0,45	1,01	0,54
12	0,57	0,45	1,00	0,54

@	d	D	B	r	C_r
46304	20	52	15	2,0	14,0
46305	25	62	17	2,0	21,1
46306	30	72	19	2,0	25,6
46307	35	80	21	2,5	33,4
46308	40	90	23	2,5	39,2
46309	45	100	25	2,5	48,1
46310	50	110	27	3,0	56,3
46311	55	120	29	3,0	68,9
46312	60	130	31	3,5	78,8

При $F_A/VF_r \leq 0,68$ значення коефіцієнтів X=1 і Y=0, а при $F_A/VF_r > e$ - X=0,41 и Y=0,87.

Роликopідшипники
радіальні з короткими
циліндричними роликами



- D - зовнішній діаметр;
 d - внутрішній діаметр;
 B - ширина підшипника;
 r - радіус закруглення;
 $@$ - умовне позначення підшипника;
 C_r - динамічна вантажопідйомність в кН.

Радіус тіл кочення

$$R = 0,16(D - d)$$

Товщина внутрішнього кільця

$$s = 0,15(D - d)$$

**Роликopідшипники
радіальні з короткими
циліндричними роликами**

Легка серія діаметрів.

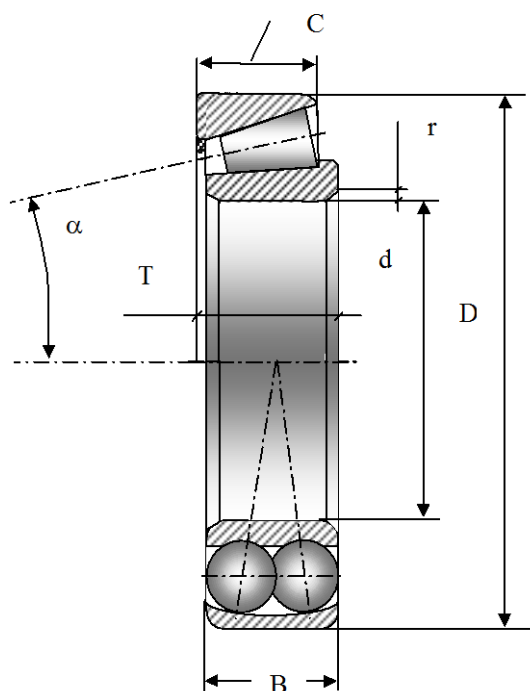
®	d	D	B	r	C _r
2204	20	47	14	1,5	11,9
2205	25	52	15	1,5	13,4
2206	30	62	16	1,5	17,3
2207	35	72	17	2,0	25,6
2208	40	80	18	2,0	33,7
2209	45	85	19	2,0	35,3
2210	50	90	20	2,0	38,7
2211	55	100	21	2,5	43,7
2212	60	110	22	2,5	54,8
2213	65	120	23	2,5	62,1
2214	70	125	24	2,5	61,8
2215	75	130	25	2,5	75,4

**Роликopідшипники
радіальні з короткими
циліндричними роликами**

Середня серія діаметрів.

®	d	D	B	r	C _r
2305	25	62	17	2,0	22,6
2306	30	72	19	2,0	30,2
2307	35	80	21	2,5	34,1
2308	40	90	23	2,5	41,0
2309	45	100	25	2,5	56,5
2310	50	110	27	3,0	65,2
2311	55	120	29	3,0	84,0
2312	60	130	31	3,5	100,0
2313	65	140	33	3,5	105,0
2314	70	150	35	3,5	123,0
2315	75	160	37	3,5	142,0

Роликопідшипники конічні
однорядні з кутом $\alpha=12^\circ$



Кулькові підшипники
сферичні дворядні

D - зовнішній діаметр;
 d - внутрішній діаметр;
 B - ширина підшипника;
 r - радіус закруглення;
 α - кут контакту;
 Г - умовне позначення підшипника;
 C_r - динамічна вантажопідйомність в кН.

Радіус тіл кочення сферичних підшипників

$$R = 0,125(D - d).$$

Товщина внутрішнього кільця сферичних підшипників

$$s = 0,17(D - d).$$

**Конічні роликопідшипники
з кутом $\alpha=12^\circ$**

Легка серія діаметрів.

\odot	d	D	T_{\max}	B	C	r	C_r
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	19,1
7206	30	62	17,5	16	14	1,5	29,8
7208	40	80	20	19	16	2,0	42,4
7210	50	90	22	21	17	2,0	52,9
7212	60	110	24	23	19	2,5	72,2
7214	70	125	26,5	26	26	2,5	95,9
7216	80	140	28,5	26	28	3,0	106
7218	90	160	33	31	31	3,0	141

**Конічні роликопідшипники
з кутом $\alpha=12^\circ$**

Середня серія діаметрів.

\odot	d	D	T_{\max}	B	C	r	C_r
7304	20	52	16,5	16	13	2,0	26
7306	30	72	21	19	17	2,0	43
7308	40	90	25,5	23	20	2,5	66
7310	50	110	29,5	29	23	3,0	100
7312	60	130	34	31	27	3,5	128
7314	70	150	38,5	37	30	3,5	170

Значення коефіцієнтів X і Y в залежності від співвідношення осьового навантаження F_A і динамічної вантажопідйомності C_r .

Легка серія діаметрів.

@	e	Y
7204	0,360	1,666
7206	0,365	1,645
7208	0,383	1,565
7210	0,374	1,604
7212	0,351	1,710
7214	0,369	1,624
7216	0,421	1,426
7218	0,383	1,565

Середня серія діаметрів.

@	e	Y
7304	0,300	2,030
7306	0,337	1,780
7308	0,278	2,158
7310	0,310	1,937
7312	0,305	1,966
7314	0,310	1,940

Конічні роликотіщинники зі збільшеним кутом α .

@	d	D	α	T_H	B	C	r	C_r
27306	30	72	26	21	19	14	2,0	30,0
27308	40	90	28	25,5	23	17	2,5	48,4
27310	50	110	28	29,5	27	19	3,0	69,3
27312	60	130	25	34	31	22	3,5	80,5
27313	65	140	27	36,5	33	23	3,5	89,0
27315	75	160	29	40,5	37	26	3,5	119

Значення коефіцієнтів X і Y в залежності від співвідношення осьового навантаження F_A і динамічної вантажопідйомності C_r .

@	e	Y
27306	0,72	0,833
27308	0,79	0,76
27310	0,80	0,75
27312	0,70	0,86
27313	0,75	0,80
27315	0,83	0,73

**Сферичні кулькові
підшипники**

Легка серія діаметрів.

@	d	D	B	r	C_r	e
1204	20	47	14	1,5	7,72	0,273
1206	30	62	16	1,5	12,2	0,244
1208	40	80	18	2,0	15,1	0,219
1210	50	90	20	2,0	17,7	0,214
1212	60	110	22	2,5	23,8	0,185
1214	70	125	24	2,5	27,0	0,179
1216	80	140	26	3,0	31,4	0,160

Значення коефіцієнтів X і Y в залежності від співвідношення осьового навантаження F_A і динамічної вантажопідйомності C_r.

