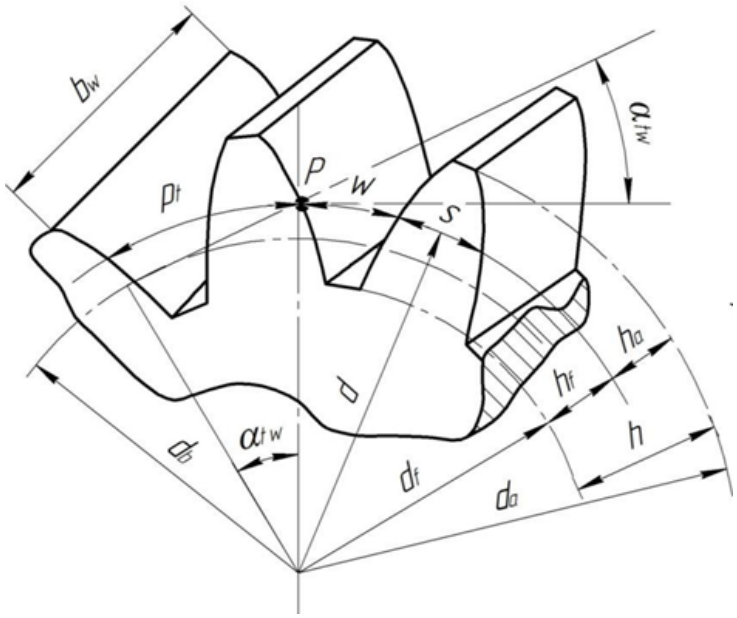
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Таврійський державний агротехнологічний університет
Факультет інженерії та комп'ютерних технологій

Кафедра „Технічна механіка“

ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА (ДЕТАЛІ МАШИН)

Конспект лекцій
для студентів освітнього ступеня «Бакалавр»
спеціальності 122
«Комп'ютерні науки»
денної форми навчання



Мелітополь, 2019

УДК 621
Інженерна механіка (Деталі машин). Конспект лекцій. Таврійський державний агротехнологічний університет, 2019 – 67 с.

Розробив к.т.н., доцент Дереза О.О.

Рецензент к.т.н., доцент Коломієць С.М.

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри „Технічна механіка“
Протокол № 10 від «29» 05. 2019 р.

Затверджено методичною комісією факультету інженерії та комп’ютерних технологій
Протокол № 10 від «30 » 05.2019 р.

ЗМІСТ

Вступ 5
1 **МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ** 6
1.1 Роль курсу «Інженерна механіка (ДМ)» 6
1.2 Об'єкти вивчення в курсі ІМ(ДМ) 7
1.3 Основні поняття і показники надійності 7
1.4 Критерії працездатності і розрахунку деталей машин 8
1.5 Використання комп'ютерних технологій проектування при розрахунках деталей машин 10
1.6 Загальні відомості про механічні передачі 11
1.7 Фрикційні передачі 12
1.8 Характер і причини відмов під дією контактних напружень 14
2 ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ 16
2.1 Загальні відомості 16
2.2 Сили у зачепленні циліндричних зубчастих передач 18
2.3 Точність зубчастих передач 18
2.4 Матеріали зубчастих коліс 18
2.5 Характер і причини відмов зубчастих передач 20
2.6 Розрахунок циліндричних передач 20
2.7 Конічні зубчасті передачі. Загальні відомості 22
2.8 Основні геометричні співвідношення 23
2.9 Сили в зачепленні 25
2.10 Розрахунок конічних зубчастих передач 25
2.11 Побудова зубчастих коліс в середовищах КОМПАС-График та КОМПАС 3D 26
3 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ 30
3.1 Загальні відомості 30
3.2 Геометрія черв'ячної передачі 30
3.3 Кінематика черв'ячної передачі 32
3.4 Ковзання в черв'ячній передачі, ККД 32
3.5 Сили в зачепленні черв'ячної передачі 33
3.6 Матеріали черв'яків і вінців черв'ячних коліс 33
3.7 Характер і причини відмов черв'ячних передач 34
3.8 Розрахунок черв'ячних передач 35
4 ПЕРЕДАЧІ ГНУЧКИМ ЗВ'ЯЗКОМ 37
4.1 Призначення, будова, переваги та недоліки пасових передач 37
4.2 Класифікація пасових передач …… 37
4.3 Напруження в пасі. Довговічність паса……... 39
4.4 Розрахунок пасових передач…… 40
4.5 Ланцюгові передачі. Загальні відомості. …….. 40
4.6 Приводні ланцюги. Особливості роботи …… 41
4.7 Характер і причини відмов ланцюгових передач ….. 42
5 ВАЛИ ТА ОСІ. ……. 43
5.1 Вали та осі. Загальні відомості…….. 43

5.2 Критерії працездатності валів і осей …….. 43
5.3 Види розрахунків валів та осей на міцність 43
5.4 Пружини. Класифікація пружин. Матеріали 44
6 ОПОРИ ВАЛІВ. ……. 48
6 1 Загальні відомості про підшипники кочення …… 48
6.2 Класифікація підшипників кочення 48
6.3 Матеріали деталей підшипників. Система умовних позначень …… 49
6.4 Характер і причини відмов підшипників кочення …… 50
6.5 Загальні відомості про підшипники ковзання ……. 50
6.6 Режими змащення. Матеріали вкладишів 51
6.7 Види відмов підшипників ковзання 51
6.8 Розрахунок підшипників …… 51
7 З'ЄДНАННЯ 53
7.1 Загальні відомості про шпонкові з'єднання 53
7.2 Класифікація і розрахунок шпонкових з'єднань. 54
7.3 Загальні відомості про шліцьові з'єднання 54
7.4 Розрахунок шліцьових з'єднань 54
7.5 Загальні відомості про різьбові з'єднання 55
7.6 Основні параметри різьби……. 56
7.7 Класифікація різьб, умовне позначення різьбових деталей……... 57
7.8 Розрахунок різьбових з'єднань …… 58
7.9 Загальні відомості про заклепкові з'єднання 58
7.10 Загальні відомості про зварні з'єднання 59
8 МУФТИ ПРИВОДІВ…… 61
8.1 Загальні відомості 61
8.2 Класифікація муфт 61
8.3 Основні властивості пружних муфт 63
8.4. Зчіпні керовані муфти. Зчіпні фрикційні муфти 64
8.5 Запобіжні муфти. Відцентрові муфти. Обгінні муфти 64
Список літератури 67

ВСТУП

Курс «Інженерна механіка (Деталі машин)» є заключною загально інженерною дисципліною, яку вивчають студенти технічних спеціальностей.

У курсі розглядаються основні методи розрахунку і конструювання типових деталей машин, тобто таких деталей, що зустрічаються в різних машинах поза залежністю від призначення і конструкції останніх. Це в основному деталі з'єднань – болти, гвинти, шпонки і деталі передач - зубчасті колеса, осі, вали і т.п.

Лише загальний розвиток машинобудування й успіхи, досягнуті в області загальної механіки, теорії механізмів і опору матеріалів, привели до створення нової самостійної загальнотехнічної дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)».

У залежності від призначення машини мають самий різноманітний пристрій, особливо великою різноманітністю відрізняються машини-знаряддя. Число різних машин, що виконують різноманітні роботи, важко піддається обліку; у міру розвитку техніки число їх безупинне росте. Машини завойовують усі нові і нові області застосування і безупинно удосконалюються.

Курс «Інженерна механіка (Деталі машин)» має на увазі вивчення пристрою, умов роботи і визначення основних розмірів частин машин, що найбільше часто зустрічаються в машинах різного призначення; вивчення деталей групи «а» відноситься до спеціальних курсів. Основна мета, що переслідується вивченням курсу, - ознайомити майбутніх інженерів із принципами розрахунку і конструювання деталей машин і нескладних вузлів. Конструювання полягає у виконанні проекту чи деталі вузла машини з указівкою матеріалу, розмірів і точності обробки - окремих частин.

Завдання конструктора полягає в тім, щоб вибрати таку спрощену схему, що була б доступна розрахунку й у той же час найбільше близько відповідала б дійсним умовам роботи деталі.

Виготовлення на одному підприємстві різноманітних машин вимагає застосування великої кількості креслень, моделей, пристосувань, інструментів, верстатів і ін., що збільшує вартість продукції, що випускається; більш того, виробу навіть одного роду не будуються довільних розмірів, а для них установлюються нормалізовані розміри. Нормалізацією окремих частин машин досягається можливість швидкої заміни зношених частин, що створює сприятливі умови для експлуатації. Нормалізація ряду найбільше часто застосовуваних деталей, наприклад болтів, шпонок, заклепок і т.п., а також розмірів елементів конструкцій діаметрів валів, різьблення і т.д., - проведена в масштабі багатьох держав: на ці деталі в Україні також розроблені державні стандарти (ДСТУ), якими повинний керуватися конструктор у своїй практичній роботі.

Такі основні задачі і вимоги, що ставляться при проектуванні деталей машин.

1 МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

1.1 Роль курсу «Інженерна механіка (ДМ)»
1.2 Об'єкти вивчення в курсі ІМ(ДМ)
1.3 Основні поняття і показники надійності
1.4 Критерії працездатності і розрахунку деталей машин
1.5 Використання комп'ютерних технологій проектування при розрахунках деталей машин
1.6 Загальні відомості про механічні передачі
1.7 Фрикційні передачі
1.8 Характер і причини відмов під дією контактних напружень

1.1 Роль курсу «Інженерна механіка (ДМ)»

Інженерна механіка (Деталі машин) - наукова дисципліна по теорії, розрахунку і конструюванню деталей і вузлів загального машинобудівного застосування.

У її завдання входять узагальнення інженерного досвіду створення машинобудівних конструкцій, розробка наукових основ розрахунку і проектування надійних елементів і вузлів конструкцій.

У навчальному курсі ІМ(ДМ) комплексно розглядають конструювання, розрахунки і проектування технології виготовлення окремих деталей і вузлів машин. Ця дисципліна наочно демонструє як інженерний задум перетворюється в реальну конструкцію.

Курс ІМ(ДМ) є одним із головних курсів загально інженерної підготовки, безупинно розвивається разом із прогресом науки і техніки (з'являються нові напрямки в техніці, нові матеріали і технології, що потребує нових конструктивних вирішень, удосконалювання методів розрахунку). Необхідність підвищення продуктивності, швидкохідності і надійності машин при зменшенні їхньої маси, а також створення машин нових поколінь потребує безупинного поглиблення теорії й уточнення розрахунків деталей і вузлів машин.

- ІМ(ДМ) приймають значення деяких параметрів, що забезпечують задану надійність (наприклад, коефіцієнта безпеки - у розрахунках зубчастих і хвильових передач, коефіцієнта надійності при розрахунках підшипників кочення);
- визначають розсіювання значень із заданою ймовірністю (наприклад, при розрахунку зазорів у підшипниках ковзання або натягів - у з'єднаннях із натягом);
- розробляють програми обробки деталей (наприклад, на верстаті з ЧПК).

Класифікація деталей машин

Механізм - система твердих тіл, призначена для перетворення руху одного або кількох тіл у необхідний рух інших тіл (редуктор, коробка передач, варіатор і ін.).

Машина - механізм або пристрій, що виконує механічний рух і застосовується для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою полегшення або заміни фізичної чи розумової праці людини і підвищення її продуктивності.

Деталь- частина машини, яку виготовляють без складальних операцій.

Деталі можуть бути:

- простими (гвинт, шпонка);
- складними (колінчастий вал, станина верстата).

Складальна одиниця або вузол - декілька деталей, які зібрано в одне ціле.

Деталі (вузли) загального призначення - деталі, які застосовують у різних машинах: кріпильні гвинти, зубчасті колеса, вали, підшипники кочення, муфти.

Деталі (вузли) спеціального призначення - деталі, які застосовують тільки в одному або кількох типах машин: поршні, шатуни, лопатки турбін та ін.

Загальні правила конструювання:

1 При проектуванні розраховують на нормальні умови експлуатації.

2 Конструювання є пошук оптимального компромісного рішення.

3 При конструюванні бажано виконати умову рівноміцності.

У промислових виробах деталі знаходяться у взаємозв'язку і заємозалежності, що визначають якісні характеристики виробу.

Застосування ЕОМ дозволяє підвищити точність і значимість розрахунків, проводити структурне і параметричне моделювання, оптимізацію при проектуванні, автоматизувати самий процес проектування.

1.2 Об'єкти вивчення в курсі ІМ(ДМ)

1 Механічні передачі: зубчасті, планетарні, хвильові, черв'ячні, фрикційні, пасові, ланцюгові, передачі гвинт-гайка.

2 Деталі, що обслуговують обертальний рух: вали і осі, підшипники кочення і ковзання, муфти приводів.

3 З'єднання і деталі з'єднань:

- роз'ємні з'єднання - допускають багатократне збирання і розбирання: різьбові, шпонкові, шліцьові, клемові, на закріпних конічних втулках, тощо;
- нероз'ємні з'єднання - не допускають багатократної перебірки: зварні, клейові, паяні, заклепкові, з'єднання з натягом.

Алгоритм вивчення курсу:

1 Призначення об’єкта (передачі, муфти, з’єднання).

2 Опис конструкції і принцип дії (роботи).

3 Області застосування.

4 Порівняльні переваги і недоліки.

5 Умови роботи і діючі навантаження.

6 Критерії працездатності - характер і причини відмов.

7 Методи розрахунку і конструювання (розробка розрахункової схеми; проектний і (або) перевірочний розрахунок по основних критеріях працездатності;

8 Матеріали, що застосовують і відомості з технології виготовлення.

9 Напрямки удосконалювання конструкції і методів розрахунку.

10 Умови застосування альтернативних об’єктів.

1.3 Основні поняття і показники надійності

При створенні деталей і машин повинні задовольнятися дві основні умови:

1 Надійність - властивість виробу зберігати в часі спроможність до виконання необхідних функцій у заданих режимах і умовах застосування, технічного обслуговування, збереження і транспортування.

2 Економічність - мінімально необхідна вартість проектування, виготовлення і експлуатації деталей і машин.

Надійність характеризують: - станами; - подіями.

Працездатність - стан виробу, при якому він здатен нормально виконувати свої функції.

Відмова - подія, що полягає в повній або частковій утраті працездатності.

Показники якості виробу з надійності:

1 Безвідмовність - властивість виробу безупинно зберігати працездатність протягом заданого часу.

2 Довговічність - властивість виробу довгостроково зберігати працездатність до настання граничного стану при дотриманні норм експлуатації.

3 Ремонтопригодність - властивість виробу до підтримки і відновлення працездатності шляхом технічного обслуговування і ремонту.

Часові поняття надійності:

Наробіток - тривалість або обсяг роботи виробу (у годинах, кілометрах пробігу, числах циклів навантаження).

Ресурс - сумарний наробіток виробу від початку експлуатації до переходу у граничний стан (у годинах, кілометрах пробігу і ін.).

Термін служби - календарна тривалість експлуатації виробу від початку до переходу у граничний стан (наробіток виробу і час простоїв).

Показники надійності:

- за безвідмовністю - ймовірність безвідмовної роботи і інтенсивність відмов;
- за довговічністю - середній і гама-процентний ресурс;
- за ремонтопригодністю - ймовірність відновлення.

Ймовірність безвідмовної роботи виробу: ймовірність того, що в заданому інтервалі часу або в межах заданого наробітку не виникає відмова виробу

$$P(t) = (N - n) / N = 1 – n / N,$$

де t - час наробітку;

N - кількість однакових виробів;

n - кількість виробів, що відмовили в одиницю часу.

Інтенсивність відмов - відношення числа виробів, що відмовили в одиницю часу, до числа виробів, що справно працюють у даний відрізок часу, за умови, що вироби, які відмовили, не відновлюють і не заміняють новими

$$\lambda(t) = n/[(N - n)\, t].$$

Середній ресурс:

- математичне чекання ресурсу в годинах роботи, кілометрах пробігу, мільйонах обертів;або
- гама-процентний ресурс: сумарний наробіток, протягом якого виріб не досягає граничного стану з ймовірністю γ, яку виражено у відсотках.

Ймовірність відновлення - ймовірність того, що час відновлення працездатного стану виробу не перевищить задане значення.

Надійність:

- закладається при проектуванні виробу;
- залежить від якості виготовлення;
- залежить від дотримання норм експлуатації.

1.4 Критерії працездатності і розрахунку деталей машин

Міцність- спроможність деталі опиратися руйнуванню або виникненню неприпустимих пластичних деформацій під дією прикладених до неї навантажень.

Розрахунки:

1) за*номінальними напруженнями:*

- нормальними напруженнями

$$\sigma \le [\sigma];$$

- дотичними напруженнями

$$\tau \leq [\tau];$$

2) за *коефіцієнтами безпеки;*

3) за*ймовірністю безвідмовної роботи.*

Навантаження:

- *постійні;*
- *перемінні*.

Основні напрямки підвищення міцності виробів:

1 Уникати дії напружень згину – матеріал повинен працювати на стиск або розтяг.

2 Вибирати раціональну форму виробу - для запобігання напружень згину посудини високого тиску виконують сферичними, а не призматичними.

3 Оптимізувати форму з метою ліквідації концентраторів напружень.

4 Створювати в деталях початкові напруження зворотного знака, зокрема механічним або термічним поверхневим зміцненням.

Жорсткість - спроможність деталі опиратися зміні форми і розмірів під дією навантаження.

Умови для розрахунків на жорсткість:

- обмеження деформацій валів для створення більш сприятливих умов роботи сполучених деталей;
- обмеження деформацій із метою одержання необхідної точності форми деталі;
- обмеження деформацій для додержання загальної високої точності виконавчого органа.

Заходи щодо підвищення жорсткості:

- раціональне розташування опор;
- застосування матеріалів із високим модулем пружності: сталей, чавунів із кульовидним графітом;
- вибір раціональної форми перерізу;
- підвищення контактної жорсткості у рухливих спряженнях пригінкою і зменшенням шорсткості поверхонь, попереднім натягом.

Зносостійкість - властивість матеріалу чинити опір зношуванню.

Зношування - процес руйнування і відділення матеріалу з поверхні твердого тіла внаслідок тертя, що виявляється в поступовій зміні розмірів або форми.

Заходи щодо зменшення зношування:

- уникати застосування відкритих поверхонь тертя, що зазнають вплив абразивного середовища;
- удосконалювання ущільнювальних пристроїв;
- забезпечення рівномірного розподілу тиску по поверхні;
- забезпечення досконалих видів тертя (гідродинамічного, гідростатичного, тертя кочення);
- заміна зовнішнього тертя внутрішнім.

Теплостійкість- спроможність конструкції працювати в межах заданих температур протягом заданого терміну служби.

Нагрів деталей у процесі роботи машини призводить до:

- зниження механічних характеристик матеріалу і до появи пластичних деформацій – повзучості;

- зменшення зазорів у рухливих спряженнях деталей і, як слідство, схоплювання, заїдання, заклинювання;

- зниження в'язкості мастила і несучої спроможності масляних плівок.

Вібростійкість - спроможність конструкції працювати в діапазоні режимів, достатньо далеких від зони резонансу.

1.5 Використання комп'ютерних технологій проектування при розрахунках деталей машин

Загальні відомості про проектування машин

Проектуванням називається процес розробки комплексної технічної документації, що містить техніко-економічні обґрунтування, розрахунки, креслення, макети, кошторису, пояснювальні записки та інші матеріали, необхідні для виробництва машини.

За типом зображення об'єкта розрізняють *креслярське* й *об'ємне проектування.* Останній включає виконання макета або моделі об'єкта.

Для деталей машин характерний креслярський метод проектування.

Проект - сукупність конструкторських документів, отриманих в результаті проектування.

Правила проектування та оформлення проектів стандартизовані в Єдиній системі конструкторської документації (ЄСКД), яка встановлює п'ять стадій розробки конструкторської документації на вироби всіх галузей промисловості, а саме:

- *технічне завдання* встановлює основне призначення і технічні характеристики, показники якості і техніко-економічні вимоги, що пред'являються до виробу;

технічна пропозиція - сукупність конструкторських документів, що містять технічні та техніко-економічні обґрунтування доцільності розробки документації виробу на підставі аналізу технічного завдання, порівняльної оцінки можливих рішень з урахуванням особливостей розроблюваного та існуючих подібних виробів, а також патентних матеріалів;

- ескізний проект - сукупність конструкторських документів, що містять принципові конструктивні рішення, що дають загальне уявлення про будову та принцип роботи виробу, а також дані, що визначають його основні параметри і габаритні розміри;
- технічний проект - сукупність конструкторських документів, що містять остаточні технічні рішення, дають повне уявлення про пристрій виробу і вихідні дані для розробки робочої конструкторської документації;

розробка технічної документації включає креслення вузлів і деталей, специфікації, технічні умови на виготовлення, складання, випробування та ін.

Курсовий проект по деталям машин в умовах навчального закладу в менш спрощеному вигляді включає в себе всі стадії розробки. Відповідно до розробленої в процесі проектування конструкторської документації в подальшому створюється технологічна документація, яка визначає технологію виготовлення виробу.

Конструкторські, технологічні, а також нормативно-технічні документи (останні включають стандарти всіх категорій, керівні технічні матеріали, загальні технічні вимоги та т. п.) В сукупності складають технічну документацію, необхідну для організації і здійснення виробництва, випробувань, експлуатації та ремонту предмета виробництва (вироби).

Інженерне проектування – це безперервний процес, у якому наукова і технічна інформація використовується для створення нового приводу, машини або системи, що дають суспільству певну користь.

Конструювання – створення конкретної однозначної конструкції об'єкта згідно з проектом. Конструкція – це будова, взаємне розміщення частин і елементів будь-якого предмета, машини, приладу, яка визначається його призначенням. Конструкція передбачає спосіб з'єднання, взаємодію частин, а також матеріал, з якого виготовляються окремі елементи. Конструювання базується на результатах проектування й уточнює всі інженерні рішення, прийняті при проектуванні.

Проектування і конструювання мають одну мету – створення нового виробу, який ще не існує або існує в іншій формі і має інші розміри (перестановка складових частин, заміна їх іншими елементами чи надання їм іншої форми).

Умови роботи деталей машин бувають дуже різними і важко піддаються точному обліку, тому розрахунки деталей машин часто виконують по наближеним, а іноді емпіричними формулами, що є результатом узагальнення накопиченого досвіду проектування, випробувань і експлуатації деталей і вузлів машин.

АРМ WinMachine – CAD/CAE система автоматизованого розрахунку і проектування механічного обладнання і конструкцій в галузі машинобудування, розроблена з урахуванням останніх досягнень в обчислювальної математики, області чисельних методів і програмування, а також теоретичних і експериментальних інженерних рішень. Ця система в повному обсязі враховує вимоги державних стандартів і правил, що відносяться як до оформлення конструкторської документації, так і до розрахункових алгоритмів.

Для технічного креслення використовується графічний пакет КОМПАС-SHAFT 2d та КОМПАС-SHAFT 3d. Застосування ЕОМ дозволяє підвищити точність і значимість розрахунків, проводити структурне і параметричне моделювання, оптимізацію при проектуванні, автоматизувати самий процес проектування.

1.6 Загальні відомості про механічні передачі

Механічні передачі розділяють на:

- передачі зачепленням (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові);
- передачі тертям (фрикційні, пасові).

Функції механічних передач:

а) зниження (підвищення) частоти обертання від вала двигуна до вала виконавчого елемента.

Зниження частоти обертання називають редуцируванням, а механізми, що містять закриті передачі, які знижують частоту обертання – редукторами.

Пристрої, що підвищують частоту обертання, називають прискорювачами або мультиплікаторами.

Кінематичні параметри механічних передач:

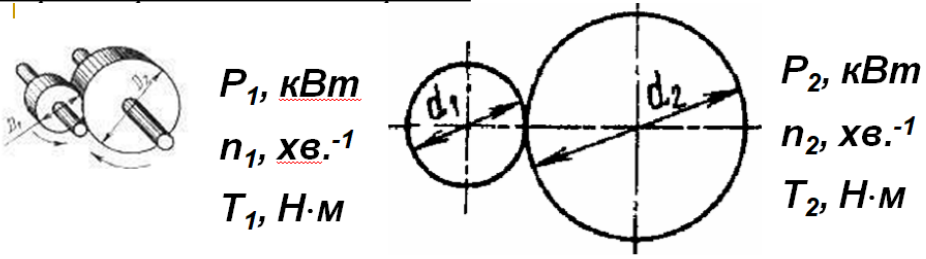


Рисунок 1.1

P_1, P_2 - потужності на ведучому і веденому валах, кВт;
n_1, n_2 - частоти обертання валів, хв.$^{-1}$;
T_1, T_2 - обертаючі моменти на ведучому і веденому валах, Н·м,

$$T = 9550\ P/n.$$

Передаточне число $U = d_2/d_1$,
де d_1, d_2 - діаметри ведучого і веденогоелементів передачі, мм.
Передаточне відношення

$$i = n_1/n_2=\omega_1/\omega_2.$$

Співвідношення потужностей і моментів

$$P_2 = P_1 \cdot \eta,$$

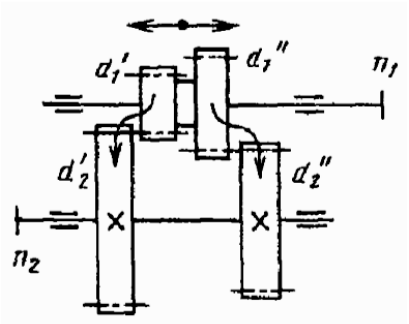
де η - коефіцієнт корисної дії передачі.

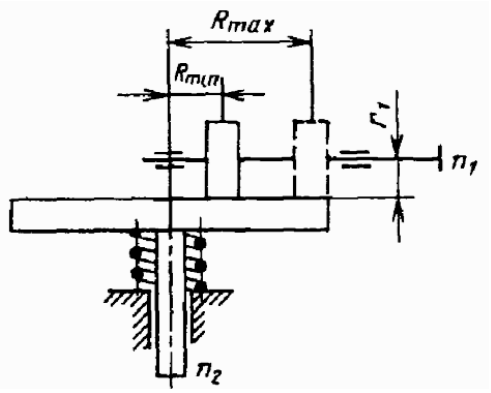
$$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta.$$

б) зміна напрямку потоку потужності
і частоти обертання

$$n_2 = n_1/U.$$

в) регулювання частоти обертання веденого вала





$U_1 = n_1/n_2 = d_2'/d_1'$;
$U_2 = n_1/n_2 = d_2''/d_1''$.

$U_{min}=R_{min}/r_1$;
$U_{max}=R_{max}/r_1$;
$D=U_{max}/U_{min}$ – діапазон регулювання.

Рисунок 1.2

) перетворення одного виду руху в інший
(обертального в поступальний, рівномірного в переривчастий і т. і.);
д) реверсування руху (прямий і зворотний хід);
е) розподіл енергії двигуна між кількома виконавчими елементами машини.

1.7 Фрикційні передачі

Фрикційна передача – передача крутного моменту безпосереднім контактом за рахунок тертя між елементами передачі.

Фрикційні передачі можуть бути:

- За конструкцією:
  - а) циліндричні;
  - б) конічні;
  - в) торові;
  - г) сферичні.
- За умовами роботи:
  - а) без змащення;
  - б) із змащенням.

- За способом притискання:

а) з постійним зусиллям (гравітаційні);

б) з перемінним зусиллям (пружинні).

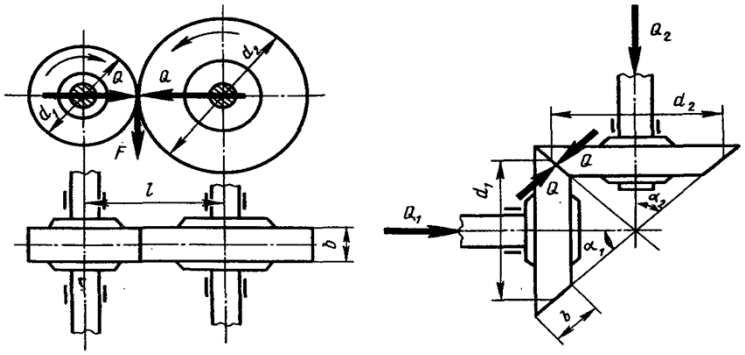


Рисунок 1.3

- За передаточним числом:

а) постійним;

б) перемінним – варіатори.

Переваги:

- простота конструкції;
- безшумність роботи;
- рівномірність обертання, що зручно для приборів;
- можливість безступеневого регулювання кутової швидкості веденого вала;
- запобігання частин від поламок;
- відсутність мертвого ходу при реверсі передачі;
- невелика вартість.

Недоліки:

- необхідність в притискних пристроях;
- значні тиски на вали та опори;
- руйнування котків при пробуксовці;
- непостійність передаточного числа через пробуксовки.

Фрикційні передачі можуть робити зі швидкостями 25 м/с й при передаточних числах до 10. Значення потужностей знаходяться в межах від досить малих в приборах до 300кВт в силових передачах.

Сила притискання

де T_1 – обертаючий момент, Н·м;

$\beta_з$ – коефіцієнт запасу зчеплення ($\beta_з$ = 1,5 для силових і $\beta_з$ = 3 для точних передач);

f – коефіцієнт тертя:

- для сталі по сталі зі змащенням - f = 0,04…0,05;
- для загартованої сталі по сталі без змащення f = 0,15…0,18;
- для сталі по фрикційному матеріалу ФАБ-П,КФ-2-04, текстоліту f = 0,3…0,35).

Основними розмірами циліндричної фрикційної передачі є діаметри котків d_1 та d_2, міжосьова відстань *a* і ширина котків *b*.

$$a = 0.5 \cdot (d_1 \pm d_2)$$

Передаточне число передачі

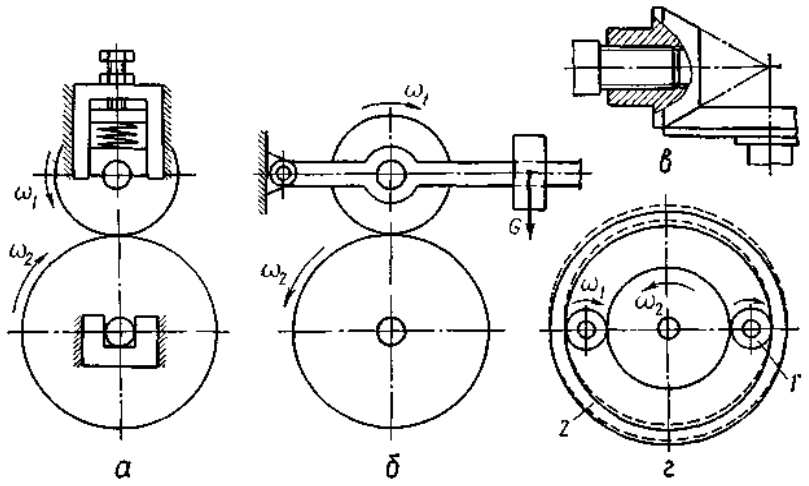
$$U = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1},$$

де ε – коефіцієнт пружного ковзання, ε = 0.02…0.03.

Натискні пристрої фрикційних передач

Притискання котків фрикційних передач можна здійснити різними способами. Спосіб притискання має суттєве значення для роботи передачі. Постійне притискання допустиме тільки у передачах, що передають постійне робоче навантаження.

У передачах із змінним навантаженням бажано, щоб сила притискання котків змінювалася автоматично відповідно до навантаження. Довговічність та ККД таких передач більші, оскільки в цьому разі не виникають надмірні сили при передаванні малих робочих навантажень.



а) за допомогою стиснутої пружини; б) за допомогою ваги спеціального тягарця на важелів) гвинтовий натискний пристрій, що забезпечує автоматичне регулювання сили притискання; г) із ХХХамо затяжним кільцем
додатковий холостий ролик 1 та масивне жорстке кільце 2, що охоплює з невеликим початковим натягом усі три котки.

Рисунок 1.4

1.8 Характер і причини відмов під дією контактних напружень

Контактні напруження виникають при взаємодії фізичних тіл, розміри площадки контакту яких малі в порівнянні з розмірами самих стичних тіл.

1 Зминання контактуючих поверхонь.

2 Викришування від втоми.

3 Зношування.

4 Заїдання.

Ковзання є причиною зносу, зменшення к.к.д. і мінливість передавального відношення у фрикційних передачах. Розрізняють три види ковзання:

- буксування;
- пружне ковзання;
- геометричне ковзання.

Буксування настає при перевантаженнях, коли не дотримується умова $F_t < F_{тр}$. При буксуванні ведений каток зупиняється, а ведучий ковзає по ньому, викликаючи місцевий знос або задираки поверхні, що в кінцевому рахунку виводить передачу з ладу. Тому при проектуванні слід приймати достатній запас зчеплення k і не допускати використання фрикційної передачі в якості запобіжного пристрою від перевантаження.

Контрольні запитання

1. Який зміст курсу «ІМ(ДМ»?
2. Яка різниця між механізмом і машиною?
3. Що означає поняття деталь машини? Які деталі відносять до деталей загального призначення?
4. Що слід розуміти під надійністю машин і їх деталей? Якими станами і подіями характеризують надійність?
5. По яких показниках оцінюють надійність?
6. Яка різниця між ресурсом і терміном служби? Що розуміють під ймовірністю безвідмовної роботи?
7. Які основні критерії працездатності і розрахунку деталей машин? Чим обумовлений вибір критерію для розрахунку?
8. Які функції можуть виконувати механічні передачі?
9. Що таке передаточне число?
10. Назвіть основні види відмов, що виникають внаслідок дії контактних напружень.

2 ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

2.1 Загальні відомості
2.2 Сили у зачепленні циліндричних зубчастих передач
2.3 Точність зубчастих передач
2.4 Матеріали зубчастих коліс
2.5 Характер і причини відмов зубчастих передач
2.6 Розрахунок циліндричних передач
2.7 Конічні зубчасті передачі
2.8 Загальні відомості
2.9 Основні геометричні співвідношення
2.10 Сили в зачепленні
2.11 Розрахунок конічних зубчастих передач
2.12 Побудова зубчастих коліс в середовищах КОМПАС-График та КОМПАС 3D

2.1 Загальні відомості

Зубчаста передача – передача, у якій рух передається за допомогою зачеплення зубчастих коліс

Менше зубчасте колесо називають *шестірнею;*

більше - *колесом*.

Термін «*зубчасте колесо*» відносять як до *шестірні*,так і до *колеса*.

Переваги зубчастих передач:

- відносно малі розміри і маса зубчастих коліс;
- висока навантажувальна спроможність;
- великий діапазон навантажень;
- широкий діапазон швидкостей;
- високий ККД (97…98 %);
- порівняно малі навантаження на вали і підшипники;
- сталість середнього значення передаточного відношення:
- висока надійність;
- простота обслуговування.

Недоліки зубчастих передач:

- необхідність високої точності виготовлення і монтажу;
- шум при роботі передачі.

Зубчасті передачі за геометричними параметрами:

- зовнішнім зачепленням;
- внутрішнім зачепленням;

Лінії пересічення бічних поверхонь зубів із будь-якою круговою циліндричною поверхнею, яка співвісна з початковою, називають лініями зубів.