@	e	F_A/F_r ≤ e		F_A/F_r ≥ e	
		Y	X	Y	X
1204	0,27	2,31	1,0	3,57	0,65
1206	0,24	2,58		3,99	
1208	0,22	2,87		4,44	
1210	0,21	3,13		4,85	
1212	0,19	3,40		5,27	
1214	0,18	3,50		5,43	
1216	0,16	3,97		6,25	

Сферичні кулькові підшипники

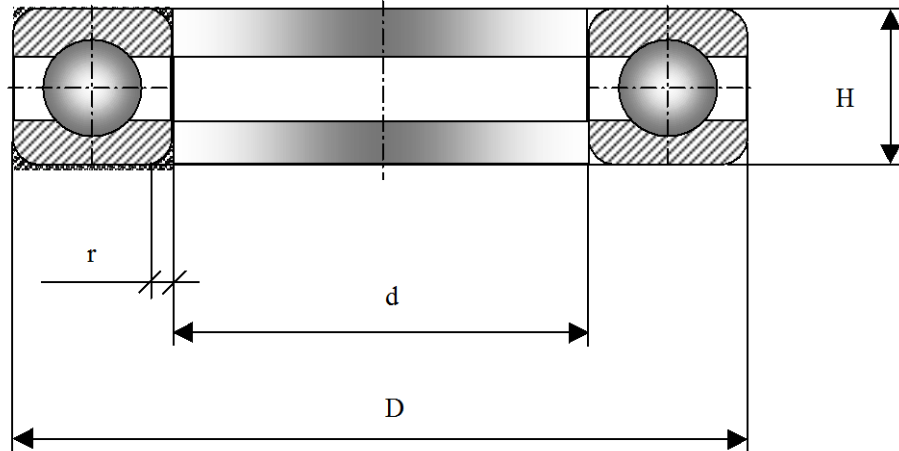
Середня серія діаметрів.

Значення коефіцієнтів X і Y в залежності від співвідношення осьового навантаження F_A і динамічної вантажопідйомності C_r .

@	d	D	B	r	C_r	E
1304	20	52	15	2,0	9,76	0,29
1306	30	72	19	2,0	16,8	0,26
1308	40	90	23	2,5	23,3	0,23
1310	50	110	27	3,0	34,1	0,24
1312	60	130	31	3,5	45,8	0,23
1314	70	150	35	3,5	58,6	0,22

@	e	$F_A/F_r \leq e$		$F_A/F_r \geq e$	
		Y	X	Y	X
1304	0,29	2,17	1,0	3,35	0,65
1306	0,26	2,46		3,80	
1308	0,23	2,61		4,05	
1310	0,24	2,68		4,14	
1312	0,23	2,80		4,33	
1314	0,22	2,81		4,35	
1315	0,22	2,84		4,39	

**Кулькові підшипники
упорні**



D - зовнішній діаметр; **d** - внутрішній діаметр; **H** - ширина підшипника; **r** - радіус закруглення; **@** - умовне позначення підшипника; **C_r** - динамічна вантажопідйомність в кН.

Радіус тіл кочення **R = 0,125(D - d)**.

Легка серія діаметрів.

@	D	D	H	r	C _r
8204	20	40	14	1,0	15,8
8205	25	47	15	1,0	20,4
8206	30	52	16	1,0	23,0
8207	35	62	18	1,5	31,6
8208	40	68	19	1,5	37,5
8209	45	73	20	1,5	39,5
8210	50	78	22	1,5	46,0
8211	55	90	25	1,5	56,6
8212	60	95	26	1,5	65,8
8213	65	100	27	1,5	65,8
8214	70	105	27	1,5	65,8
8215	75	110	27	1,5	68,4

РОЗДІЛ III

Організація
проектування
у середовищі
AutoCAD.

Організація розрахунків на міцність деталей машин

Наявність програмних комплексів інженерного аналізу дозволяє по-новому організувати проектні і перевірочні розрахунки деталей машин. Найбільше відомі комплекси - Pro-Ingeneer, COSMOS, ADAMS. Практично стандартом для комплексів інженерного аналізу є реалізація методу скінчених елементів, розв'язання задач теплопровідності, моделювання кінематики і динаміки механізмів. Ідентична і будова пакетів - графічний предпроцесор із можливістю обміну даними з програмами CAD, власне процесор з розрахунків на міцність на базі скінчено-елементних моделей і постпроцесор, що вирішує завдання візуалізації, включаючи фотореалістичну анімацію.

Відмінною рисою програмного продукту компанії MDI - ADAMS є наявність великої кількості спеціалізованих розрахункових модулів, адаптованих для різних галузей машинобудування. Всі модулі

можуть бути зібрані в єдиний комплекс. Моделюючий модуль ADAMS/View - це графічний пред- і постпроцесор. Він створює інтерактивне графічне середовище моделювання механічних систем і опрацювання результатів їхнього аналізу у вигляді графіків, таблиць і анімації. Робота з модулем не жадає від студента знайомства з новими поняттями в порівнянні з процесом створення й іспитів реальної фізичної моделі. ADAMS/View надає можливість створювати як одну модель, так і ціле сімейство виробів із перемінними конструктивними параметрами для параметричного аналізу або оптимізації за потрібним критерієм. Спеціалізований прикладний модуль ADAMS/Rail призначений для проектування й аналізу рейкового рухливого складу різних типів. Він дозволяє створювати моделі шляху, взаємодії колеса і рейки, колісних пар, візків, корпусів транспортних засобів з автоматичним складанням у систему для проведення статичного, кінематичного,

динамічного аналізу руху. Модуль проектування й аналізу автомобільних підвісок ADAMS/Vehicle має бібліотеку стандартних підвісок, обчислювальний блок статичного і динамічного аналізу транспортних засобів, графічний постпроцесор для одержання графіків і таблиць стандартних промислових характеристик. Модуль ADAMS/Tire призначений для моделювання взаємодії колеса і дороги. Не мають аналогів серед інших програмних комплексів модулі: ADAMS/Driver - імітаційного моделювання дій водія щодо керування автомобілем; ADAMS/Android - реалістична динамічна модель людського тіла.

Дослідження напружено-деформованого стану і явищ втомі проводиться в процесі скінчено-елементного аналізу у розрахунковому модулі ADAMS/Solver. Це основний модуль, що також формує і вирішує рівняння руху механічних систем, формує результати аналізу у вигляді, необхідному для постпроцесорного опрацювання засобами ADAMS/View. Розв'язок задач

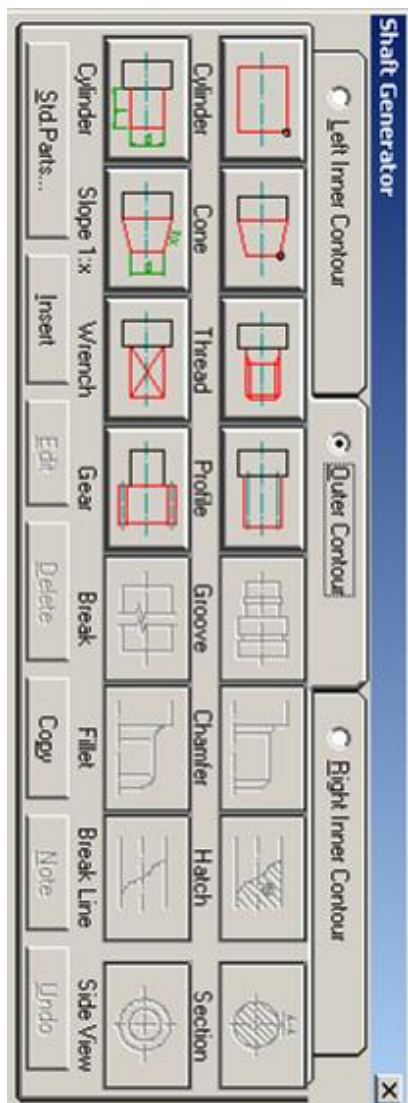
скінчено-елементного аналізу є тематикою науково-дослідних студентських робіт.

Найбільшою мірою для розв'язання навчальних задач підходять пакет Mechanical Desktop, розроблений, як і AutoCAD фірмою Autodesk, та Mechsoft. Ці пакети інтегровані з AutoCAD і значно простіші, в них розрахунки базуються на відповідних стандартах.