Прямозубе зубчасте колесо - лінії зубів

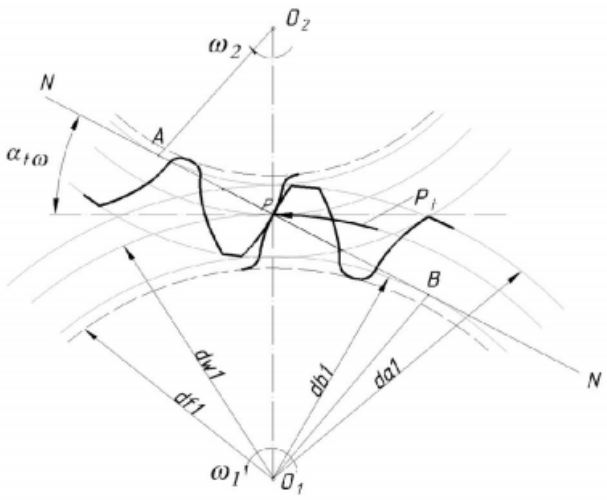
паралельні осі зубчастого колеса

Косозубе зубчасте колесо (Роберт Гук XVIIст.) – лінії зубів *гвинтові* постійного кроку ($\beta = 8...20°$).

Шевронні зубчасті колеса(XIX ст.), ($\beta = 25...40°$):

- без канавки;
- з канавкою.

Основні параметри евольвентного зачеплення



$d_{в1}, d_{в2}$ - діаметри основних кіл;

NN - *відтворююча*; при перекочуванні по основних колах т. Р описує евольвенту.

Р – *полюс* зачеплення – точка перетину NN і ліній центрів O_1O_2;

АР і ВР – радіуси кривизн евольвент в т.Р;

NN – спільна нормаль до евольвент.

Точки дотику зубців коліс лежать на лінії NN, тому NN – *лінія зачеплення;*

α_{tw} - кут зачеплення;

d_{w1}, d_{w2} – діаметри початкових кіл (початкові діаметри). Початкові кола котяться одне по одному без ковзання.

Передатне відношення $i = \omega_1 / \omega_1 = d_{w1} / d_{w2}$.

d_1, d_2 - діаметри ділильних кіл (ділильні діаметри). Ділильне коло (ділильна поверхня) ділить зубець на дві частини – головку та ніжку. В колесах, нарізаних без зміщення інструменту, $d_1 = d_{w1}$; $d_2 = d_{w2}$.

d_{a1}, d_{a2} - діаметри вершин зубців;

d_{f1}, d_{f2} - діаметр впадин..

Точку W торкання початкових кіл d_{W1} - шестірні і d_{W2} - колеса називають *полюсом зачеплення*.

Для зубчастих коліс, у яких діаметри:

d_W - *початкові* і d - *ділильні* збігаються:

$d_{W1} = d_1$ і $d_{W2} = d_2$

називають *передачами без зміщення вихідного контуру (не* кориговані).

Відстань між відповідними точками сусідніх зубів, яка обміряна в перетині, нормальному лініям зубів, називають *нормальним кроком* Р.

Відношення кроку до числа π*називають модулем*: **m = P / π.**

Модуль вимірюють у міліметрах і призначають за ОСТ 9563-60: 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 3; 4 ... .

Для силових передач $m_{min} = 1,5$ мм.

Основні параметри зубчастої передачі:

1) передаточне число. Передаточні числа *призначають* за ГОСТ 2185-66.

2) міжосьова відстань, мм Міжосьові відстані *призначають* за ГОСТ 2185-66.

3) коефіцієнт ширини

де b_2 - ширина зубчастого колеса (менше ширини шестірні).

Значення ψ_{ba} *призначають* за ГОСТ 2185-66:

0,1; 0,125; 0,16; 0,2;0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Для коробок передач - $\psi_{ba} = 0,1...0,2$;

для редукторів - $\psi_{ba} = 0,25...0,63$.

Циліндричні передачі з внутрішнім зачепленням

Міжосьова відстань

$$a_W = 0,5(d_2 - d_1).$$

Міжосьова відстань в загальному виді

$$a_W = 0,5(d_2 \pm d_1),$$

знак плюс (+) - для передач зовнішнього зачеплення;
знак мінус (-) - для передач внутрішнього зачеплення.

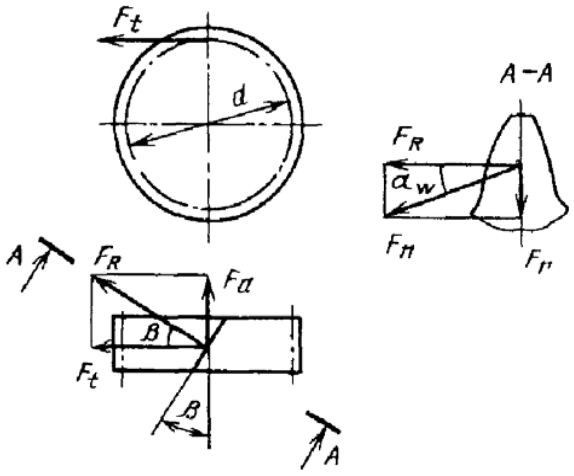


Рисунок 2.1

2.2 Сили у зачепленні циліндричних зубчастих передач

Складові сили взаємодії зубів:
- колова сила
- радіальна сила
- осьова сила

$\mathbf{F_a = F_t \cdot tg\beta,}$

де α_W - кут зачеплення;
β - кут нахилу зуба.

2.3 Точність зубчастих передач

Точність зубчастих коліс (циліндричних і конічних передач) регламентують ступенями точності від 1 до 12 (в порядку зниження точності).

Найбільш часто застосовують 6, 7 і 8 ступені точності:
- 6 ступінь точності - високоточні швидкісні передачі;
- 7 ступінь точності - передачі нормальної точності (працюють з підвищеними швидкостями і помірними навантаженнями або з помірними швидкостями і підвищеними навантаженнями);
- 8 ступінь точності - передачі зниженої точності.

Для кожного ступеня точності встановлені три норми:
- норма кінематичної точності;
- норма плавності роботи;
- норма контакту зубів.

Бічний зазор суміжних зубів:
- для запобігання заклинювання зубів передачі внаслідок їх розширення при робочій температурі;
- для розміщення мастильного матеріалу;
- для забезпечення вільного обертання коліс.

Бічний зазор забезпечують допусками на товщинузубів і міжосьову відстань.

Розмір зазора:
- H - нульовий зазор;
- E - малий зазор;
- C і D - зменшений зазор;
- B - нормальний зазор;
- A - збільшений зазор.

2.4 Матеріали зубчастих коліс

Передачі зі сталевими зубчастими колесами мають мінімальну масу і габарити. Маса і габарити тим менші, чим вища твердість робочих поверхонь зубів, що залежить від марки сталі та термічної обробки.

1 Сталі:

- вуглецеві сталі марок 40, 45, 50Г, 35Л...55Л;
- леговані сталі марок 40Х, 45Х, 40ХН і ін.

Зміцнююча обробка:

- нормалізація (НВ 187…250);
- поліпшення (НВ 235...302);
- поверхневе загартування зубів із нагріванням струмом високої частоти (СВЧ) - HRC 45...53;
- цементація (поверхневе насичення вуглецем) із наступнимзагартуванням (HRC 56...63);
- азотування (насичення азотом) без наступного загартування (HRC 58...65).

Високу твердість (Н > 350 НВ) поверхневого шару матеріалу при збереженні в'язкої серцевини досягають застосуванням поверхневого термічного або хіміко-термічного зміцнення: поверхневого загартування, цементації і нітроцементації із загартуванням, азотування.

Поверхневе загартування зубів із нагріванням струмом високої частоти (СВЧ) доцільне для зубчастих коліс із модулем більше 2 мм. При малих модулях дрібний зуб загартовується наскрізь, що приводить до короблення і робить зуб ламким. Для загартування із нагрівом СВЧ застосовують сталі марок 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ. Твердість поверхневого шару 45...53 $HRC_Э$. При Н >350 НВ твердість матеріалу вимірюють по шкалі Сэ - Роквела.

Зуби коліс із твердістю Н > 45 HRCэ нарізають до термообробки. Кінцеву обробку зубів (шліфування й ін.) виконують після термообробки.

Передачі з твердими (Н > 45 HRCэ) робочими поверхнями зубів погано припрацьовуються.

Несуча спроможність зубчастих передач по контактної міцності тим вище, чим вище поверхнева твердість зубів. Тому доцільне застосування поверхневого термічного або хіміко-термічного зміцнення. Ці види зміцнення дозволяють у декілька разів підвищити навантажувальну спроможність передачі в порівнянні з поліпшеними сталями. Наприклад, допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$ цементованих зубчастих коліс у два рази перевищують значення $[\sigma]_H$коліс, які піддано термічному поліпшенню, що дозволяє зменшити масу в чотири рази.

Проте при призначенні твердості робочих поверхонь зубів слід мати на увазі, що більшій твердості відповідає більш складна технологія виготовлення зубчастих коліс і малі розміри передачі (що може привести до труднощів при конструктивній розробці вузла).

Сталеве литво. Застосовують при виготовленні великих зубчастих коліс (діаметром більш 600 мм). Марки сталей -35Л... 55Л. Лите колесо піддають термообробці - нормалізації.

2 Чавуни Застосовують при виготовленні зубчастих коліс тихохідних, великогабаритних і відкритих передач. Марки чавунів - СЧ20...СЧ35. Зуби чавунних коліс добре припрацьовуються, можуть працювати при мінімальному змащуванні. Мають знижену міцність на згин, тому габарити чавунних коліс значно більші, чим сталевих.

3 Пластмаси: Застосовують у швидкохідних слабконавантажених передачах для коліс, що працюють у парі зі сталевими або чавунними колесами (у зв'язку з низькою теплопровідністю пластмас і небезпекою заїдання). Пластмасове колесо роблять вужчим, чим сполучені, щоб уникнути підвищеного зношування крайками сполучених коліс. Зубчасті колеса із пластмас відрізняє безшумність і плавність ходу; у

високонавантажених передачах вони непрацездатні. Найбільше поширений матеріал: текстоліт (марки ПТ і ПТК), капролон, поліформальдегид, фенілон.

2.5 Характер і причини відмов зубчастих передач

1) ***викришування від втоми робочих поверхонь зубів*;**

- основний вид руйнування зубів для більшості закритих передач що добре змащуються - є наслідком періодичної дії контактних напружень. Руйнування починається поблизу полюсної лінії 1, де діють найбільші навантаження (зона однопарного зачеплення) і максимальна сила тертя (поблизу полюса мінімальні швидкості ковзання), що сприяє утворенню і розвитку мікротріщин і виїмок 2 на поверхні зубів.

2) *зминання робочих поверхонь зубів* відбувається при дії значних по розміру навантажень або при ударному прикладанні навантаження**;**

3) *поломка зубів* від утоми пов'язана з розвитком тріщини 3 біля основи зуба на тій стороні, де від згину виникають найбільші напруження розтягу. Прямі короткі зуби виламуються повністю по перетину біля основи зуба. При руйнуванні від утоми на тілі колеса після зламу залишається ***увігнута*** А, а при поломці внаслідок перевантаження - ***опукла*** Б поверхня**;**

4) *зношування зубів* Основний вид руйнування зубів відкритих передач і передач із твердозмащувальними покриттями. В міру зношування зуб потоншується, послабляється його ніжка, збільшуються зазори в зачепленні, що приводить до втрати кінематичної точності, а при великому зносі - до поломки зубів. Руйнуванню зубів передує підвищений шум при роботі передачі**;**

5) *заїдання зубів* - молекулярне зчеплення (мікрозварювання) сполучених поверхонь зубів унаслідок руйнування мастильної плівки і місцевого підвищення температури при відносному ковзанні в зоні контакту. Нарости, що виникають при розриві містків мікрозварювання, на зубах задирають робочі поверхні сполучених зубів, борознячи їх у напрямку ковзання. Заїдання зубів попереджають підвищенням твердості, зниженням шорсткості робочих поверхонь зубів, нарізуванням зубів із зміщенням інструменту, добором протизадирних мастил.

2.6 Розрахунок циліндричних передач

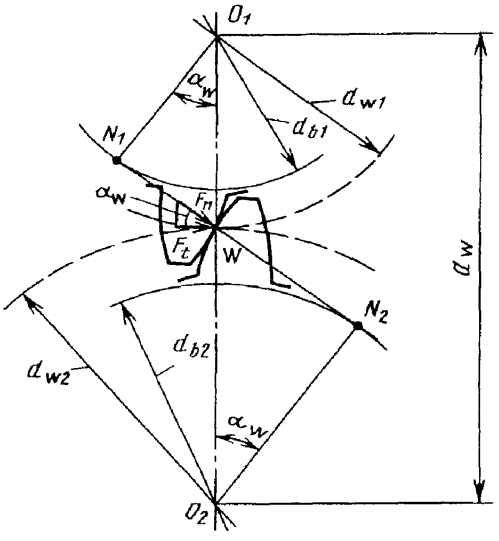


Рисунок 2.2

Контактна міцність зубів є основним критерієм працездатності більшості зубчастих передач.

При виводі розрахункової залежності за умовою контактної міцності розглядають співторкання зубів у полюсі W, в зоні однопарного зачеплення, де і спостерігають викришування

$O_1O_2 = a$ - міжосьова відстань;

N_1N_2 - лінія зачеплення;

α_W - кут зачеплення;

d_{b1} і d_{b2} - діаметри основних кіл;

d_{W1} і d_{W2} - діаметри початкових кіл.

У передачах без зміщення вихідного контуру (не корегованих) ділильні і початкові кола зубчастих коліс збігаються, тобто $d = d_W$.

Контактна міцність зубів коліс **залежить** від матеріалу і розмірів передачі і **не залежить** від модуля і числа зубів окремо.

При практичних розрахунках, у якості основного вихідного параметра, звичайно задають значення крутного моменту на колесі T_2. Для цього випадку використовують такі формули:

Проектний розрахунок $$a_W = K_a \cdot (U \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot U^2 \cdot [\sigma]_H^2}}$$

При T_2 у Н·мм, $K_a = 43{,}5$ для косозубих і $K_a = 49{,}5$ для прямозубих зубчастих коліс

Перевірочний розрахунок $$\sigma_H = \frac{K}{a_W \cdot U} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot (U \pm 1)^3}{b_2}} \le [\sigma]_H$$

При T_2 у Н·мм, $K = 270$ для косозубих і $K = 320$ для прямозубих зубчастих коліс.

Другим із двох основних критеріїв працездатності зубчастих передач є ***міцність зубів при згині***. При виводі розрахункової залежності приймають допущення.

1. У зачепленні одночасно знаходиться тільки одна пара зубів.

2. Зуб розглядають як консольну балку, навантажену зосередженою силою F_n, яку прикладено до зуба у його вершині.

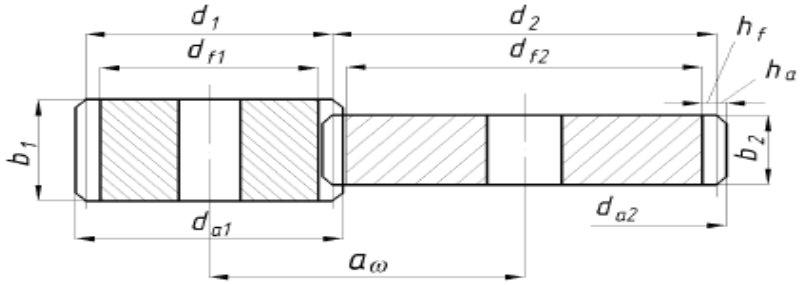


Рисунок 2.3

При конструюванні в основному використовують чорні метали: чавуни, сталі. Це пояснюється їх високою міцністю, жорсткістю, відносно невеликою вартістю. Основні недоліки чорних металів - велика густина і низька корозійна стійкість.

Сталь вуглецева якісна конструкційна (ГОСТ 1050-88) марок 08кп, 10, 15кп, 20, 20кп, 25, 30, 35, 40, 45, 60, 65Г та ін.

широко використовується в машинобудуванні для деталей, що підлягають термообробці. Двозначне число марки показує середній вміст вуглецю в сотих долях проценту, "Г" – підвищений вміст марганцю (~1%). За середнім вмістом вуглецю сталі діляться на маловуглецеві, середньовуглецеві і високовуглецеві. Індекси кп і пс означають - кипляча, напівспокійна, Сталі марок 10, 15, 20, 25 використовують для виготовлення кріпильних виробів, втулок, муфт тощо; сталі марок 35, 40, 45 – для виготовлення деталей, які

витримують значне навантаження, наприклад, колінчастих валів, штоків; сталь 65Г використовується для виготовлення пружин.

Чавуни. Сірий чавун (ГОСТ 1412-85) є основним ливарним машинобудівним матеріалом. Чавун має високі ливарні і достатні механічні властивості, добре обробляється різанням, має високі демпфіруючи властивості. Із чавуна відливають деталі складної конфігурації, наприклад, станини верстатів, корпуса редукторів, блоки циліндрів двигунів внутрішнього згорання тощо. Існують такі марки сірих чавунів СЧ10, СЧ15,..., СЧ35.

У позначеннях марок чавунів СЧ, ВЧ, КЧ цифри показують мінімальне значення границі міцності при розтягненні $\sigma_в$ *в Н·мм²*.

Основним геометричним параметром є модуль, від якого залежать всі розміри зубчастого зачеплення. Стандартним є нормальний модуль .

Параметри	Прямозуба передача	Косозуба передача
Кут профілю зубців	$\alpha = 20^0$	$\alpha_n = 20^0$
Кут нахилу зубців	$\beta = 0$	$\beta = 8...20^0$
Висота головки зубця	$h_a = m$	$h_a = m_n$
Висота ніжки зубця	$h_f = 1.25m$	$h_f = 1.25m_n$
Діаметр ділильних кіл	$d_1 = mz_1$ $d_2 = mz_2$	$d_1 = m_n z_1 / \cos\beta$ $d_2 = m_n z_2 / \cos\beta$
Діаметр вершин зубців	$d_{a1} = d_1 + 2m$ $d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$ $d_{a2} = d_2 + 2m_n$
Діаметр впадин	$d_{f1} = d_1 - 2.5m$ $d_{f2} = d_2 - 2.5m$	$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n$ $d_{f2} = d_2 - 2.5m_n$
Міжосьова відстань	$a_w = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5m(z_1 + z_2)$	$a_w = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5m_n(z_1 + z_2) / co$
Ширина зубчастого вінця	$b_2 = \psi_{ba} a_w$ $b_1 = b_2 + (2...5)$ *мм*	$b_2 = \psi_{ba} a_w$ $b_1 = b_2 + (2...5)$ *мм*
Коефіцієнт ширини зубчатого вінця	$\psi_{ba} = 0.1...0.4$	$\psi_{ba} = 0.2...0.5$

Наприклад, марка СЧ25 - сірий чавун із границею міцності при розтягненні $\sigma_в$ = *250 Н·мм²; марка ВЧ40 - високоміцний чавун із гра*ницею міцності при розтягненні $\sigma_в$ = *400 Н·мм²*.

2.7 Конічні зубчасті передачі. Загальні відомості

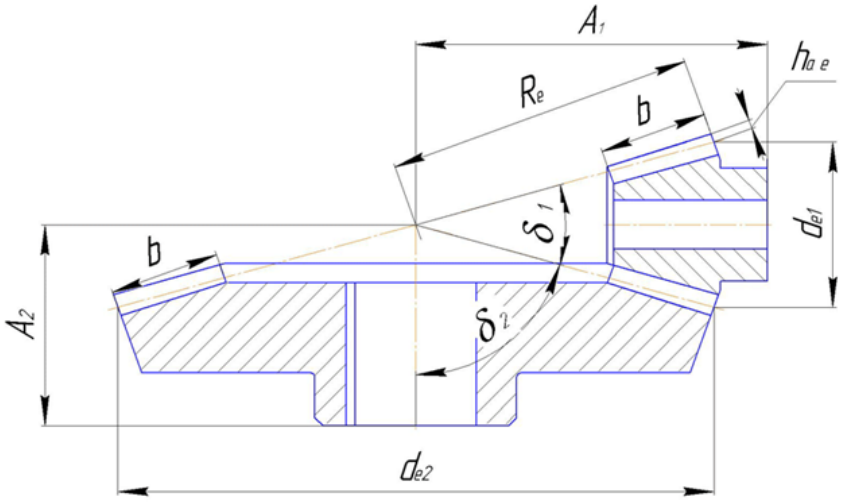


Рисунок 2.4

Недоліки (у порівнянні з циліндричними):

– складніші у виготовленні (необхідно витримати допуски на кути конусності) й монтажі (необхідно забезпечувати співпадіння вершин конусів);

– одно з коліс, як правило, розміщується консольно (навантажувальна здатність складає 85 % від циліндричних)

Класифікація

1) за напрямом зубів:

– прямозубі (з радіальним напрямом зубів); (рисунок а);

– косозубі (з тангенційним напрямом під кутом β до твірної конуса); (рисунок б);

– криволінійні, які поділяються на кругові (рисунок в, г), палоїдні (по евольвенті) й спіральні (по логарифмічній спіралі).

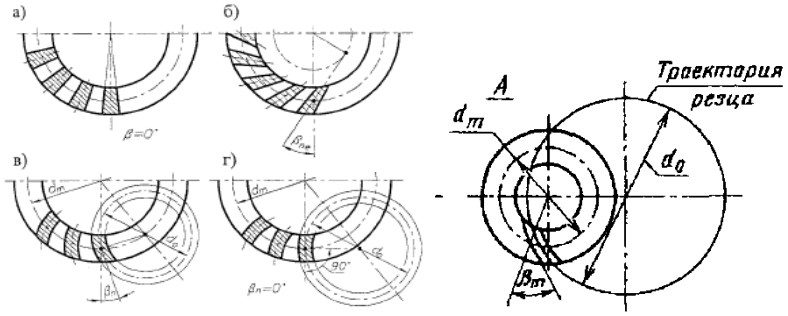


Рисунок 2.5

2.8 Основні геометричні співвідношення

ширина зубчастого вінця:

$$b = K_{be} R_e;\ K_{be} = 0{,}25...0{,}30;$$

Середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0{,}5b;$$

середній коловий модуль:

$$m_m = m_m \frac{R_m}{R_e};$$

середні ділильні діаметри:

$$d_{m1} = m_m z_1;\ d_{m2} = m_m z_2;$$

кути головки θ_a та ніжки θ_f зубця:

$$tg\theta_a = \frac{h_{ae}}{R_e};\ tg\theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e};$$

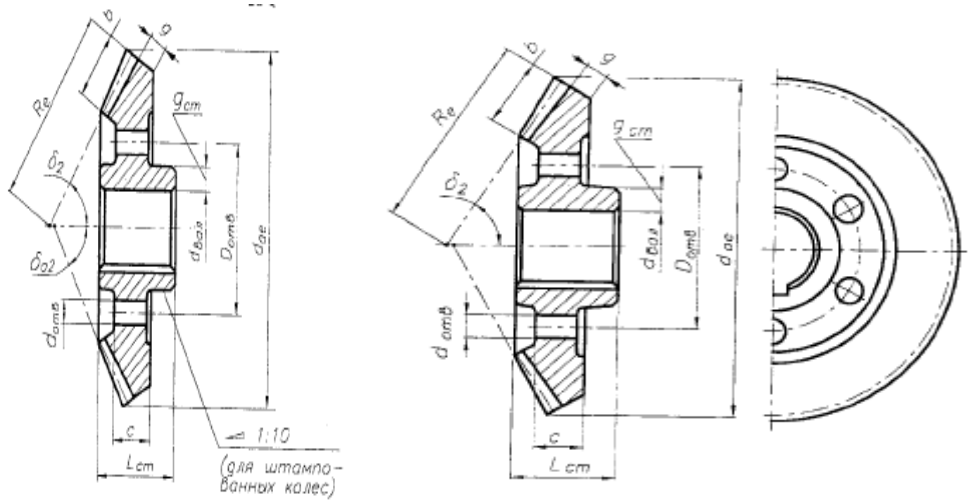
кути конусів вершин зубців:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a;\ \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a;$$

кути конусів впадин зубців:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f;\ \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f.$$

Конструкції конічних зубчастих коліс



$а)\ d_{ae} \leq 500\ мм$ $б)\ d_{ae} \geq 300\ мм$

Рисунок 2.6

Конструкції зубчастих коліс:

а) конструкція кованих або штампованих коліс;

б) конструкція литих коліс

Точність зубчастих передач

Точність зубчастих коліс (циліндричних і конічних передач) регламентують ступенями точності від 1 до 12 (в порядку зниження точності).

Найбільш часто застосовують 6, 7 і 8 ступені точності:

- 6 ступінь точності - високоточні швидкісні передачі;
- 7 ступінь точності - передачі нормальної точності (працюють з підвищеними швидкостями і помірними навантаженнями або з помірними швидкостями і підвищеними навантаженнями);
- 8 ступінь точності - передачі зниженої точності.

Для кожного ступеня точності встановлені три норми:

- норма кінематичної точності;
- норма плавності роботи;
- норма контакту зубів.

Матеріали зубчастих коліс

1 Сталі:

- вуглецеві сталі марок 40, 45, 50Г, 35Л...55Л;
- леговані сталі марок 40Х, 45Х, 40ХН і ін.

Зміцнююча обробка:

- нормалізація (НВ 187…250);
- поліпшення (НВ 235...302);
- поверхневе загартування зубів із нагріваннямструмом високої частоти (СВЧ) - HRC 45...53;
- цементація (поверхневе насичення вуглецем) із наступним загартуванням (HRC 56...63);
- азотування (насичення азотом) без наступного загартування (HRC 58...65).

2 Чавуни марок СЧ20...СЧ35.

3 Пластмаси: (марки ПТ і ПТК), капролон,поліформальдегід, фенілон.

2.9 Сили в зачепленні

У конічній передачі місцем прикладення нормальної сили F_n, що діє перпендикулярно поверхні зуба, вважають перетин на середині ширини зубчастого вінця.

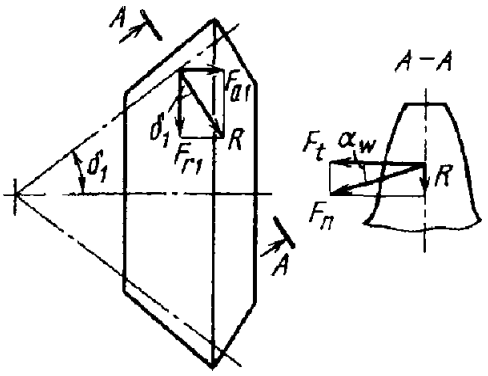


Рисунок 2.6

Силу F_n розкладають на складові: F_t, F_r і F_a.

Колова сила F_t, (Н) на шестерні

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1/d_{m1}$$

де T_1 - обертаючий момент, Н·м;

d_m - середній ділильний діаметр, мм.

Радіальна сила на шестерні

$$\mathbf{F_{r1} = R \cdot \cos\delta_1 = F_t \cdot tg\alpha_W \cdot \cos\delta_1}$$

осьова сила на шестерні

$$\mathbf{F_{a1} = R \sin\delta_1 = F_t\, tg\, \alpha_W \sin\delta_1}$$

Сили на колесі відповідно дорівнюють:

$$\mathbf{F_{r2} = F_{a1};\quad F_{a2} = F_{r1}}$$

У передачі з круговим зубом щоб уникнути заклинювання зубів при значних зазорах у підшипниках необхідно забезпечити напрямок осьової сили F_a на ведучій шестерні до основи ділильного конуса. Для цього напрямок обертання ведучої шестерні (якщо дивитися з боку вершини ділильного конуса) і напрямок нахилу зубів повинні збігатися. По рисунку зуб шестерні - лівий і шестерня обертається проти ходу годинникової стрілки, тобто вліво.

Етапи розстановки сил в конічній прямозубій передачі

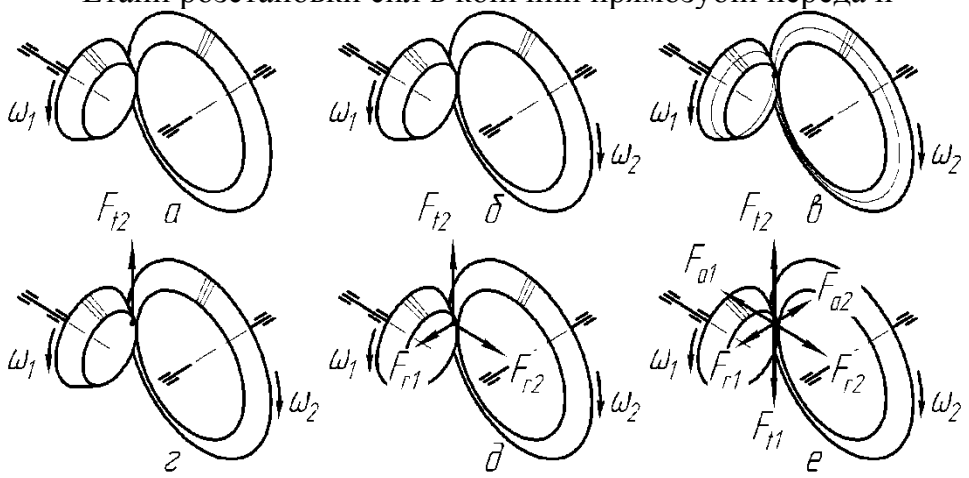


Рисунок 2.7

2.10 Розрахунок конічних зубчастих передач

Критерії працездатності зубчастих передач

1 *Контактна міцність* - спроможність контактуючих поверхонь зубів забезпечити необхідну безпеку проти прогресуючого викришування від *втоми*.

Умова міцності:

$$\sigma_H \le [\sigma]_H,$$

де σ_H - контактне напруження в полюсі зачеплення;

$[\sigma]_H$ - допустиме контактне напруження.

Умова *попередження зминання*

$$\sigma_{Hmax} \le [\sigma]_{Hmax},$$

де σ_{Hmax} і $[\sigma]_{Hmax}$ - фактичне і допустиме контактні напруження при дії пікового навантаження.

2 *Міцність при згині*- спроможність зубів забезпечити необхідну безпеку проти зламу зуба від *втоми*.

Умова міцності

$$\sigma_F \le [\sigma]_F,$$

де σ_F - напруження згину в небезпечному перетині;

$[\sigma]_F$ - допустиме напруження згину зуба.

Умова *попередження поломки від перевантаження*

$$\sigma_{Fmax} \le [\sigma]_{Fmax},$$

де σ_{Fmax} і $[\sigma]_{Fmax}$ - фактичне і допустиме напруження згину при дії пікового навантаження.

У конічних передачах ширина колеса (мм) та шестірні однакова. Її обчислюють таким чином:

$$b_e = 0{,}285R\ .$$

Отримане значення округляють до найближчого з ряду *Ra*40.

Щоб переконатися у відсутності помилок при обчисленні основних параметрів і забезпечити повне використання матеріалів зубчастої пари, перевіряють значення контактних напружень, що виникають у зачепленні.

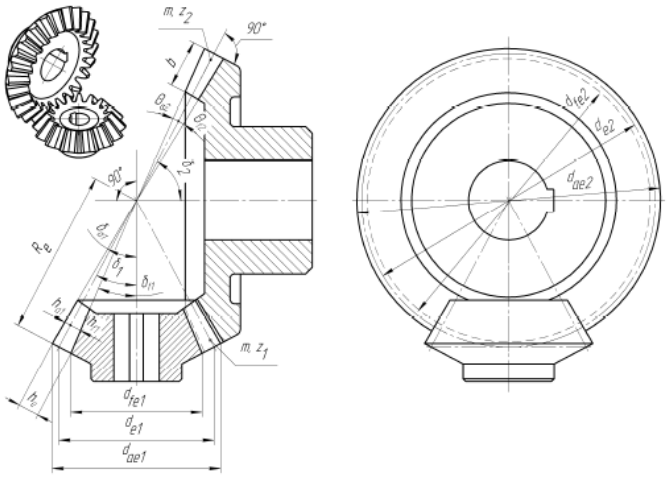


Рисунок 2.8

Відхилення від допустимого значення цієї величини не має перевищувати ± 5 %. Якщо воно являє собою додатне число, то збільшують d_{e2}, а якщо від'ємне – зменшують.

Потім обчислюють уточнене значення колової швидкості (м/с) зубчастого вінця колеса.

Отриманий результат порівнюють із попереднім, і якщо різниця перевищить 10 %, то вносять зміни в значення коефіцієнта K_H.

Далі зубці перевіряють на статичну контактну міцність з урахуванням короткочасного пікового або пускового крутного моменту двигуна, вибраного з довідкової літератури.

На цій стадії розрахунку знаходять зовнішній торцевий модуль.

У тому разі, коли побудову зубців на тривимірних моделях зубчастих коліс надалі здійснюватимуть з використанням торцевого модуля (а це рекомендовано), то має бути прийнято його найближче значення із стандартного ряду. Коли ж така побудова відбуватиметься із застосуванням нормального модуля в середньому перерізі m_{nm}, то округлення величини m_{te} до рівня стандартної не обов'язкове.

2.11 Побудова зубчастих коліс в середовищах КОМПАС-График та КОМПАС 3D

В бібліотеці КОМПАС-SHAFT 2D створюють новий файл програми у форматі «Чертеж», у меню «Менеджер бібліотек» відкривають бібліотеку «Расчет и построение», а в ній – закладку КОМПАС-SHAFT 2D, потім команду «Построение модели».

Створюючи циліндричну шестірню (зубчасте колесо), задати параметри і запустити розрахунок. Починають з геометричного розрахунку.

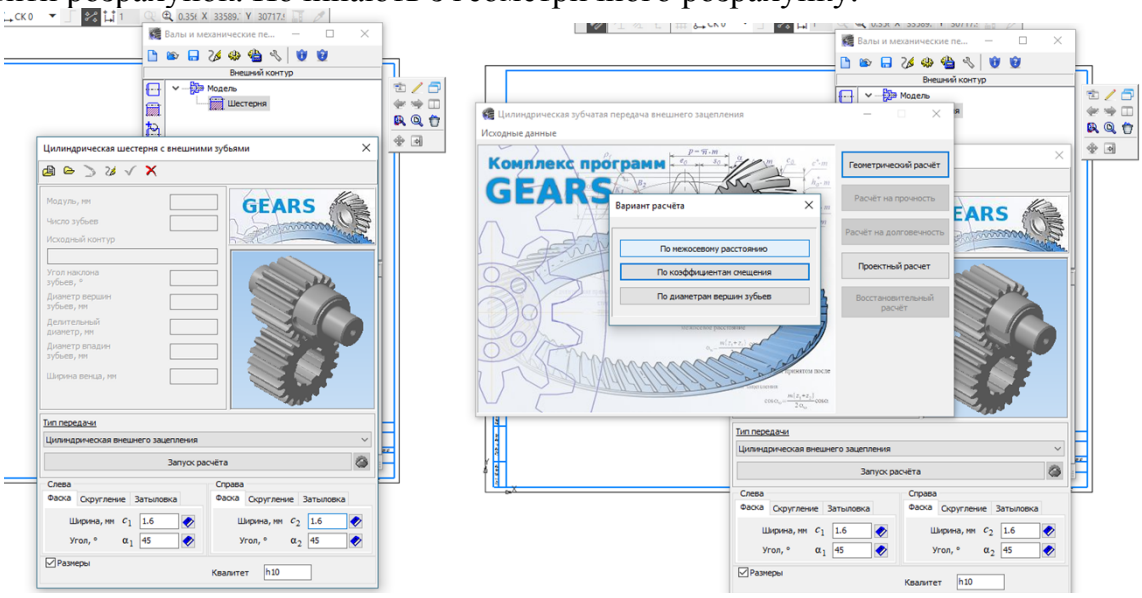


Рисунок 2.9

Натиснувши кнопку «По коэффициентам смещения», розгортають вікно розрахунку «Страница 1» й заповнюють доступні для введення вихідної інформації клітинки параметрів зачеплення.