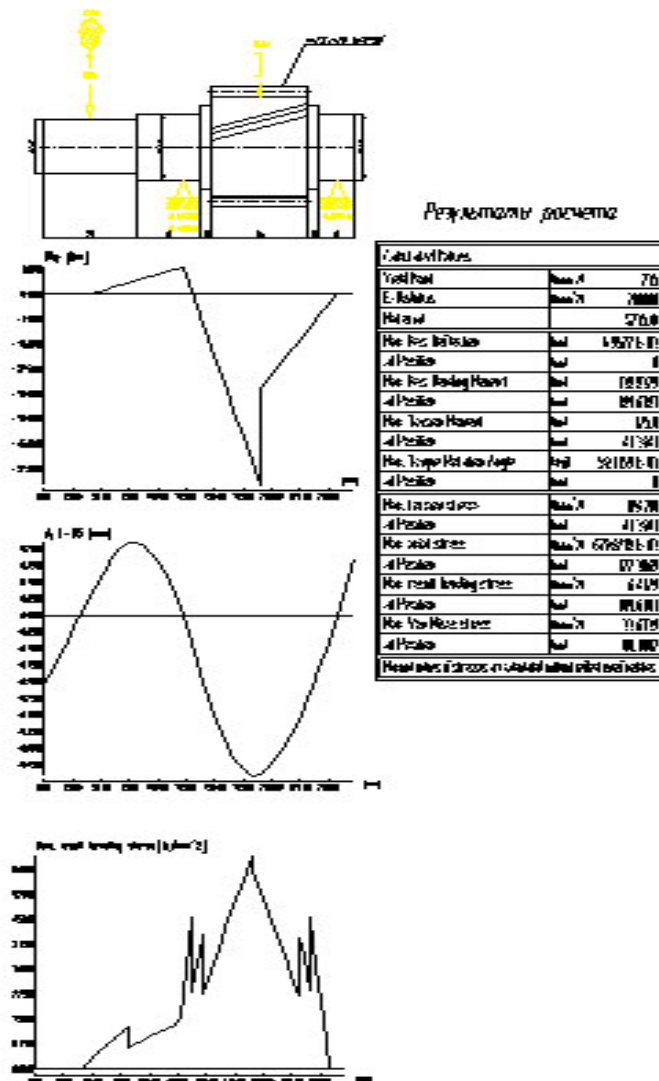
Mechanical Desktop має спеціалізований CAD модуль для проектування деталей машин машинобудівного призначення. Він дозволяє в діалоговому режимі проектувати різьбові з'єднання і створювати кругові і прямокутні масиви кріпильних елементів. Реалізовано проектування зварних конструкцій із стандартних профілів. Mechanical Desktop містить усі необхідні інструменти для проектування деталей на зразок тіл обертання з урахуванням реальної технології виготовлення (Рис.3.1). Тіла обертання можуть складатися з циліндричних, конусних, шліцьових, зубчастих та ін-

ших елементів (Рис.3.1а).
 Проектування можливо як у
 покроковому режимі - із пос-
 лідовним додаванням необхід-
 них елементів тіла обертан-
 ня, так і в режимі доповнень
 і змін. Формуються автомати-
 чно технологічні (канавка
 для виходу інструмента) і
 конструктивні (мастильні
 отвори, стопорні і ущільню-

вальні кільця, шпонки і шпо-
 нкові пази) елементи. Най-
 більш вдало реалізовані ін-
 женерні розрахунки деталей
 машин. Так, на основі розра-
 хункової схеми вала, у якій
 зазначені прикладені сили і
 моменти, а також розташуван-
 ня опор, визначаються: попе-
 речні сили, згинаючі моменти
 (б), прогин вала (Рис.3.1б).



а

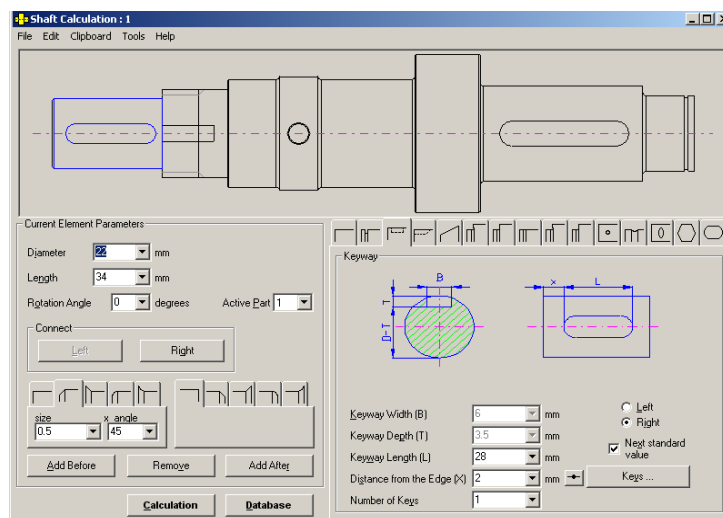


б

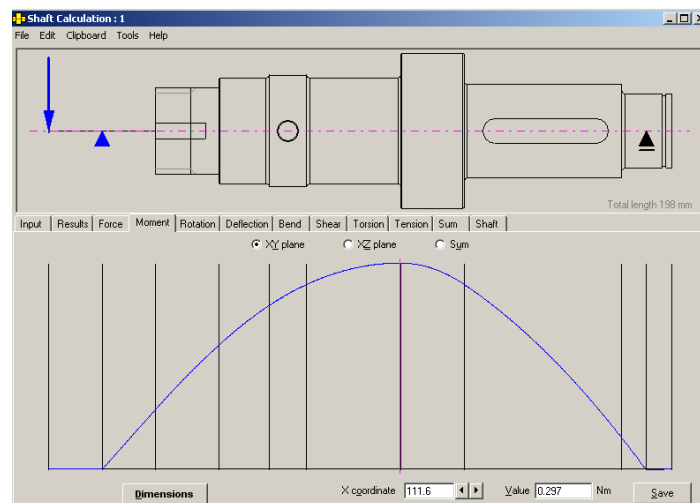
Рис. 3.1

Аналогічний модуль реалізований у програмному комплексі Mechsoft (Рис. 3.2). Найбільш докладно опрацьовані питання проектування фа-

сок, шпонкових пазів, каналок для виходу інструменту і під кільця ущільнючі і фіксуєчі.



а



б

Рис. 3.2

Розрахунок зубчастої передачі ведеться на основі даних кінематичного аналізу приводу. Результатами розра-

хунку є: геометричні характеристики зубчастої передачі; дані для контролю точності; напруги фактичні і припустимі як при розрахунку

контактної і згинальної витривалості зубів, так і при розрахунку зубів на дію пікового навантаження (Рис.3.3).

Система HELP дозволяє вивчати методику розрахунку зубчастих передач по стандар-

тах ISO, DIN, ДЕРЖСТАНДАРТ. Відмінна риса розрахункового модуля зубчастих передач – можливість порівняльного аналізу результатів розрахунку за різними стандартами (Рис.3.4).

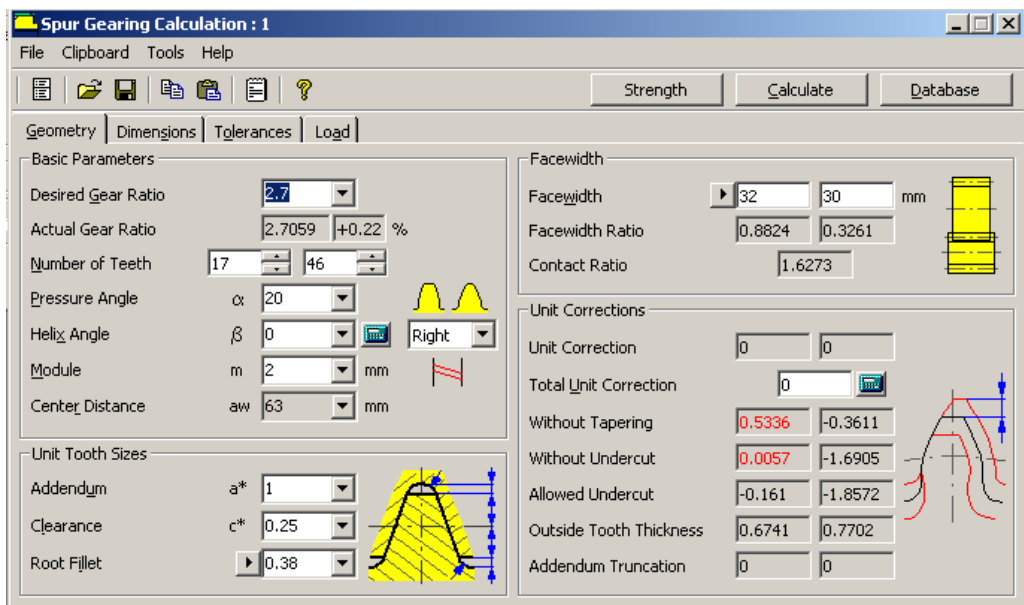


Рис.3.3

Strength Calculation according to CSN 01 4686, ISO 6336 and DIN 3990

Selection of strength calculation type is done in the [Guide Dialog Box](#).