Під час розрахунку є можливість переглянути та зберегти результати розрахунку. У кінці розрахунків повертаються в головне меню, натиснувши кнопку (тут можна ввести вхідні дані, щоб заново обчислити параметри зубчастого зачеплення, коли отримані результати виявилися недостатньо успішними).

Далі з’являється нове підменю «Выбор объекта построения», у якому можна вказати об’єкт побудови шестерні або колеса.

Отриманий двовимірний кресленик шестірні можна буде використовувати надалі для створення її робочого кресленика. Аби тепер побудувати тривимірну модель розрахованого вище зубчастого колеса, у меню КОМПАС-SHAFT 2D треба натиснути на кнопку «Дополнительные построения», а потім вибрати в підменю таку саму кнопку «Генерация твердотельной модели» і в підсумку система побудує в окремому вікні тривимірну модель шестірні, яка в меню «Окно» називатиметься «Деталь без имени 1».

Завершити побудову шестерні можна натисканням кнопки «Сохранить модель и выйти», але перед цим вийти з режиму «Активировать курсор», натиснувши кнопку «Прервать команду» в лівому нижньому куті екрана монітора. Для побудови зубчастого колеса передачі необхідно повторити всі дії, запроваджені для побудови шестерні.

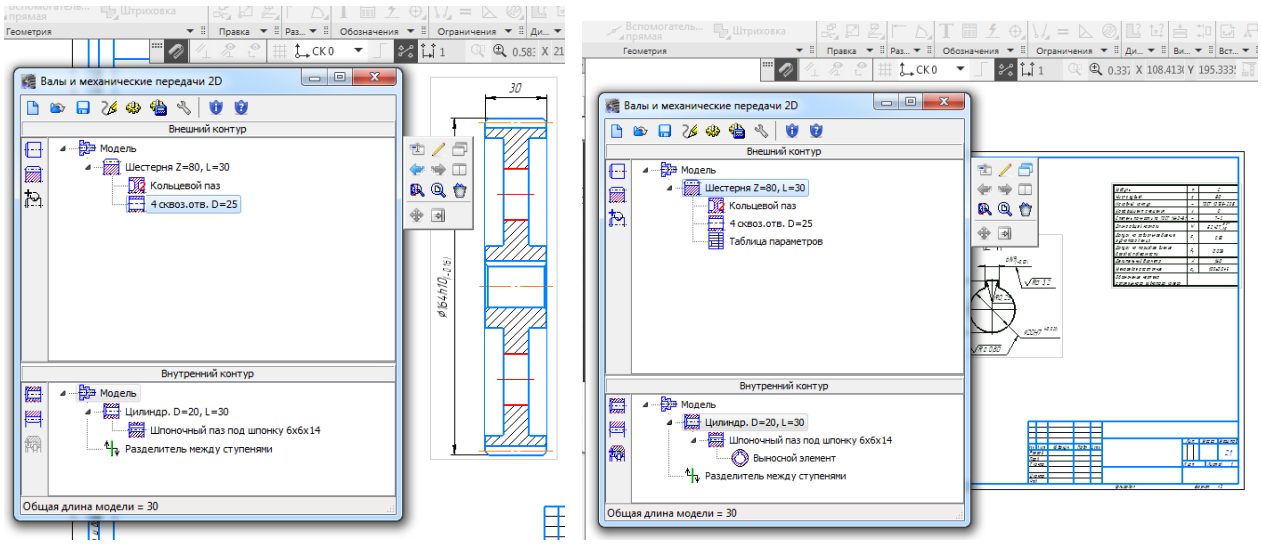


Рисунок 2.10

Для побудови тривимірної моделі циліндричного зубчастого колеса треба натиснути кнопку «Генерация твердотелньой модели» (рис. 6.15) і дочекатися побудування самої моделі колеса

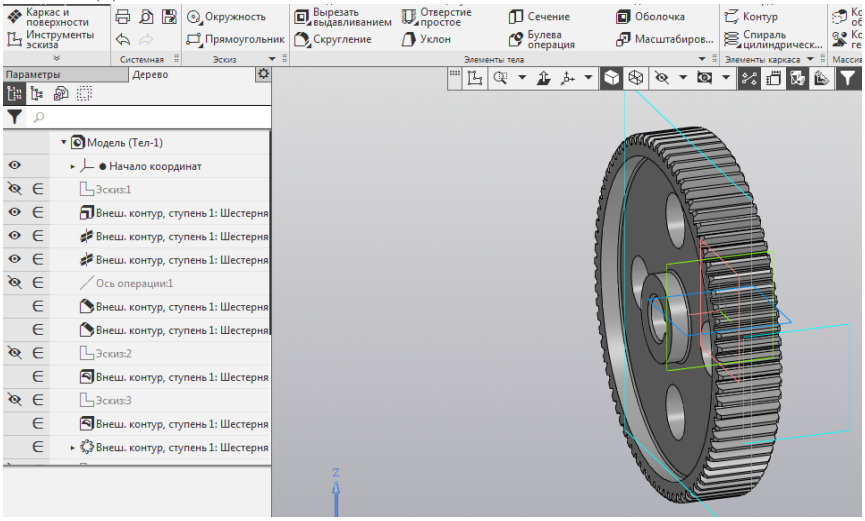


Рисунок 2.11

Виконавши побудову моделі колеса, слід натиснути кнопку «Дополнительные элементы ступеней» і додати до зображення зубчастого колеса за допомогою кнопки «Кольцевые пазы», чи «Кольцевые отверстия» елементи (для насадження на вал і зменшення ваги колеса) за відповідними рекомендаціями (рис.2.12).

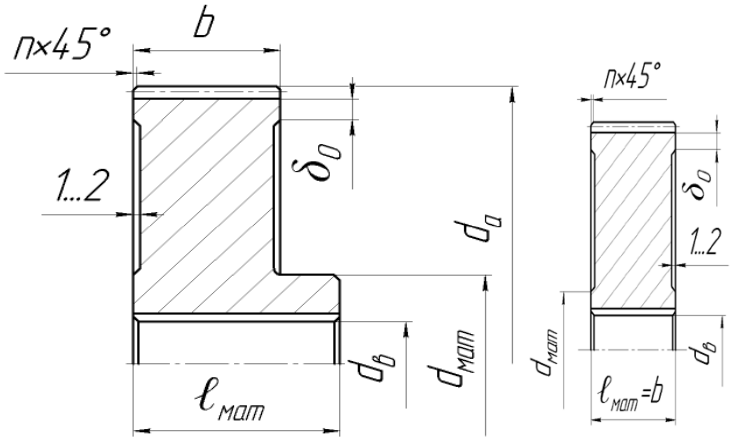


Рисунок 2. 12

Форма зубчастого колеса може бути

- плоскою
- з маточиною, що виступає

Значно рідше (в одноступінчатих редукторах) колеса роблять з маточиною, яка виступає в обидві сторони.

При невеликих діаметрах коліс їх виготовляють із прутка, а при великих - заготовки отримують вільним куванням з подальшою токарною обробкою. Щоб зменшити обсяг точної обробки різанням, на дисках коліс виконують виточки глибиною 1…2 мм.

В одиничному і дрібносерійному виробництві зубчасті колеса діаметром менше 150 мм виконують з круглого прокату або поковок.

Довжину посадкового отвору колеса $\ell_{мат}$ бажано приймати рівною або більше ширини зубчастого вінця b ($\ell_{мат} \geq b$). Прийняту довжину маточини слід узгодити з розрахунковою і з діаметром посадкового отвору.

Контрольні запитання

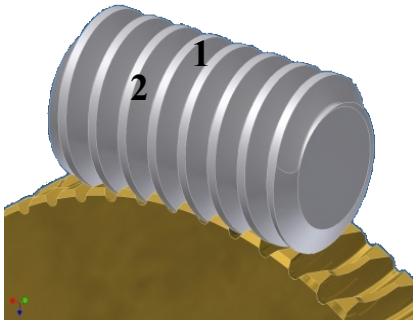
1. Які основної переваги і недоліки зубчастих передач?
2. Як розташовані лінії зубів у прямозубих і косозубих циліндричних колесах?
3. У яких випадках застосовують конічні зубчасті передачі?
4. Як розташовані лінії зубів у конічних зубчастих колесах із прямим і круговим зубом? Як визначають кут β_m нахилу зуба?
5. Які переваги мають конічні колеса з круговими зубами в порівнянні з прямозубими?
6. Для чого необхідний бічний зазор у зубчастій передачі?
7. Які критерії беруть до уваги при виборі матеріалів для виготовлення зубчастих коліс?
8. Який основний параметр зубчастої циліндричної передачі визначають при її проектному розрахунку?
9. Чому у відкритих передачах не спостерігають викришування?
10. Назвіть критерії працездатності закритих зубчастих передач.

3 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

3.1 Загальні відомості.
3.2 Геометрія черв'ячної передачі.
3.3 Кінематика черв'ячної передачі.
3.4 Ковзання в черв'ячній передачі, ККД.
3.5 Сили в зачепленні черв'ячної передачі.
3.6 Матеріали черв'яків і вінців черв'ячних коліс
3.7 Характер і причини відмов черв'ячних передач
3.8 Розрахунок черв'ячних передач

3.1 Загальні відомості

Черв'ячна передача – передача, в якій осі валів перехрещуються (мимобіжні).



Ведучий - черв'як (поз. 1) з числом витків z_1=1…4.
Ведене - черв'ячне колесо (поз. 2) з числом зубів z_2.

Переваги черв'ячних передач:
- великі передаточні числа (до 80);
- компактність;
- невелика маса конструкції;
- плавність і безшумність роботи;

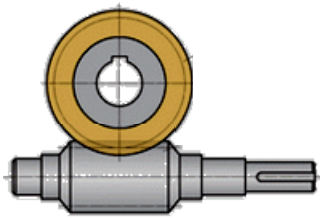
Рисунок 3.1

- самогальмівні передачі;
- точні і малі переміщення.

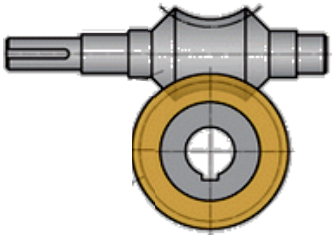
Недоліки черв'ячних передач:
- порівняно низький ККД;
- значне виділення теплоти в зоні зачеплення;
- необхідність застосування для вінців черв'ячних коліс дорогих антифрикційних матеріалів;
- підвищене зношування і схильність до заїдання;
- необхідність регулювання зачеплення.

3.2 Геометрія черв'ячної передачі

Черв'ячні передачі:



1) з циліндричним черв'яком;



2) з глобоїдним черв'яком.

Рисунок 3.2

За напрямом гвинтової лінії: правий, лівий.

Якість і працездатність черв'ячної передачі залежать від:
- форми;
- твердості поверхні;
- шорсткості поверхні;
- точності виготовлення.

Черв'яки в залежності від засобу нарізування:

- лінійчаті:
- евольвентний;
- архимедів;
- конволютний;
- нелінійчаті.

Профіль циліндричних черв’яків:

Архімедові – черв’яки, у яких у торцевій площині витки черв’яка мають профіль архімедової спіралі. Позначаються ZA. Бічні поверхні витка черв’яка окреслені прямими лініями з профільним кутом α.

Конволютні черв’яки – у торцевій поверхні профіль виконується по продовженій або скороченій евольвенті. Позначається ZN. Такі черв’яки мають прямолінійні профілі у нормальному перетині.

Евольвентні – витки черв’яка у торцевій площині мають профіль евольвенти. Позначається ZA. Прямолінійний профіль зубці мають у перерізі А-А та Б-Б.

Нелінійчаті черв'яки

У всіх перетинах мають криволінійний профіль:

- в нормальному перетині до осі симетрії западини – *випуклий* профіль
- в осьовому перетині – *увігнутий* профіль.

Поверхня черв’яка може шліфуватися плоским боком шліфувального круга. Витки архімедового та конволютного черв’яків шліфують конічними шліфувальними кругами, черв’як при цьому дістається близьким до архімедового та конволютного, але поверхня дещо відрізняється від лінійної.

Геометричні розміри черв'яка і колеса

Ділильний діаметр черв'яка $d_1 = m \cdot q,$

де m - осьовий модуль черв'яка (торцевий модуль черв'ячного колеса);

q - коефіцієнт діаметра черв'яка.

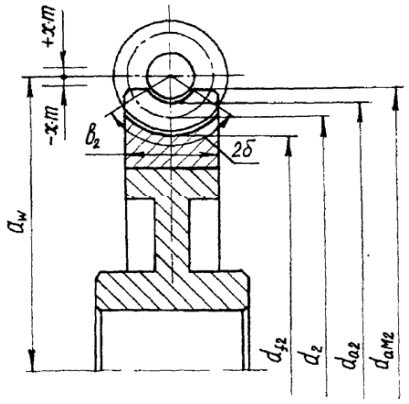


Рисунок 3.3

Розрахунковий крок черв'яка $P = \pi \cdot m.$

Хід витка $P_h = P \cdot z_1,$

де z_1 - число витків черв'яка, за стандартом: 1, 2 або 4.

Кут профілю:

- для лінійчатих черв'яків - $\alpha = 20^o$;
- для нелінійчатих черв'яків - $\alpha = 22^o$.

Діаметр вершин витків $d_{a1} = d_1 + 2m.$

Діаметр западин витків $d_{f1} = d_1 - 2{,}4m.$

Ділильний кут підйому лінії витка

$$tg\gamma_1 = \frac{P_h}{\pi \cdot d_1} = \frac{\pi \cdot m \cdot z_1}{\pi \cdot m \cdot q} = \frac{z_1}{q}.$$

Довжина нарізаної частини - b_1.

Для черв'яка в передачі зі зміщенням:

- діаметр початкового циліндра (початковий діаметр)

$$d_{W1} = m(q + 2x);$$

- кут підйому лінії витка на початковому циліндрі

$$tg\gamma_W = z_1/(q + 2x).$$

Ділильний d_2 і початковий d_{W2} діаметри колеса

$$d_2 = d_{W2} = m \cdot z_2,$$

де z_2 - число зубів колеса.

Міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$a_w = 0{,}5 \cdot (d_1 + d_2) = 0{,}5 \cdot m \cdot (q + z_2).$$

Міжосьова відстань у передачах зі зміщенням

$$a_W = a + x \cdot m = 0{,}5 \cdot (q + z_2 + 2x),$$

де x - коефіцієнт зміщення фрези відносно заготовки:

- при заданій міжосьовій відстані

$$x = (a_W/m) - 0{,}5 \cdot (q + z_2);$$

для передач із черв'яком:

- лінійчатим $0 \le x \le 1$ (переважно x = 0,5);
- нелінійчатим $1{,}0 \le x \le 1{,}4$ (переважно x = 1,1...1,2).

Діаметр западин зубів

$$d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1{,}2 - x).$$

Діаметр вершин зубів

$$d_{a2} = d_2 + 2m \cdot (1 + x).$$

Найбільший діаметр

$$d_{am2} \le d_{a2} \cdot 6m/(z_1 + k),$$

де k - коефіцієнт:

k = 2 - лінійчатий черв'як;

k = 4 - нелінійчатий черв'як.

Ширина вінця черв'ячного колеса:

$b_2 = 0{,}355a_w$, при $z_1 = 1$ або 2;

$b_2 = 0{,}315a_w$, при $z_1 = 4$.

Кут нахилу зубів черв'ячного колеса - γ_W.

Умовний кут обхвату - 2δ.

3.3 Кінематика черв'ячної передачі.

Передаточне число черв'ячної передачі

$$U = n_1/n_2 = d_2 \cdot ctg\gamma_1/d_1 = z_2/z_1,$$

де n_1, n_2 - частоти обертання черв'яка і колеса;

d_1, d_2 - ділильні діаметри черв'яка і колеса;

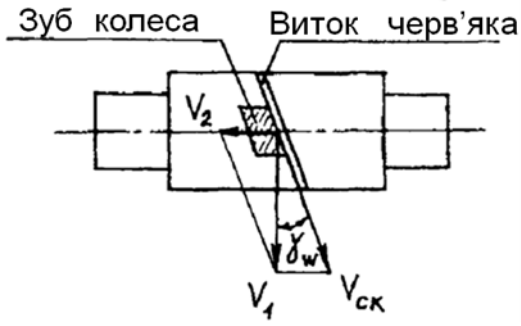
γ_1 - ділильний кут підйому лінії витка;

z_1 і z_2 - число витків черв'яка і зубів колеса.

Мінімальне число зубів колеса $z_2 = 26$.

Оптимальне число зубів колеса $z_2 = 32...63$.

3.4 Ковзання в черв'ячній передачі, ККД



Швидкість ковзання:

$V_к = V_1/\cos\gamma_W = \pi \cdot d_{W1} \cdot n_1/(60000 \cdot \cos\gamma_W)$,

де V_1 і V_2 - колові швидкості черв'яка і колеса, м/с.

Рисунок 3.4

Швидкість ковзання:

- 7-ий ступінь точності - $V_к \le 10$ м/с;
- 8-ий ступінь точності - $V_к \le 5$ м/с;
- 9-ий ступінь точності - $V_к \le 2$ м/с.

ККД черв'ячної передачі

$$\eta = \eta_п \cdot \eta_з \cdot \eta_{рм},$$

де $\eta_п$, $\eta_з$, $\eta_{рм}$ - ККД, що враховують втрати в підшипниках, зачепленні і на розмішування і розбризкування мастила.

ККД черв'ячного зачеплення

$$\eta_з = tg\gamma_W / tg(\gamma_W + \varphi'),$$

де γ_W - кут підйому гвинтової лінії;

φ' - приведений кут тертя

$$tg\varphi' = f',$$

де f' - приведений коефіцієнт тертя (з урахуванням кута α профілю витка).