Strength calculation dialog box is displayed after clicking the **Strength** button in the [Main Dialog Box](#).

The strength calculation is also based on the fixed-end beam calculation and it contains many factors for including the majority of effects.



Note: The calculation is only accessible for metric units.

Safety factor of contact fatigue

$$S_{H1,2} = \frac{\sigma_{Hlim1,2} \cdot Z_{N1,2} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{B1,2} \cdot Z_s \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot u + 1}{b_w \cdot d_1 \cdot u}}}$$

where:

Safety factor in contact during one-time loading

$$S_{Hst1,2} = \frac{\sigma_{HPmax1,2}}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{B1,2} \cdot Z_s \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot K_{AS} \cdot u + 1}{b_w \cdot d_1 \cdot u}}}$$

Рис. 3.4

Вихідні дані для розрахунку на міцність зубчастих передач можуть бути підготовлені в Mechanical Desktop 4.0. У модулі, що реалізує автоматизоване проектування валів (shaft generator), виконується геометричний розрахунок зубчастого зачеплен-

ня (Рис.3.5). На основі знайдених параметрів зачеплення автоматично промальовується зубчасте колесо або вал-шестерня. За цими даними і крутильним моментом розраховуються зусилля в зачепленні.

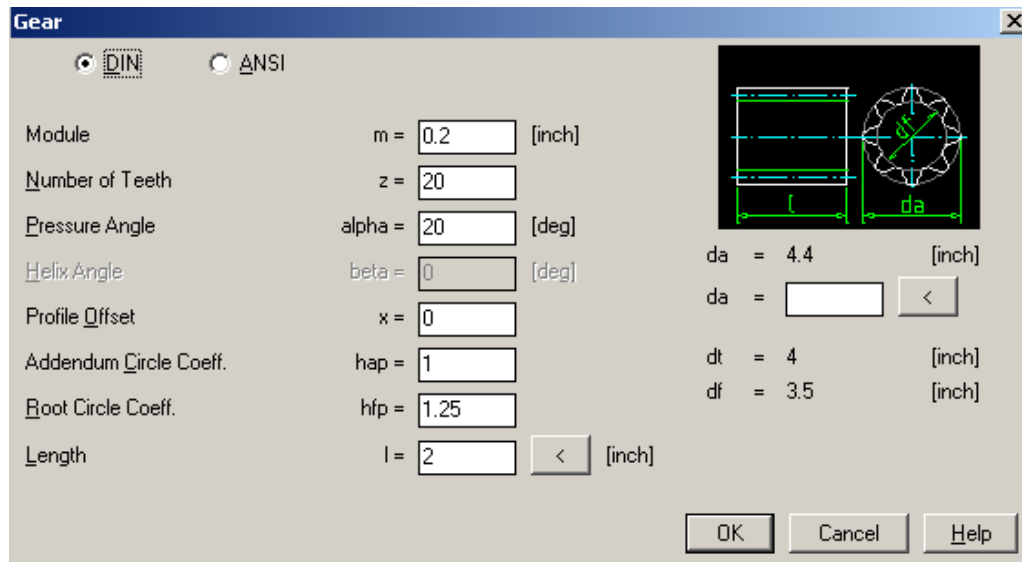


Рис.3.5

Через різноманітність кінцевих передач їхні розрахунки стандартизовані у меншій мірі, ніж передач циліндричних. До стандартного пакету постачання модуль розрахунку кінцевих передач звичайно не входить. Виняток становить пакет MECHSOFT, у якому передбачено розрахунок геометричний і на міцність кінцевих передач із прямими і круговими зубами у відповідності до стандартів ANSI, DIN, ISO і ін. Як вихідні дані можуть бути задані передана потужність і частота обертання, крутільний момент і частота обертання або потужність і крутільний момент. Також задаються геометричні параметри передачі: числа зубів; кут профілю;

середній кут нахилу зубів; кут між осями коліс; напрямки зубів; коефіцієнт висоти голівки зуба; коефіцієнт радіального зазору; коефіцієнт радіусу кривизни ніжки зуба. Програма розраховує необхідний для заданих вихідних даних модуль передачі, при необхідності уточнюються геометричні параметри. Є можливість розрахунку передачі з урахуванням коефіцієнтів корекції профілю і тангенціального зсуву.

Програма розрахунку кінцевих передач включає чотири блоки, кожний із них графічно поданий у вигляді закладки. Перший, розглянутий вище, блок (Geometry) задає вихідні геометричні параметри передачі. При зміні будь-

якого з параметрів після натискання кнопки «Calculate» у правому верхньому куту відбувається автоматичне відновлення змісту інших трьох закладок. У закладці Dimensions подані геометричні параметри передачі. У прикладі розміри зазначені в дюймах, тому що розрахунок ведеться за стандартом ANSI (Рис. 3.6). Відповідно до зазначеного стандарту визначаються зовнішня і середня конусні відстані; діаметри вершин, западин і ділительний на зов-

нішньому торці зуба; товщина і висота зуба на зовнішньому торці; еквівалентне і біеквівалентне число зубів; діаметр виступів на внутрішньому торці і ділительний діаметр у середньому перетині; половина кута при вершині ділительного конусу; монтажні дистанції в різних перетинах і ряд інших (див. рис. 3.6). Зазначені параметри розраховуються для шестерні і колеса і дозволяють безпосередньо визначити відповідність розмірів коліс обраної конструкції приводу (Рис. 3.5).

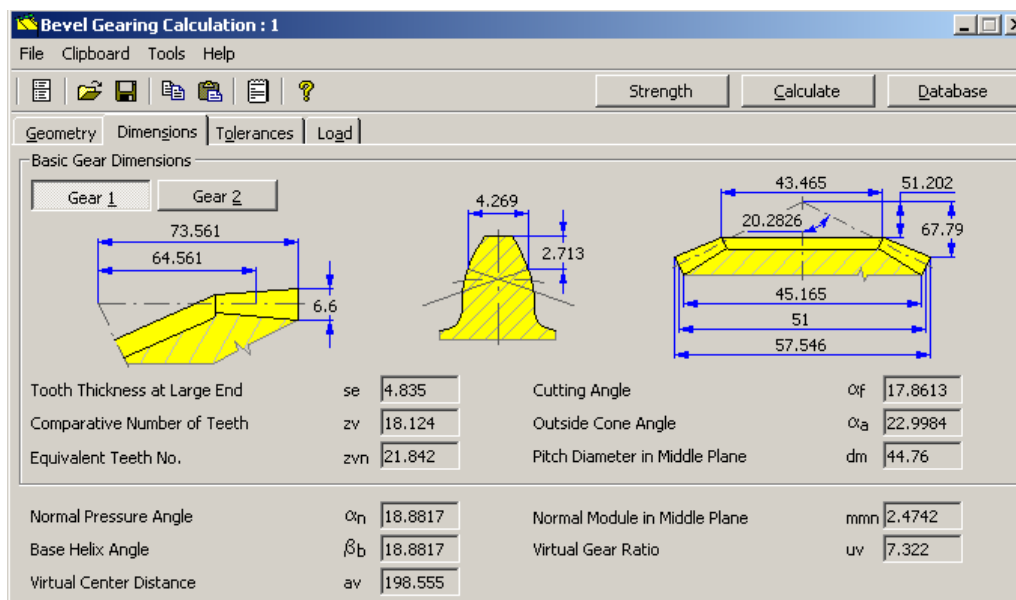


Рис. 3.6

У закладці Tolerances задається один параметр – точність передачі. Можливий

розрахунок передач від 5 до 9 ступеня точності. За обраним ступенем точності і ста-

ндарту (у прикладі це ANSI) програма демонструє параметри, що характеризують точність передачі. У зазначеному прикладі це: граничні відхилення кута нахилу, осевого корекції і неспівосності; максимальне биття; граничні відхилення кроку осевого і за зовнішнім основним конусом.

У закладці Load розраховуються нормальне й окружне зусилля, а також радіальна й осева складові, діючі на шестерню і колесо (Рис. 3.7). Цікаво, що в стандартному розрахунку по ANSI визначається частота обертання, при якій настає резонанс (див. рис. 3.7).

Bevel Gearing Calculation : 1

File Clipboard Tools Help

Geometry Dimensions Tolerances Load

Load

		Gear 1	Gear 2
Power	P	1	0.97
Efficiency	η	0.97	
Speed	n	1000	369.565
Torque	Mk	9.5493	25.0641

Strength Check According to BACH

Material Values

Allowable Bending Stress σ_{Ab} 100 100 MPa

Results

Allowable Load	Fall	648.1689	648.1689	N
Strength Factor	S	1.5191	1.5191	
Strength Check		True		

Forces

		Direction 1		Direction 2		
Radial Force	Fr	97.7302	212.3105	212.3105	-97.7302	N
Axial Force	Fa	212.3105	97.7302	-97.7302	212.3105	N
Tangential Force	Ft	426.686				N
Normal Force	Fn	483.211				N
Circumferential Velocity	v	2.3436				m/s
Resonance speed	nE1	32725.1				rpm

Рис. 3.7

Кнопка Database дає доступ до бази даних, по яких проводиться розрахунок передачі. Поряд із стандартними параметрами, там містяться довідкові дані, до яких можна внести корективи, напри-

клад, змінити коефіцієнт корисної дії передачі.

Кнопка Strength (див. рис. 3.7) дає доступ до бази даних по властивостях матеріалу, із яких виготовлена передача. Структура залежно-

стей за визначенням припустимих контактних і згинальних напруг відповідає обраному стандарту, деякі параметри можуть бути змінені, наприклад, коефіцієнт безпеки.

Пакет Mechanical Desktop 4.0 містить модуль, що реалізує автоматизоване проектування ланцюгових і зубчасторемінних передач (chains /bells). Є бібліотека ланцюгів у відповідності зі стандартами ISO і DIN, а також стандартні елементи

зірочок (Рис.3.8). За обраним ланцюгом, числом зубів зірочки, числом зубів, які зображуються, і діаметром валу автоматично вимальовується зірочка. Є можливість вимальовування ланцюгової передачі з зображенням конфігурації заданої кількості ланок ланцюга. Навантажувальна спроможність передачі відповідає обраному ланцюгу. Після вимальовування передачі автоматично прораховується довжина ланцюга.

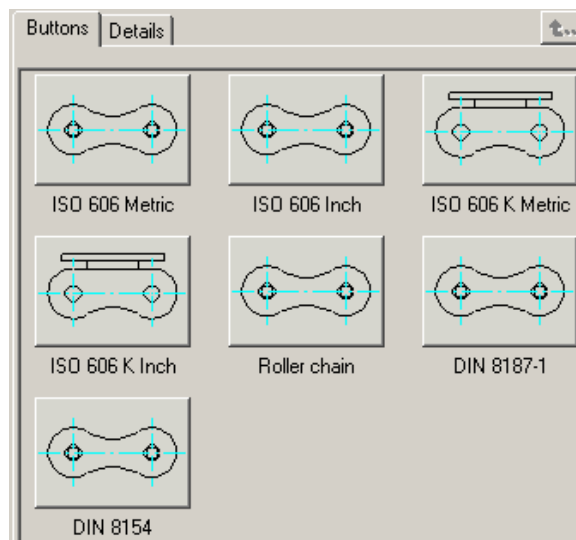


Рис. 3.8

Аналогічний модуль реалізований у програмному комплексі MECHSOFT. Є можливість розрахунку втулково-

роликових ланцюгів, клиноремінних і зубчасторемінних передач (Рис. 3.9).

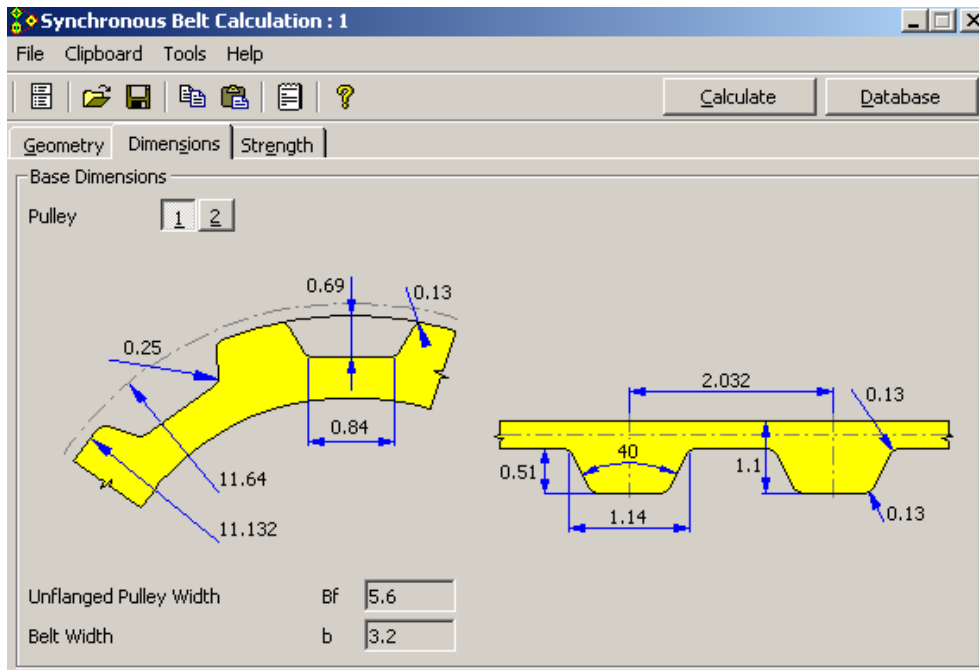


Рис. 3.9

Пакет Mechanical Desktop 4.0 містить модуль, що реалізує автоматизоване проектування підшипників (Рис. 3.10). Для даного ти-

порозміру підшипника за заданим радіальним й осьовим навантаженням визначається довговічність підшипника.

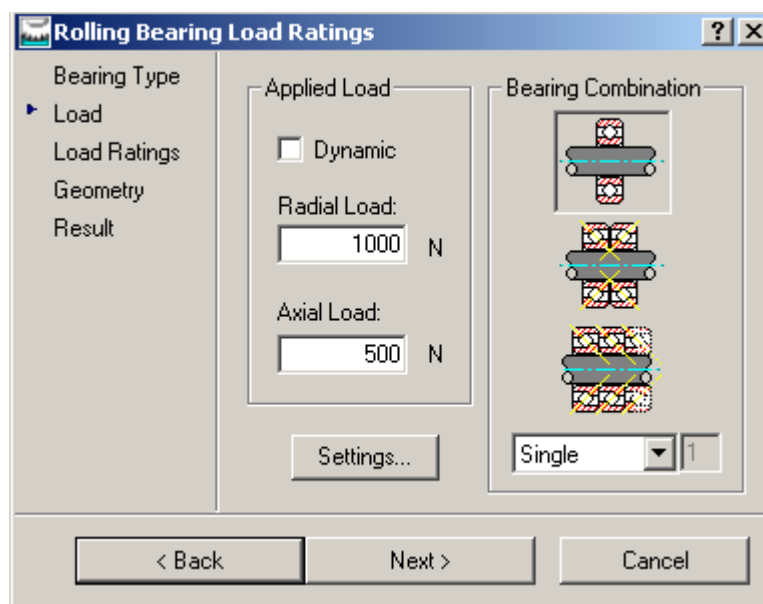


Рис. 3.10

Аналогічний модуль реалізований у програмному комплексі Mechsoft (Рис. 3.11). Розрахунок, реалізований у комплексі Mechsoft, виконується з урахуванням

динамічного навантаження. Поряд із розрахунком довговічності визначаються втрати на тертя і вказується мінімально припустиме навантаження на підшипник.