3.5 Сили в зачепленні черв'ячної передачі

Колова сила на черв'ячному колесі

$$F_{t2} = 2T_2/d_2,$$

де T_2 - обертаючий момент на черв'ячному колесі;

d_2 - ділильний діаметр колеса.

Осьова сила на черв'яку

$$F_{a1} = F_{t2}.$$

Колова сила на черв'яку

$$F_{t1} = 2T_1/d_{W1} = 2T_2/(U \cdot \eta_з \cdot d_{W1}),$$

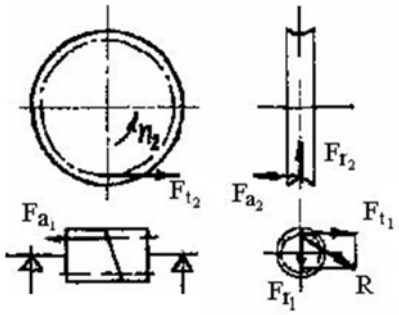


Рисунок 3.5

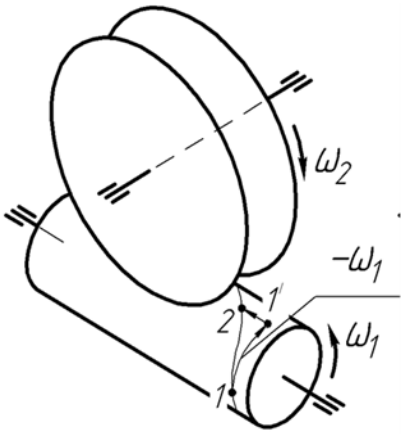
де T_1 - обертаючий момент на черв'яку.

Осьова сила на черв'ячному колесі

$$F_{a2} = F_{t1}.$$

Радіальні сили на черв'яку і колесі

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot tg\alpha.$$



Визначення напряму обертання черв’ячного колеса.

Вибрати довільну точку на витку черв’яка (точка 1). Від точки 1 пройти деяку відстань (у площині перпендикулярної осі черв’яка) по поверхні черв’яка протилежно його обертанню ($-\omega_1$) і одержати точку 1′. З точки 1′ паралельно осі черв’яка провести пряму до перетину з витком черв’яка (точка 2). Таким чином, черв’як штовхатиме черв’ячне колесо по напряму від точки 1′ до точки 2.

Рисунок 3.6

3.6 Матеріали черв'яків і вінців черв'ячних коліс

Черв'як і колесо повинні мати достатню міцність і через значні швидкості ковзання в зачепленні утворювати антифрикційну пару, яка добре припрацьовується.

Черв'яки виготовляють із середньовуглецевих сталей марок 45, 50 або легованих сталей марок 40Х, 40ХН із поверхневим або об'ємним загартуванням до твердості 45...54 $HRC_Э$, і наступним шліфуванням робочих поверхонь витків. Гарну роботу передачі забезпечують черв'яки з сталей марок 18ХГТ, 20Х із твердістю після загартування 56...63 $HRC_Э$.

Матеріали зубчастих вінців черв'ячних коліс у міру убування антизадирних і антифрикційних властивостей і які рекомендується для застосування з різними швидкостям ковзання можна умовно звести до трьох груп.

Група І. Олов'яні бронзи (марок Бр010Ф1, Бр010Н1Ф1 і ін.) застосовують при високих швидкостях ковзання ($V_{ск}$ = 5...25 м/с). Вони мають гарні антизадирні властивості, але мають невисоку міцність.

Група ІІ. Безолов'яні бронзи і латуні застосовують при середніх швидкостях ковзання (до 3...5 м/с). Частіше інших застосовують алюмінієву бронзу марки БрА9ЖЗЛ. Вона має високу механічну міцність, але має знижені антизадирні властивості, тому її застосовують у парі з загартованими (більш 45 $HRC_Э$) шліфованими і полірованими черв'яками.

Група ІІІ. Сірі чавуни марок СЧ 15, СЧ 20 застосовують при малих швидкостях ковзання ($V_{ск}$ < 2...3 м/с) у механізмах із ручним приводом.

Для вибору матеріалу колеса попередньо визначають очікувану швидкість $V_{ск}$, м/с.

Найкращі антифрикційні й, отже, експлуатаційні властивості мають бронзи олов'яні, однак вони дорогі й дефіцитні. У зв'язку з цим часто використовуються різні замінники у вигляді безолов'яних бронз, латуней, антифрикційних чавунів і т. п., які мають більш високі міцнісні властивості, але є менш стійкими проти заїдання й спрацьовування. Вибір матеріалу зубів колеса виконується залежно від величини швидкості ковзання в зачепленні V_S, твердості й чистоти поверхні витків черв'яка.

3.7 Характер і причини відмов черв'ячних передач

У передачах з колесами із олов'яних бронз (м'які матеріали) найбільш небезпечне ***викришування від втоми*** робочих поверхонь зубів колеса, причиною якого є контактні напруження, які перевищують границю витривалості металу для даного числа циклів навантаження.

Можливе і ***заїдання*** унаслідок великих швидкостей ковзання поверхонь, що контактують, у сполученні з режимом граничного змащення (відсутність масляного прошарку, що розділяє поверхні тертя).

Заїдання м'яких матеріалів проявляється у "намазуванні" (дифузійний перенос) бронзи на черв'як; перетин зуба колеса поступово зменшується, але передача продовжує працювати ще якийсь час, обумовлений інтенсивністю зношування.

Заїдання у вінцях коліс із безолов'яних бронз, латуней і чавунів (тверді матеріали) призводить до утворення і наступного руйнування містків мікрозварювання із різким підвищенням коефіцієнта тертя і катастрофічного зношування, ушкодженням зубів колеса наростами від мікрозварювання на витках черв'яка.

Для попередження заїдання рекомендують старанно обробляти поверхні витків і зубів, застосовувати матеріали з високими антифрикційними властивостями, а мастила - із протизносними і протизадирними присадками (И-Г-С-220, И-Т-С-320, И-Т-Д-100).

Зношування зубів коліс черв'ячних передач у більшості випадків обумовлене заїданням робочих поверхонь черв'ячної пари. Воно може відбуватися також унаслідок недостатньої гладкості витків значно більш твердого черв'яка або недостатньої чистоти

мастила. Підвищений знос призводить до утворення неприпустимого зазору в зачепленні.

Злам зубів черв'ячних коліс відбувається у більшості випадків після зношування. Поломка зубів колеса зустрічається дуже рідко.

3.8 Розрахунок черв'ячних передач

У черв'ячних передачах, аналогічно зубчастим, зуби черв'ячного колеса ***розраховують на контактну міцність і міцність при згині***. У черв'ячних передачах крім викришування робочих поверхонь зубів зростає небезпека заїдання, що також залежить від значень контактних напружень σ_H. Тому для всіх черв'ячних передач *розрахунок по контактних напруженнях є* ***основним***, що визначає розміри передачі, *а розрахунки на запобігання заїдання і по напруженнях згину* ***- перевірочними.***

Розрахунок по контактних напруженнях ведуть для зачеплення в полюсі стосовно до передач із архимедовим черв'яком, приймаючи, що умови зачеплення та несучої спроможності передач із лінійчатими черв'яками основних типів дуже близькі.

Формула перевірочного розрахунку черв'ячних передач по контактних напруженнях:

$$\sigma_H = \frac{5350}{Z_2}\cdot\left(q+2x\right)\sqrt{\left[\frac{Z_2+q+2x}{a_W\cdot\left(q+2x\right)}\right]^3}\cdot K\cdot T_2 \le \sigma_H,$$

де σ_H - контактне напруження в зоні зачеплення, МПа;

a_W - міжосьова відстань, мм;

T_2 - обертаючий момент на колесі, Н·м;

$[\sigma]_H$ - допустиме контактне напруження, МПа.

Тепловий розрахунок

Черв'ячні передачі внаслідок їх невисокого ККД працюють із великим тепловиділенням. Нагрів мастила до температури, що перевищує допустиму $[t]_м$, призводить до зниження його захисної спроможності, руйнуванню масляної плівки і можливості заїдання в передачі.

Потужність $(1 - \eta)\cdot P_1$, загублена на тертя в зачепленні і підшипниках, а також на перемішування і розбризкування мастила, перетворюється у теплоту, яка нагріває мастило, деталі передачі та стінки корпуса, через які вона відводиться у навколишнє середовище.

Тепловий розрахунок черв'ячної передачі при сталому режимі роботи виконують на основі рівняння ***теплового балансу,*** тобто рівності тепловиділення $Q_{вид}$ і тепловіддачі $Q_{від}$

Тепловий потік, кВт (теплова потужність) передачі в одну секунду

$$Q_{вид} = 10^3\cdot(1 - \eta)\cdot P_1,$$

де η - ККД черв'ячної передачі; P_1 - потужність на черв'яку, кВт;

$$P_1 = T_2\cdot n_2/(9550\cdot\eta),$$

тут T_2 - у Н·м; n_2 - $хв^{-1}$.

Тепловий потік, кВт (потужність тепловіддачі) зовнішньої поверхні корпусу редуктора в одну секунду

$$Q_{від} = K_T\cdot(t_м - t_o)\cdot A\cdot(1 + \psi),$$

де А - площа поверхні корпуса, що омивається зсередини мастилом або його бризками, а зовні повітрям, $м^2$. Поверхня днища корпуса не враховують, тому що вона

не обтікається повітрям, що вільно циркулює. Приблизно площу А, поверхні охолодження корпусу можна приймати в залежності від міжосьової відстані a_W:

$$A = 12 \cdot a_w^{1,71}$$

ψ - коефіцієнт, що враховує відведення тепла від днища редуктора в основу. При установці редуктора на металевій плиті або рамі (рисунок 9.5) $\psi = 0...0,3$ у залежності від прилягання корпусу до плити (рами);

t_o - температура повітря поза корпусом (звичайно $t_0 = 20^0$ С);

$t_м$ - температура мастила в корпусі передачі, С;

$К_Т$,- коефіцієнт теплопередачі, що характеризує тепловий поток, переданий у секунду одним квадратним метром поверхні корпусу, при перепаді температур в один градус (залежить від матеріалу корпусу редуктора і швидкості циркуляції повітря - інтенсивності вентиляції помешкання).

Для чавунних корпусів при природному охолодженні $К_Т$=12…17 Вт/(м^2 ^{o}). Більші значення приймають при незначній шорсткості і чистих поверхнях зовнішніх стінок, гарної циркуляції повітря навколо корпусу й інтенсивного перемішування мастила (при нижньому розташуванні черв'яка).

Контрольні запитання

1. Які переваги і недоліки черв'ячних передач у порівнянні з зубчастими циліндричними?
2. Чому черв'ячної передачі не рекомендують застосовувати при великих потужностях?
3 Чому для силових передач рекомендують застосовувати передачі з евольвентними і нелінійчатими черв'яками?
4 С якою метою і як виконують черв'ячної передачі зі зміщенням?
5. З якою метою передбачають регулювання черв'ячного зачеплення? Порядок його виконання на практиці.
6. Чому черв'ячна передача працює з підвищеним ковзанням? Як ковзання впливає на роботу передачі?
7. Як обчисляють ККД черв'ячної передачі? Назвіть основні фактори, що впливають на значення ККД.
8. Які сили діють на черв'як і черв'ячне колесо, як вони спрямовані та як обчисляють їх значення?

4 ПЕРЕДАЧІ ГНУЧКИМ ЗВ'ЯЗКОМ

4.1 Призначення, будова, переваги та недоліки пасових передач
4.2 Класифікація пасових передач
4.3 Напруження в пасі. Довговічність паса
4.4 Розрахунок пасових передач
4.5 Ланцюгові передачі. Загальні відомості
4.6 Приводні ланцюги. Особливості роботи
4.7 Характер і причини відмов ланцюгових передач

4.1 Призначення, будова, переваги та недоліки пасових передач

Пасові передачі – це передачі приводів гнучкою ланкою, призначені для передавання потужності від одного вала на другий – при значних міжосьових відстанях.

Пасова передача (рис. 6.1) включає: *1* – шків ведучий; *2* – шків ведений; *3* – пас.

Параметри передачі: a – міжосьова відстань; α_1, α_2 – кути охоплення шківів пасом; D_1 , D_2 – діаметри шківів.

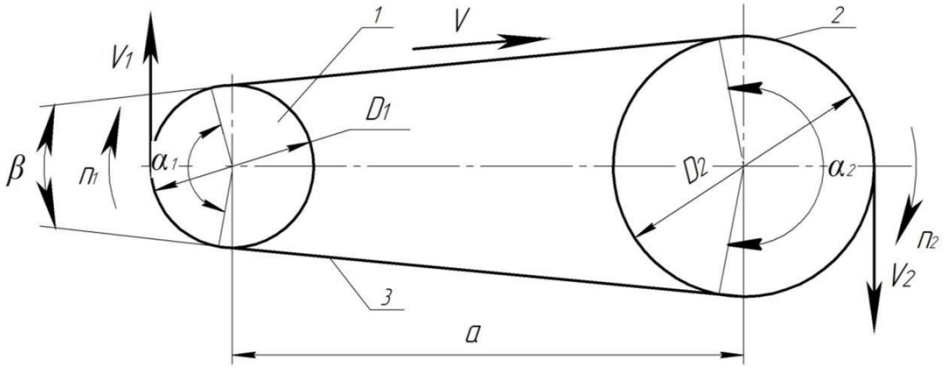


Рисунок 4.1

Пасові передачі застосовуються в усіх галузях машинобудування, можуть передавати потужність до 50кВт.

Переваги пасових передач порівняно із зубчастими:

- можливість передачі потужності на значну відстань (до 15м);
- простота конструкції та експлуатації, легкість ходу і невелика вартість;
- плавність і безшумність роботи;
- можливість без поломок та аварій витримувати значні перевантаження.

Недоліки пасових передач:

- непостійність передаточного числа u ;
- великий тиск на вали і опори від натягу пасів (у 2...3 рази більше, ніж у зубчастих);
- порівняно великі габарити;
- низька довговічність паса при порушенні умов роботи;
- менший ККД (η = 0,96...0,97).

4.2 Класифікація пасових передач

Пасові передачі класифікують за такими ознаками.

За типом пасів:

плоскопасова передача (рис. 4.2*а*,*б*);
клинопасова передача (рис. 4.2*в*);
круглопасова передача (рис. 4.2*г*);

зубчастопасова передача (рис. 4.2*е*);
поліклинова передача (рис. 4.2*д*).

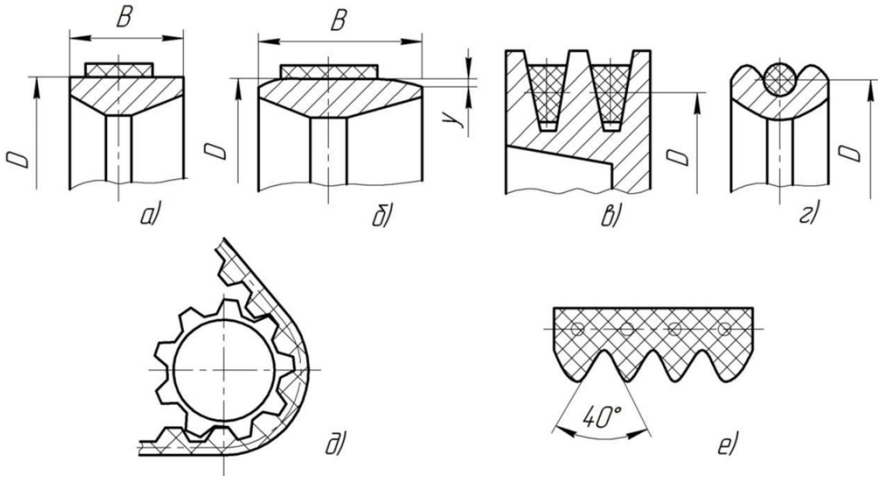


Рисунок 4.2

За розміщенням осі передачі в її площині:
вертикальні, $\beta = 0{,}5\pi$;
похилені, $0 < \beta < 0{,}5\pi$;
горизонтальні, $\beta = 0$.
За схемою передачі:
відкрита (рис. 4.3*а*);
перехресна (рис. 4.3*б*), застосовуються для тихохідних малопотужних передач;
напівперехресна (рис. 4.3*в*);
кутова (рис. 4.3*г*);
із ступінчатими шківами (рис. 4.3*д*);
із натяжним (відтяжним) роликом для збільшення *и* до 10...15 (рис. 4.3*е*);
багатошківні передачі.

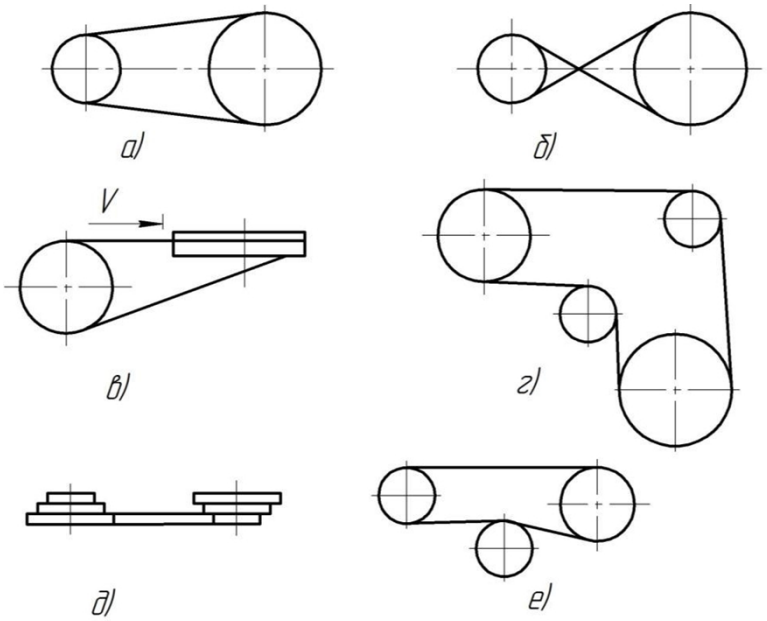


Рисунок 4.3

За передаточним числом:
передачі з *и* = *const* (схеми рис. 64.3*а*, *б*, *в*, *г*, *е*);
передачі з *и* = var, тобто із ступінчастим регулюванням швидкості (рис. 6.3*д*) або з плавним (безступінчастим) регулюванням швидкості.

Матеріали для виготовлення пасових передач

Приводні **плоскі паси** (рис. 4.4*а*) стандартизовані за шириною і товщиною. Стандартом передбачені такі матеріали для їх виготовлення:

Шкіра. Достатньо міцні ($\sigma_{мнц}$= 25Н/мм^2), зносостійкі, однорідні за структурою, мало реагують на вологу, однак дорогі.

Прогумована тканина. Міцні ($\sigma_{мнц}$=40Н/мм^2), відносно дешеві, але тяжкі та неоднорідні за структурою.

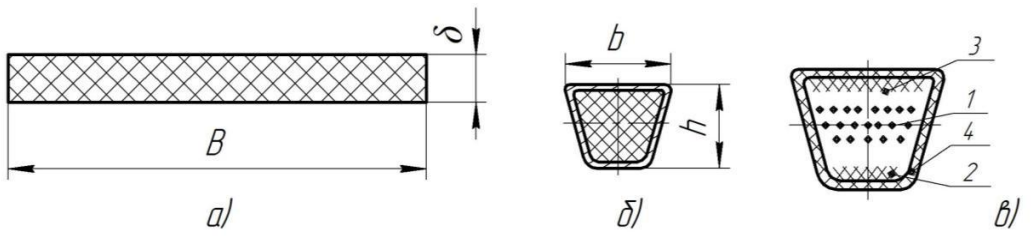


Рисунок 4.4

Бавовняні матеріали. Можуть бути цільнотканинні та шиті, одно- і багатошарові. Границя міцності $\sigma_{мнц}$ до 30Н/мм^2. Легкі, гнучкі, однорідні.

Шерстяні тканини. Границя міцності $\sigma_{мнц}$=50Н/мм^2, витримують перевантаження, придатні для роботи в агресивному середовищі, мало реагують на зміну температури навколишнього середовища.

Шовкові тканини. Границя міцності $\sigma_{мнц}$=100Н/мм^2. Легкі, застосовують для швидкісних передач малої потужності.

Пластмаси. Виготовляють паси із поліамідної смоли. Дуже міцні (міцність окремих ниток досягає 800Н/мм^2, а стрічки 200…300Н/мм^2). Працюють без проковзування, безшумно, мають мізерне спрацювання. Для кращого прилягання до шківа покривають пас оболонкою із бавовняної тканини або шаром хромової шкіри.

4.3 Напруження в пасі. Довговічність паса

Основні критерії роботоздатності пасових передач:

тягова здатність або міцність зчеплення паса зі шківом (за рахунок сил тертя між шківом і пасом);

довговічність паса, яка у нормальних умовах експлуатації обмежується руйнуванням паса від втомленості.

Попередній натяг віток паса

У пасових передачах корисне навантаження передається силами тертя між пасом і шківом, які створюються попереднім натягом F_0 віток передачі. При холостому ході і в стані спокою натяг в обох вітках передачі однаковий і дорівнює F_0 . Однак сили F_0 дають на опори валів додатковий тиск, що є одним з недоліків пасових передач.

Напруження у пасі від початкового натягу $\sigma_0 = F_0 / A$, де A – площа перетину паса.

Напруження у пасі

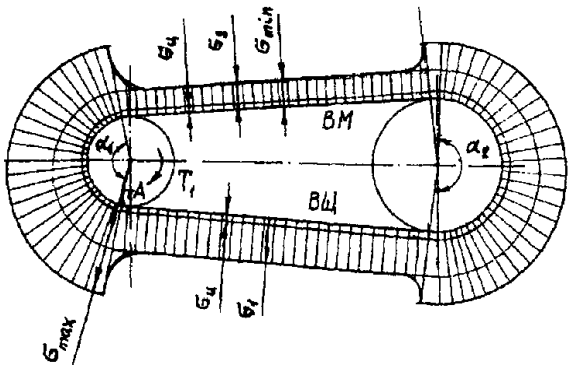


Рисунок 4.5

При роботі пасової передачі напруження по довжині паса розподілено нерівномірно (рисунок 4.5). Розрізняють такі види напружень у пасі:

Напруження σ_0 ***від сили попереднього натягу***. У стані покою або при холостому ході (обертання без передачі корисного навантаження) кожна гілка паса натягнута силою F_0 $\sigma_0 = F_0/A$,

де А - площа поперечного перетину паса.

Корисне напруження σ_t. Відношення колової сили (корисного навантаження) F_t у передачі до площі поперечного перетину А називають корисним напруженням:

$$\sigma_t = F_t/A.$$

Тому що $F_t = F_1 - F_2$, то корисне напруження σ_t є різницею напружень σ_1 у ведучій і σ_2 у веденій гілках паса при робочому ході на малій швидкості (поки не виявляється вплив відцентрових сил):

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2.$$

Напруження (σ_1 у ведучій і σ_2 у веденій гілках від сил F_1 і F_2:

$$\sigma_1 = F_1/A = F_0/A + 0{,}5 \cdot F_t/A = \sigma_0 + \sigma_t/2;$$

$$\sigma_2 = F_2/A = F_0/A - 0{,}5 \cdot F_t/A = \sigma_0 - \sigma_t/2.$$

Значенням σ_t оцінюють тягову спроможність пасової передачі.

Довговічність паса як і тягова здатністю є найважливішими показниками. У нормальних умовах експлуатації пас виходить з ладу через стирання волокон, що піддаються змінним напруженням. Цей процес поглиблюється тепловим нагріванням волокон теплом, що виникає при згинах пасу на шківах передачі.

4.4 Розрахунок пасових передач

Існує два методи розрахунку: за максимальним напруженням у пасі і за тяговою здатністю паса (за кривими ковзання).

Розрахунок за максимальним напруженням у пасі

Максимальне напруження у пасі буде у місці набігання ведучої вітки на менший шків. **Найбільше напруження (т. А на діаграмі, рисунок 4.5):**

$$\sigma_{max} = \sigma_{з1} + \sigma_1 + \sigma_ц = \sigma_{з1} + \sigma_0 + \sigma_t/2 + \sigma_ц .$$

Напруження згину звичайно значно перевищує всі інші складові найбільшого напруження.

Максимальне напруження діє в поперечному перетині паса в місці його набігання на малий шків і зберігає свою величину на всій дузі покою (рис 4.5).

Даний метод розрахунку пасової передачі потребує визначення коефіцієнта тертя f між пасом та шківом, а це складно, оскільки він залежить від швидкості руху паса.

У загальному машинобудуванні цей метод розрахунку практично не застосовується. Його використовують при розрахунку малопотужних пасових передач приладобудування.

Розрахунок за тяговою здатністю паса. При розрахунку пасової передачі робоче навантаження вибирають таке, щоб коефіцієнт тяги □ знаходився у зоні точки □$_0$ перегину кривої ковзання. Тоді колове зусилля F_t □ $F_{ном}$, кут ковзання □$_k$ □□$_1$. Порядок розрахунку передачі такий.

Вибирають матеріал паса, враховуючи умови роботи передачі, передавану потужність, швидкість, характеристику пасів та їх вартість.

4.5 Ланцюгові передачі. Загальні відомості

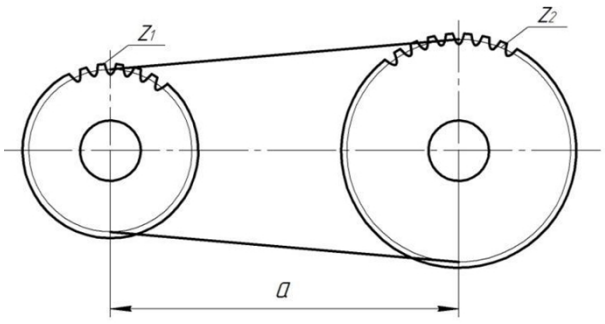


Рисунок 4.6

Ланцюгові передачі – це передачі зачепленням з гнучким зв'язком (ланцюгом). Така передача складається із ведучої та веденої зірочок (рис. 4.6), розміщених на відповідних валах, і ланцюга, що знаходиться у зачепленні із зірочками.

Швидкість ланцюга і частоти обертання зірочок обмежуються спрацюванням ланцюгів і ударною стійкістю роликів і не перевищують 15м/с.

Частоти обертання *n* залежать від кроку ланцюга
n=3000 (6000)...800 (1200)об/хв.

Такі передачі можуть передавати потужність до 100кВт.

Ланцюгові передачі широко використовуються у транспортному машинобудуванні (мотоцикли, велосипеди, автомобілі, транспортери), у сільськогосподарському машинобудуванні, нафтобурових установках.

Переваги ланцюгових передач:

відсутність проковзування гнучкої ланки;

- високий ККД (096…098);
- менші, ніж у пасових передачах, габарити;
- сталість середнього передаточного відношення;
- можливість передавання обертового руху одним ланцюгом кільком валам;
- можливість передачі обертового моменту валам зі значною міжосьовою відстанню;
- менші сили, що діють на вали (порівняно з пасовими), так як немає необхідності у великому початковому натязі;
- можливість легкої заміни зношених деталей.

Недоліки ланцюгових передач:

- збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів;
- нерівномірність руху (шум, підвищені динамічні навантаження);
- потреба в додаткових пристроях для регулювання натягу;
- вимагають точної установки, змащування; дорожча за пасову.

4.6 Приводні ланцюги. Особливості роботи

Ланцюги. У машинах застосовують ***тягові*** ланцюги – для переміщення вантажів у транспортуючих машинах; ***вантажні*** – для підвішування вантажів; ***приводні*** – для використання у ланцюгових передачах. Найбільш поширені типи приводних ланцюгів: роликові, втулкові та зубчасті.

Роликові ланцюги (рис. 4.7) складаються із зовнішніх та внутрішніх ланок, з'єднаних між собою шарніром. Пластини внутрішньої ланки напресовані на втулки, пластини зовнішньої ланки напресовані на валики, які розвальцьовують на торцях. Кожен валик входить у втулку і утворює шарнір. Ролик вільно обертається при входженні у зачеплення із зубцями зірочки.

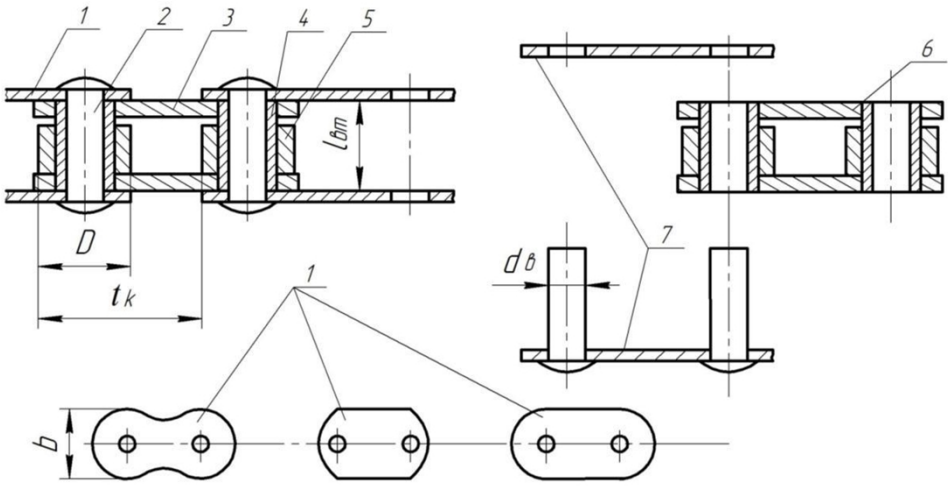


Рисунок 4.7

1 – пластина зовнішньої ланки; *2* – валик (вісь, палець); *3* – пластина внутрішньої ланки; *4* – втулка; *5* – ролик; *6* – внутрішня ланка (блок); *7* – зовнішня ланка (блок).

Умовне позначення стандартних приводних роликових ланцюгів: букви ПР, цифри перед буквами позначають кількість рядів (однорядні не позначаються), числа після букв позначають крок ланцюга в мм і руйнівне навантаження. Наприклад: ПР-25,4-5670 – однорядний приводний роликовий ланцюг, крок 25,4мм, руйнівне навантаження 56700Н; 2ПР-19,05-7200 – дворядний приводний роликовий ланцюг, крок 19,05мм, руйнівне навантаження 72000Н.

Конструкція втулкових ланцюгів відрізняється від конструкції роликових тільки відсутністю ролика. Маса і вартість втулкового ланцюга менші, ніж роликового, але менша і його зносостійкість.

Пластини ланцюгів виготовляють із вуглецевих і легованих сталей (сталі 40, 45, 50, 40Х, 40ХН, 30ХН3А) із гартуванням до твердості Н=(32…44)HRC, валики, втулки і ролики – із цементованих сталей (сталі 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А, 40ХН) з термообробкою до твердості Н=(45…65)HRC.

Для нормального з'єднання ланцюгового контуру передачі необхідно, щоб число його ланок було парним.

4.7 Характер і причини відмов ланцюгових передач

Причини виходу із ладу ланцюгових передач:

- зношування шарнірів, що спричиняє порушення зачеплення ланцюга із зірочками через збільшення кроку;
- втомне руйнування пластин та роликів ланцюга;
- руйнування ланцюга при дії значних короткочасних перевантажень;
- зношування зубців зірочок.

На основі вказаних причин визначають ***критерії роботоздатності***:

- стійкість проти спрацювання шарнірів ланцюга та зубців зірочок (зносостійкість),
- статична міцність ланцюга;
- стійкість проти втомного руйнування пластин та роликів;
- ударна стійкість роликів;
- безрезонансний режим роботи (вібростійкість).

Контрольні запитання

1. Які види пасових передач розрізняють за формою поперечного перетину паса?
2. Які переваги і недоліки мають пасові передачі в порівнянні з іншими видами передач? Чому в багатоступінчастих приводах пасова передача є звичайно швидкохідною ступінню?
3. Як визначають сили натягу в гілках паса при роботі передачі?
4. У чому сутність пружного ковзання паса по шківах? Чому воно виникає і чи можна його усунути?
5. У чому різниця між пружним ковзанням і буксуванням паса?
6. Чому передаточне число пасової передачі мінливе?
7. Для чого в пасовій передачі створюють попередній натяг паса?
8. Переваги і недоліки ланцюгових передач у порівнянні з ремінними?
9. Яка конструкція роликового і втулкового ланцюга?
10. Чим викликана нерівномірність руху приводних ланцюгів і чому вона зростає зі збільшенням кроку?

5 ВАЛИ ТА ОСІ

5.1 Вали та осі. Загальні відомості
5.2 Критерії працездатності валів і осей
5.3 Види розрахунків валів та осей на міцність
5.4 Пружини. Класифікація пружин. Матеріали

5.1 Вали та осі. Загальні відомості

Вали та осі призначені для розміщення на них деталей, що обертаються (зубчастих коліс, шківів, барабанів і т.п.). Вал обертається і передає крутний момент. Вісь крутного моменту не передає, може обертатися або бути нерухомою.

Вали класифікують:

- за формою геометричної осі: прямі, колінчасті, гнучкі;
- за формою нормального до осі перетину: суцільні, порожнинні;
- за конструктивним оформленням: гладкі (рис. 5.1*а*), фасонні (рис. 5.1*б*).

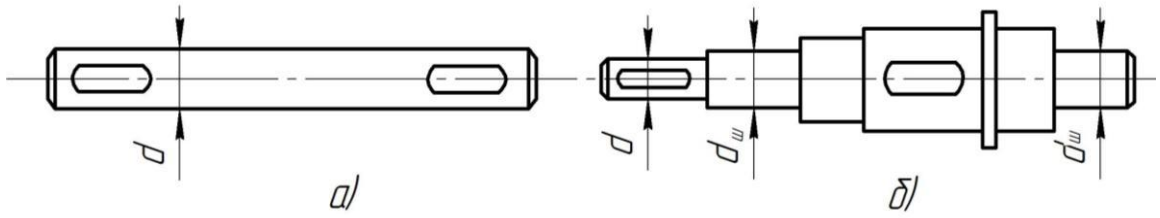


Рисунок 5.1

Вали та осі опираються на підшипники тертя кочення або тертя ковзання циліндричні, конічні, сферичні.

Матеріали для виготовлення валів – вуглецеві та леговані сталі: сталь Ст.5 – для валів без термообробки; сталь 45 або 40Х – для валів з термообробкою (покращення); сталь 20 або 20Х – для швидкохідних валів на підшипниках ковзання. Іноді використовують спеціальні чавуни (ковкі або модифіковані).

5.2 Критерії працездатності валів і осей

Основний вид руйнування валів – це ***втомне руйнування***. ***Статичне руйнування*** спостерігається значно рідше і можливе лише під дією випадкових короткочасних перевантажень. Тому розрахунок на статичну міцність є перевірним.

При розрахунку вала вважають, що нормальні напруження в ньому змінюються за симетричним циклом. Дотичні напруження приймають змінними за пульсуючим циклом, а при частому реверсі – за симетричним знакозмінним.

5.3 Види розрахунків валів та осей на міцність

Розрізняють **орієнтовний, попередній і перевірочний розрахунок валів** (осей).