Rolling Bearing Calculation : 1

File Clipboard Tools Help

Next Bearing Calculate Database

Input Results

Equivalent Dynamic Load	P	200	N
Equivalent Static Load	P0	200	N
Static Safety Coeffic.	s0	7.5	-
Output Loss by Friction	Pz	0.46	W
Necessary Min. Load	Fmin	27	N
Calculated Life	Lh	28280.17	hours
Coeffic. of Over-revolving	kn	16.55	

Designation	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [N]	C0 [N]	rpm(gr)	rpm(oil)
6203	17.0	40	12.0	9560	4750	17000	20000
6303	17.0	47	14.0	13500	6550	16000	19000
6403	17.0	62	17.0	22900	10800	12000	15000
61804	20.0	32	7.0	2700	1500	19000	24000
61904	20.0	37	9.0	6370	3650	18000	22000
16004	20.0	42	8.0	6890	4050	17000	20000

Рис. 3.11

Рекомендації щодо розробки креслень у середовищі AutoCAD

З множини способів розробки креслень із використанням AutoCAD пропонується методика, що максимально наближена до ручного креслення, як найбільш проста і доступна. Створення креслення в середовищі AutoCAD можна розбити на два етапи: підготовчий етап і власне креслення.

На першому підготовчому етапі необхідно:

- задати формат креслення, наприклад A1:
Command: LIMITS
ON/OFF/<Lower left corner> <0.0000, 0.0000>
Upper right corner
<841,594>
- задати прив'язку графічного маркера до вузлів сітки, наприклад із кроком 1мм:
Command: SNAP
Snap spacing or On/Off/Aspect/Rotate/ Stile: 1
- установити режим виводу на екран координатної сітки, наприклад із кроком 5мм:
Command: GRID

Grid spacing(X) or On/Off/Snap/ Aspect<0.000>:5

- здійснити призначення шарів.

Шари - найважливіший інструмент логічної організації креслень AutoCAD. Використання шарів дозволяє створювати креслення по шарах, у яких об'єднані різні групи взаємозалежних елементів - наприклад, текстові примітки на одному шарі, а розміри - на іншому. Практика спілкування із шарами і їхніми найменуваннями дуже важлива, оскільки креслення, виконані в AutoCAD різними користувачами, не будуть взаємно погодженими, якщо їхні розробники не притримуються єдиної схеми використання шарів і призначення їхніх імен. Стратегія розбивки креслення на шари особливо важлива у версіях AutoCAD починаючи з AutoCAD 2000, оскільки з'явилася можливість призначення шарам нових атрибутів - ширини лінії і стилів друку. Крім того, тепер легко задавати, можливість друку визначеного шару. Всі ці засоби простіше

застосовувати при єдиній системі організації поділу креслення по шарах.

У курсовому проектуванні деталей машин рекомендується наступна схема поділу креслення на шари:

1. Геометрія - шар, що містить основні лінії креслення. Тип лінії - Continuous (Безупинна), колір - червоний.
2. Тонка - шар, що містить тонкі лінії креслення (штрихову, різьблення і т.д.) Тип лінії - Continuous (Безупинна), колір - блакитний.
3. Осі - шар, що містить осьові лінії креслення, тип лінії - CENTER, але можна використовувати і DASHDOT, колір - зелений.
4. Розміри - шар для постановки розмірів і текстових приміток. Тип лінії - Continuous (Безупинна), колір - білий.
5. Штамп - слой, що містить форму для заповнення основного напису креслення по ДЕРЖСТАНДАРТ.
6. Службовий - шар для тимчасових побудов, не виведений на плоттер.

Крім зазначених вище шарів можуть бути використані будь-які інші, необхідні для роботи над конкретним проектом. Для створення шарів використовується діалогове вікно Layer Properties Manager.

Command: Layer

Або вибрати Format - Layer. Відчиниться діалогове вікно Layer Properties Manager (Менеджер властивостей шару) Вікно «Менеджер» властивостей шару може бути відкрито, крім того, і щигликом по кнопці Layers (Шари) панелі інструментів Object Properties (Властивості об'єктів).

Для створення нового шару, наприклад «Геометрія» клацніть на кнопці New (Новий) і в колонку Name (Ім'я) введіть ім'я шару, у даному випадку «Геометрія». У інших колонках списку шару відображаються властивості нового шару по умовчання. Він одержить по умовчання стан On (Увімкнути), Color (Колір) - White (Білий) і Linetype (Тип лінії) - Continuous (Безупинна). Змініте колір шару на червоний

щигликом на піктограмі Color (Колір), зробивши відповідний вибір. Аналогічним способом можна створити й інші шари. При створенні шару «Осі» для завантаження типу лінії Center клацніть на осередку колонки Linetype. Відчиниться діалогове вікно Select Linetype (Вибір типу лінії). Зазначте необхідний тип лінії в списку Loaded Linetypes (Завантажені типи ліній). Якщо необхідного типу лінії немає в списку, його необхідно завантажити. Клацніть на кнопці Load (Завантажити) і виберіть із списку потрібний тип лінії. Цей тип лінії буде встановлений для всіх об'єктів шару, що зараз настраюється.

Для визначення ширини лінії клацніть на стовпці

Lineweight (Ширина лінії) і виберіть необхідну ширину лінії. Якщо шар не повинний виводитися на друк будучи включеним і не замороженим, клацніть на піктограмі Plot (Ознака друку), щоб включити режим друку або відключити його.

Після створення всіх необхідних шарів клацніть на кнопці ОК, щоб покинути діалогове вікно Менеджер властивостей шару.

На рис.3.12 зображене діалогове вікно «Менеджер» властивостей шару, у якому створені шари «Геометрія», «Осі», «Розміри», «Тонка», «Штамп» і «Службовий» із відповідними кольорами і типами ліній і режимами преси.

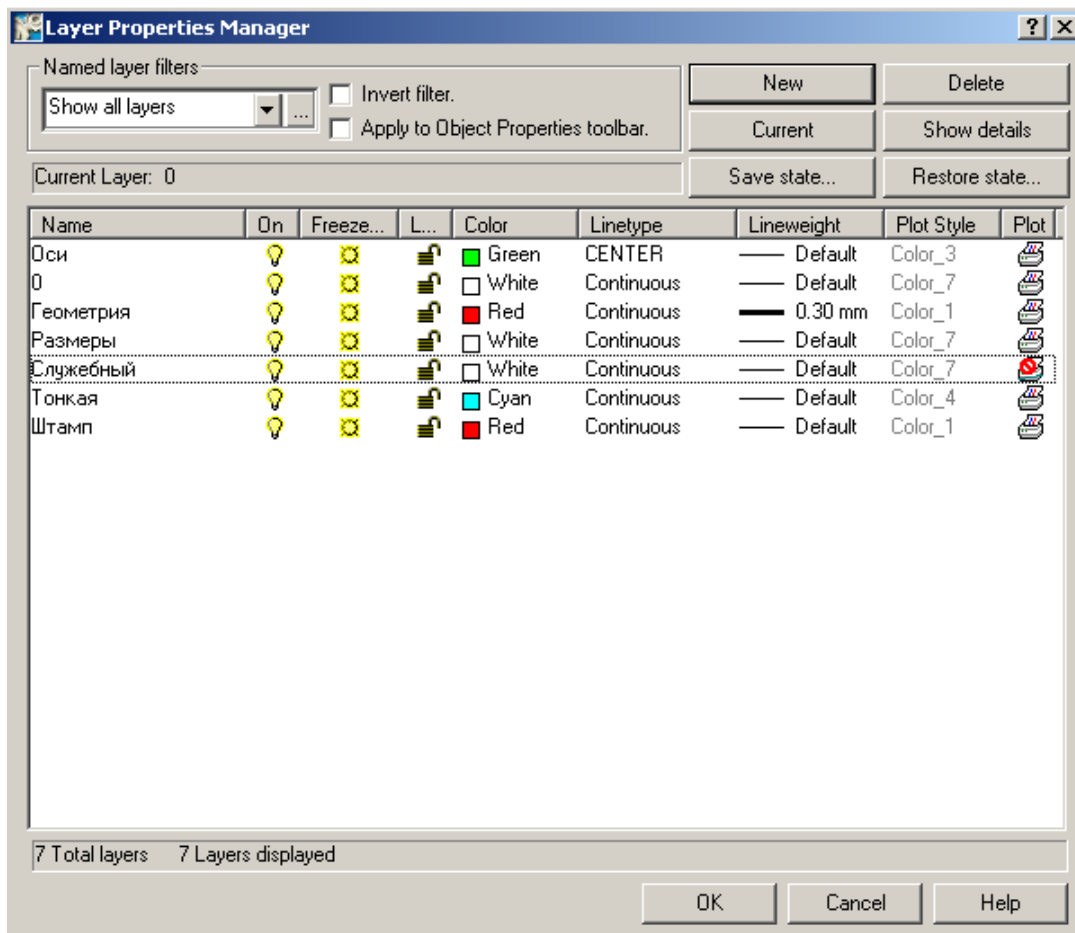


Рис.3.12

Другий етап припускає власне креслення. При виконанні другого етапу проводиться креслення графічної частини проекту відповідно до завдання на курсове проектування.

Рекомендації по виконанню другого етапу роботи.

Текстові стилі креслення

Напису на кресленнях виконуються по ДЕРЖСТАНДАРТ 2.304-81, що встановлює креслення прописних і малих літер для російських, латинських, грецького алфавітів,

арабських і римських цифр. Висота h прописних літер у міліметрах визначає розмір шрифту. Товщина d ліній шрифту залежить від типу і висоти шрифту.

ДЕРЖСТАНДАРТ встановлює наступні розміри креслярських шрифтів: 2,5; 3,5; 5; 7; 10; 14; 20 типів А і Б.

Тип А (шрифт без нахилу ($d=1/14h$);

Тип А (шрифт із нахилом 75 ($d=1/14h$);

Тип Б (шрифт без нахилу ($d=1/10h$);

Тип B - шрифт із нахилом 75 ($d=1/10h$).

Всі параметри шрифтів зазначені в ДЕРЖСТАНДАРТ 2.304-81.

У графічній системі текст розглядається, як графічний примітив і може бути виконаний різними текстовими шрифтами, що є в програмному забезпеченні системи AutoCAD і складають бібліотеку стандартних текстових шрифтів.

Текстовий стиль - це набір параметрів (властивостей), застосованих при створенні текстових об'єктів. Текстовий стиль надає можливість настроїти різні параметри тексту, управляти його зовнішнім виглядом у межах одного креслення і всього проекту. По умовчанням нове креслення AutoCAD відчиняється з єдиним попередньо встановленим текстовим стилем - STANDART.

Для створення нового або редагування існуючого текстового стилю необхідно виконати наступні дії:

1. Command: Style або меню Format - Text Style. Відчиниться діалогове вікно Text

Style (Текстові стилі).

2. Для редагування існуючого стилю виберіть його в списку, що розкривається; а щоб створити новий стиль, клацніть на кнопці New (Новий) і введіть найменування стилю, наприклад Російський.
3. Виберіть у списку, що розкривається, Font Name (Найменування шрифту) ім'я необхідного шрифту. Рекомендується для написів на поле креслення застосовувати шрифт Romans.shx.
4. У текстовому вікні Height (Висота) уведіть значення висоти тексту - 3.5.
5. Зазначте, які додаткові ефекти ви хочете застосовувати:
Upside down (Перевернений), Backwards (Справа ліворуч), Vertical (Вертикальний),
Width factor (Ступінь стиску/ розширення),
Oblique angle (Кут нахилу).

Тому що креслярські шрифти повинні бути виконані з нахилом літер і цифр до підстави рядка біля 75° , кут нахилу варто установити 15° .

Найменування, заголовки, позначення в основному написі і на поле креслення допускається писати без нахилу.

6. Завершивши вибір опцій, клацніть на кнопці Apply (Застосува-

ти). Буде створений текстовий стиль із заданими параметрами або відредагований існуючий.

На Рис.3.13 показане діалогове вікно «Текстового» стилю, у якому створений стиль "Росіянин", шрифт Romans.shx, висотою 3.5 мм із кутом нахилу 15° .

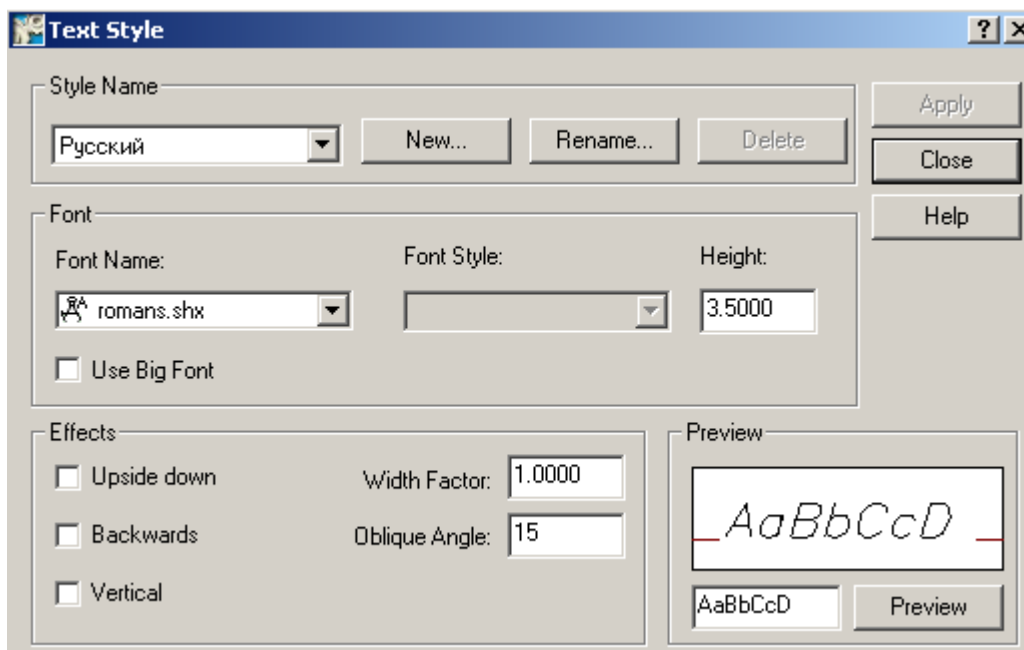


Рис.3.13

Розмірні стилі креслення.

Установка розмірних стилів креслення ро-

биться за допомогою Менеджера розмірних стилів (Dimension Style Manager).

а) Command:
Dimstyle або меню Format-
Dimension Style

Відчиниться діалогове
вікно Dimension Style
Manager.

б) Клацніть на
кнопці New (Новий) щоб
створити новий розмірний
стиль.

Відчиниться діалогове
вікно Create New
Dimension Style (Ство-
рення нового розмірного
стилю)

1. Введіть у вікні редагу-
вання New Style Name
найменування нового
стилю і клацніть на
кнопці Continue (Продо-
жити)

Відчиниться діалогове
вікно New Dimension Style
(Новий розмірний стиль)

2. Внесіть необхідні зміни
параметрів на всіх шес-
ти закладаннях діалого-

вого вікна New
Dimension Style.

3. Клацніть на кнопці OK,
щоб закрити діалогове
вікно New Dimension
Style.

4. Виберіть новий розмір-
ний стиль у списку сти-
лів, а потім клацніть
на кнопці Set Current
(Установити поточним).

Розмірний стиль стане
поточним, і AutoCAD бу-
де використовувати його
при побудові нових роз-
мірних об'єктів.

Використання єдиних
стандартів пошарової органі-
зації креслення, уніфікова-
них текстових і розмірних
стилів значно підвищує
якість проектної документа-
ції, полегшує перевірку кре-
слень і обмін кресленнями
між різними розроблювачами.

Рекомендації щодо організації проектування

Особливістю проектування з використанням AutoCAD є простота внесення змін до креслення і можливість копіювання деталей і вузлів з одного креслення в інше, що дозволяє опрацювати велику кількість варіантів конструкцій.

Найбільшою мірою на габарити приводу впливає вибір числа обертів електродвигуна і розбивка передатного числа редуктору. В атласі наведені формули для раціонального вибору передатних чисел ступенів редуктору. Остаточний варіант передатних чисел швидкохідного і тихохідного ступеня може бути встановлений після вимальовування ряду варіантів компонування, що дозволяє визначити габарити редуктора, перевірити наявність необхідного зазору між окружностями виступів коліс і по-

верхню валу і можливість розміщення підшипників.

Опрацьовуючи конструкцію редуктору, студенти використовують бібліотеку стандартних елементів у форматі .dwg, розроблених кафедрою ТМіМ ОН-ПУ та наведених у програмному комплексі Mechanical Desktop. Це підшипники (а), кришки підшипників, ущільнення (б), кріпильні вироби (в), а також маслопоказчики, віддушини, маслозливні пробки, шпонки і установчі штифти (Рис 3.14). При проектуванні приводу використовується бібліотека креслень асинхронних електродвигунів серії АО. Розробка і креслення зварної рами спрощується за рахунок використання бібліотеки стандартних профілів прокату. Скорочення часу розробки креслень загального вигляду приводу дозволяє опрацювати низку варіантів і вибрати оптимальний щодо габаритів і маси зварної рами, приводу (Рис. 3.15).

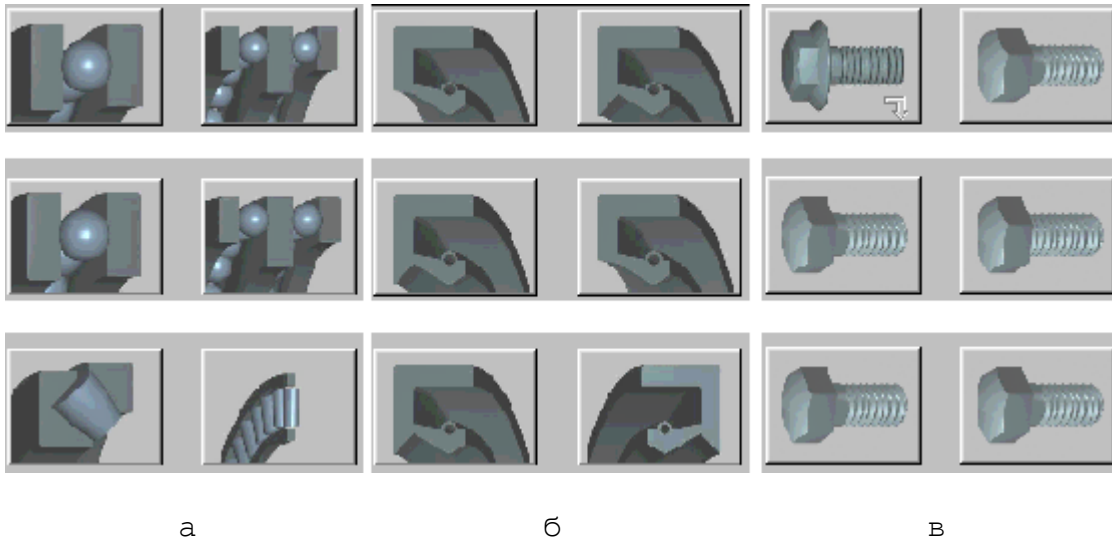


Рис. 3.14

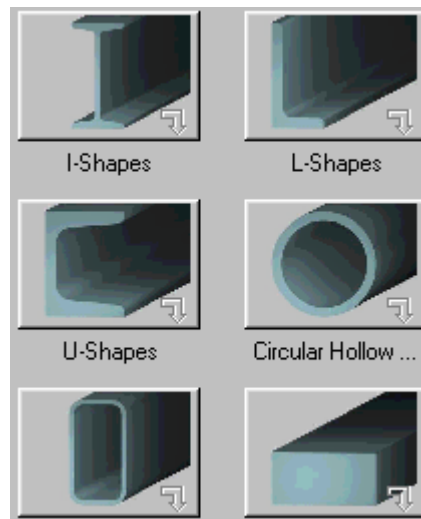


Рис. 3.15

Креслення деталей ведеться на основі зразків креслень. Всі запропоновані варіанти редукторів постачені бібліотекою можливих конструкцій зубчастих коліс і валів. Розроблено зразки оформлення технічної документації; параметрів зубчастого і черв'яч-

ного зачеплення, технічних вимог до деталей.

AutoCAD дає значні можливості для візуалізації деталей. Зубчасті колеса і вали запропоновані у якості зразкових креслень, розроблені як 3D моделі (Рис.3.16). Це дозволяє студентам краще уявляти собі спроектований привод.

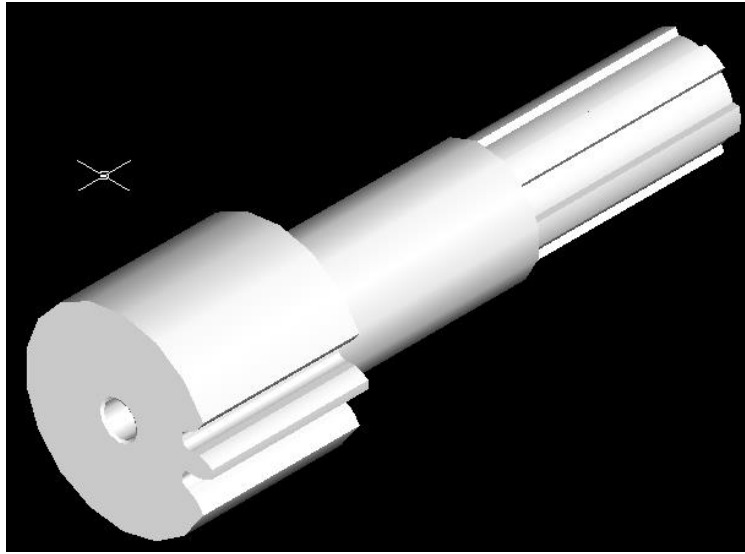


Рис. 3.16

РОЗДІЛ IV

Приклади виконання загального вигляду зуб- частих редук- торів

РОЗДІЛ V

Приклади
виконання
робочих
креслень
типових де-
талей приводу

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Атлас. Курсовое проектирование по деталям машин с использованием AutoCAD /Б.В. Мотулько, В.В Иванов, А.М. Харсун. – Одесса: Астропринт, 2002.
2. Детали машин: Атлас конструкций /Под ред. Д.Н.Решетова. – М.: Машиностроение, 1979.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 1985.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин: Курсовое проектирование. – М.: Высш. шк., 1984.
5. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н. Кудрявцев и др. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984.
6. Курсовое проектирование деталей машин / С.А.Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1987.
7. Заблонський К.І. Деталі машин. – Одеса: Астропринт, 1999.
8. Иванов В.В., Мотулько Б.В., Харсун А.М. Автоматизация проектирования механических приводов. – Одесса: АО БАХВА, 2003.
9. Иванов В.В. Конспект лекцій з дисципліни «Деталі машин». – Одеса ОДПУ 2000.
10. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин: Курсовое проектирование. – М.: Высш. шк., 1975.