Орієнтовний (проектний) розрахунок вала виконують, коли про вал нічого не відомо, а його довжина визначається розмірами розміщених на ньому деталей, тобто загальною компоновкою вала. Діаметр вхідного (вихідного) кінця вала визначають із умови міцності на кручення

$$d \geq 10 \cdot \sqrt[3]{T / (0{,}2 \cdot [\tau]_к)},$$

де Т - обертаючий момент, що діє в розрахунковому перетині вала, Н·м;

$[\tau]_к$ - допустиме напруження на кручення, МПа.

Попередній розрахунок вала виконують для визначення величини діючих на вал згинальних і крутних моментів і встановлення небезпечних перетинів. При розрахунку вал зображають як балку, закріплену на двох опорах-підшипниках, відстань між опорами визначають за лінійними розмірами маточини колеса, підшипників, ущільнень і т.ін. До вала прикладають всі сили, що діють на насаджені деталі (шестерні, шківи, зірочки, черв'яки тощо) та інерційні сили. Зовнішні сили та опорні реакції вважають зосередженими і прикладеними: для маточини зубчастих коліс – всередині маточини; для підшипників – всередині підшипників. Для отриманої розрахункової схеми вала будують епюри згинальних та крутних моментів.

Крутні моменти, що передаються з допомогою шпонки, коротким шліцьовим з'єднанням, вважають прикладеними зосередженими всередині маточини. (При довгих шліцах момент потрібно вважати таким, що збільшується по довжині шліців за прямолінійним законом).

Для небезпечних перетинів обчислюють значення сумарних згинальних та еквівалентних моментів:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}$$

$$M_{EKB} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0{,}75 \cdot T^2}$$

Вичислюють діаметр вала в небезпечному перетині

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{EKB}}{0{,}1 \cdot [\sigma]_з}}$$

де $[\sigma]_з$ - допустимі напруження згину, для валів типу редукторних $[\sigma]_з = 50...60$ МПа.

Перевірочний розрахунок вала проводять для визначення запасів міцності за границею втомленості і границею текучості. Його виконують в окремих перетинах, небезпечних для міцнісного розрахунку.

$$\tau_K = \frac{T}{0{,}2 \cdot d^3} \le [\tau]_K$$

Для виконання перевірного розрахунку потрібне креслення вала зі всіма його розмірами, технічними умовами на виготовлення, значення згинальних і крутних моментів у небезпечних перетинах, тощо.

5.4 Пружини. Класифікація пружин. Матеріали

Група деталей машин "Пружини" займає особливе місце в загальній класифікації деталей машин і використовується практично у всіх галузях машинобудування; їх застосовують:

для створення заданих постійних сил - початкового стиску або натягу в передачах тертям, фрикційних муфтах, гальмах, запобіжних устроях, підшипниках, а також для врівноважування сил ваги та інших сил;

для силового замикання кінематичних пар, в основному кулачкових, щоб виключити вплив зазорів на точність переміщення або спростити конструкцію;

для виконання функції двигуна на основі попереднього акумулювання енергії шляхом заводу, наприклад годинникові пружини;

для віброізоляції в транспортних машинах - автомобілях, локомотивах, вагонах, у приладах, у віброізоляційних опорах машин і т.д.; механізм віброізоляції зручно спостерігати, наприклад, при їзді автомобіля, коли колеса автомобіля, слідуючи за рельєфом дороги, роблять різкі коливання, які майже не передаються кузову автомобіля;

для сприйняття енергії удару буферні пружини, які застосовують в залізничних потягах, гарматах і т.п.; завдяки пружним елементам енергія удару поглинається на великих переміщеннях і сила удару відповідно зменшується, буферні і віброізоляційні пружини на відміну від попередніх акумулюють не корисну, а шкідливу для роботи машини енергію;

для виміру зусиль, температур, переміщень, що здійснюється по пружним деформаціям пружин (у вимірювальних приладах)

Робота пружних елементів у машинах полягає в накопиченні енергії та її наступній віддачі, або в здійсненні необхідного постійного натискання. Для можливості накопичення великої кількості енергії на одиницю маси доцільно застосовувати елементи з можливо більш рівномірним напруженим станом. При цьому пружні елементи мають мінімальні габарити.

Класифікація

Пружини, які застосовуються у сучасній техніці можна класифікувати по таких основних ознаках:

по деформації пружини:

- пружини розтягу (рисунок 5.2 а)
- пружини стиску (рисунок 5.2 б, в, г, д, е)
- пружини кручення (рисунок 5.2 ж, з, к)
- пружини згину (рисунок 5.2 л, м)

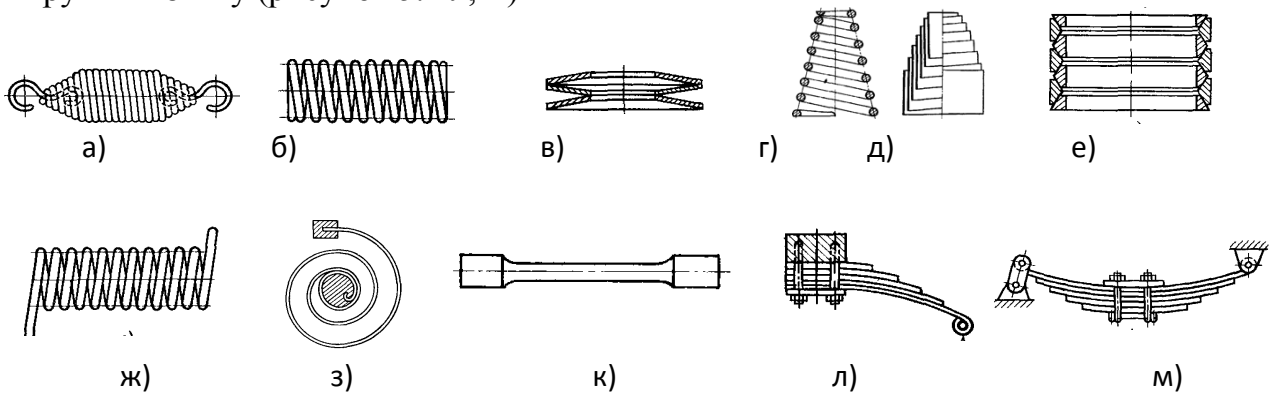


Рисунок 5.2

по конструкції та формі:

- ***виті циліндричні*** - застосовуються найбільш часто тому, що циліндрична форма пружини зручна для розміщення її в машинах, пружини прості й економічні у виготовленні, можуть використовуватися в широкому діапазоні навантажень (рисунок 5.1 а, б, ж);

- ***виті фасонні*** (конічні і телескопічні рисунок 5.2 г, д) мають нелінійну навантажувальну характеристику;

- тарілчасті (рисунок 5.2 в) застосовують для великих навантажень при малих пружних переміщеннях і стиснених габаритах по осі прикладення навантаження (теж мають нелінійну характеристику);

- кільцеві пружини (рисунок 5.2 е), застосовують для великих навантажень при необхідності розсіювання великої кількості енергії (амортизатори). Кільця при навантаженні всуваються одне в друге, причому зовнішні кільця розтягуються, а внутрішні стискуються;

- плоскі спіральні пружини (при стиснених габаритах по осі і переважно невеликих крутних моментах - рисунок 5.2 з);

- торсіонні вали (при не регламентованих по осі габаритах, значних крутних моментах, необхідності сприйняття деяких згинальних моментів і при невеликій необхідній податливості рисунок 5.2 к);

- листові ресори (працюють на згин при невеликих габаритах по осі і не обмежених габаритах у бічному напрямку рисунок 5.2 л, м).

по навантажувальній характеристиці:

- с постійною жорсткістю (виті циліндричні пружини);

- с перемінною жорсткістю (фасонні, тарілчасті, виті багатожильні пружини).

Виті пружини можна також класифікувати за формою перетину витка - круглий, квадратний, прямокутний, багатожильний .

Пружні елементи відносять до деталей машин, що потребують достатньо точних розрахунків. Зокрема, їх обов'язково розраховують на жорсткість. При цьому неточності розрахунку не можуть бути компенсовані запасами жорсткості.

Матеріали пружин

Матеріали для пружин повинні мати високі і стабільні у часі пружні властивості. Виготовляти пружини з матеріалів низької міцності недоцільно. Маса геометрично подібних пружин при заданому навантаженні і пружному переміщенні обернено пропорційна квадрату допустимого напруження. Це пов'язано з тим, що пружини з менш міцних матеріалів із метою зберігання заданої жорсткості доводиться робити підвищених діаметрів і, отже, витки їх навантажені більшими моментами, чим у пружин із більш міцних матеріалів. Ефективність застосування високоміцних матеріалів для пружин пов'язана також із меншою концентрацією напружень у пружинах, чим у інших деталях, а також із меншими розмірами перетинів витків.

Основними матеріалами для пружин являються високовуглецеві сталі (У9А...У12А, ГОСТ 1435-74*), сталі леговані кремнієм (60С2А), марганцем (65Г), хромом, ванадієм, нікелем (50ХГА, 50ХФА, 65С2ВА та ін., ГОСТ 14959-79*). Заготовками для пружин служать дріт, а також стрічка і смугова сталь.

Пружини характеризуються такими основними геометричними параметрами:

— діаметром дроту d або розмірами перетину витків;

— середнім діаметром пружини D, а також зовнішнім діаметром D + d та внутрішнім діаметром D - d;

— індексом пружини c = D/d;

— кроком витків h;

— кутом підйому витків α; $tg\alpha = h/\pi \cdot D$;

— довжиною робочої частини пружини H_p;

— числом робочих витків $i = H_p/h$.

Жорсткість пружини - величина, що чисельно виражає зусилля потрібне для деформації пружини на одиницю довжини, тобто величина зворотна податливості (Н/мм).

$$C = \frac{F_2 - F_1}{\lambda},$$

де F_1 і F_2 - початкове і кінцеве зусилля пружини.

Жорсткість пружини:

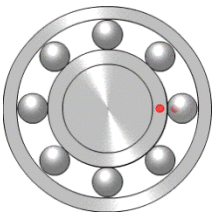
$$C = \frac{z_1}{i} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i}.$$

Контрольні запитання

1. Яке призначення пружин у сучасному машинобудуванні?
2. Назвіть основні ознаки, по яких класифікують пружини?
3. Які основні вимоги до матеріалів пружин?
4. По яких напруженнях розраховуються на міцність пружини стиску і розтягу, виті пружини кручення, плоскі пружини кручення?
5. Як по зовнішньому вигляду відрізнити циліндричну виту пружину розтягу від циліндричної витої пружини стиску?
6. Як залежить жорсткість витої циліндричної пружини від числа її витків?
7. Вкажіть область застосування фасонних пружин, багатожильних пружин.
8. Для яких випадків застосовуються тарілчасті пружини? З якою метою тарілчасті пружини використовуються у виді комплектів послідовно встановлених елементів?
9. Для чого листові ресори складають із окремих листів різної довжини?
10. Чому частіше застосовують ступінчасту форму вали?
11. Які основні критерії працездатності валів і осей і якими параметрами їх оцінюють?

6 ОПОРИ ВАЛІВ

6 1 Загальні відомості про підшипники кочення
6.2 Класифікація підшипників кочення
6.3 Матеріали деталей підшипників. Система умовних позначень
6.4 Характер і причини відмов підшипників кочення
6.5 Загальні відомості про підшипники ковзання
6.6 Режими змащення. Матеріали вкладишів
6.7 Види відмов підшипників ковзання
6.8 Розрахунок підшипників



Опори валів (підшипники) – це пристрої, які служать для забезпечення апрямку обертання валів та осей, а також сприймають осьові навантаження, що діють на них. За видом тертя їх поділяють на:

- опори тертя ковзання;
- опори тертя кочення.

6 1 Загальні відомості про підшипники кочення

Підшипники кочення – це основний вид опор у машинобудуванні. ***Переваги*** порівняно із підшипниками ковзання: велика номенклатура, повна взаємозамінність, малі втрати при обертанні (в 5...10 раз менші у момент пуску, ніж у підшипниках ковзання), неспрацювання цапф валів, простота в обслуговуванні, малі габарити за довжиною, малий розхід змащувальних матеріалів. Це найбільш широко стандартизовані деталі в міжнародному масштабі.

Недоліки: із зростанням частоти обертання вала їх довговічність падає; більш жорсткі; викликають шум і вібрації; при ударних навантаженнях понижується роботоздатність; нероз'ємні; великі габарити за діаметрами; здатні до перегрівання.

6.2 Класифікація підшипників кочення

Підшипники кочення класифікують за такими ознаками:

Формою тіла кочення:

шарикові (рис. 6.1*а*);

роликові. Розрізняють ролики: короткі циліндричні (рис. 6.1*б*), довгі циліндричні (рис. 6.1*в*), звиті (рис. 6.1*г*), конічні (рис. 6.1*д*), бочкоподібні циліндричні (рис. 6.1*е*), бочкоподібні конічні (рис. 6.1*ж*), голкоподібні (рис. 6.1*з*).

Шарикопідшипники більш швидкохідні, менш жорсткі до співвісності розточок, стопорять (фіксують) в осьовому напрямку вали,

здатні сприймати невелике осьове навантаження. Але їх вантажопідйомність на 70...90% менша, ніж роликопідшипників.

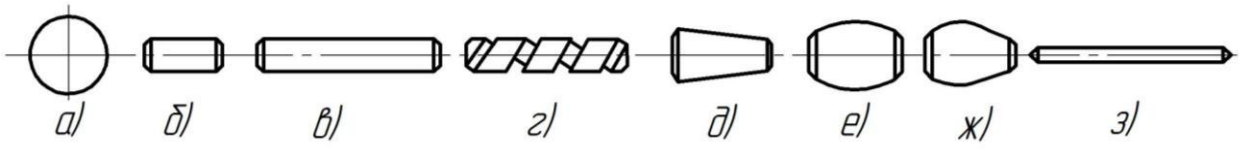


Рисунок 6.1

Видом навантаження, яке сприймають: радіальні, радіально-упорні, упорно-радіальні, упорні.

Ознакою самовстановлення: несамовстановлюючі, самовстановлюючі.

Серіями. Залежно від співвідношення зовнішнього *D* і внутрішнього *d* діаметрів розрізняють сім серій (рис. 9.2): *а*) – надлегкі 2, *б*) – особливо легкі 2, *в*) – легка, *г*) – середня, *д*) – важка. Ще є 4 серії за шириною підшипника *B*: вузькі, нормальні, широкі і особливо широкі.

Числом рядів тіл кочення: однорядні, дворядні, багаторядні.

Точністю виготовлення. П'ять класів точності: 0, 6, 5, 4, 2; 0 – нормальний клас, застосовують у загальному машинобудуванні.

Конструктивно кожний підшипник кочення складається із зовнішнього *1* і внутрішнього *4* кілець, тіл кочення *2* і сепараторів *3*. Але можуть бути підшипники і без одного або навіть двох кілець.

6.3 Матеріали деталей підшипників. Система умовних позначень

Матеріали, які застосовують для виготовлення деталей підшипників кочення: зовнішні, внутрішні кільця і тіла кочення виготовляють із високовуглецевих сталей ШХ15, ШХ150Г, цементованих легованих сталей 16ХГТ і 20Х2Н4А; для роботи в умовах високих температур застосовують теплостійкі сталі 35Х18 та ін; при ударних навантаженнях тіло кочення виготовляють із пластмаси.

Твердість кілець і роликів *HRC* 60...66, шариків – *HRC* 62...66. Сепаратори виготовляють із м'якої сталі методом штампування. Для високошвидкісних підшипників – із антифрикційних матеріалів (бронза, анодований дюралюміній, металокераміка, текстоліт, пластифікована деревина або пластмаса з металевим каркасом).

Маркування шарико- і роликопідшипників

Виконують за допомогою цифр. Кожна цифра характеризує певну ознаку підшипника за такою схемою.

Для підшипників з внутрішнім діаметром від 20мм до 495мм дві останні цифри позначають номінальний внутрішній діаметр підшипника (номінальний діаметр вала у місці посадки підшипника) в мм, поділений на п'ять.

Четверта цифра справа позначає тип підшипника. Типи позначаються такими цифрами:

радіальний шариковий однорядний – 0;
радіальний шариковий дворядний сферичний – 1;
радіальний з короткими циліндричними роликами – 2;
радіальний роликовий дворядний сферичний – 3;
роликовий з довгими циліндричними роликами або голками – 4;
роликовий з витими роликами – 5;
радіально-упорний шариковий – 6;
роликовий конічний – 7;
упорний шариковий – 8;
упорний роликовий – 9.

П'ята або п'ята і шоста цифри справа, які вводяться не для всіх підшипників, позначають конструктивні особливості (кут контакту, наявність ущільнення тощо). При цьому цифри ставлять так:

1 – для роликових циліндричних з одним буртом зовнішнього кільця;
2 – для конічних роликових з великим кутом;
3 – для радіально-упорних шарикових з □ □ 12□;
4 – для радіально-упорних шарикових з □ □ 26□;
5 – для підшипників з виточкою на зовнішньому кільці під стопорне кільце;

6 – для конічних підшипників з буртиком зовнішнього кільця. Цифри 6, 5, 4, 2, які ставлять через дефіс перед умовним позначенням, позначають клас точності. Нормальний клас – 0, не ставиться.

6.4 Характер і причини відмов підшипників кочення

Основними видами руйнування підшипників кочення є:

- втомне викришування робочих поверхонь (у більшості підшипників біжучої доріжки внутрішнього кільця, у сферичних – на зовнішніх). Це є характерним для навантажених підшипників, працюючих у маслі без забруднення; причини викришування – контактні напруження;
- руйнування кілець і тіл кочення (сколювання буртів, роздавлювання кілець або шариків; роздавлювання – явище ненормальне;
- зношення кілець і тіл кочення (робота у абразиві, незадовільні захисні пристрої);
- утворення вм'ятин на робочих поверхнях (брінелювання) при динамічних навантаженнях і великих статичних (місцеві пластичні деформації);
- руйнування сепараторів (характерне для швидкохідних підшипників).

Підшипники розраховують за критеріями витривалості (розрахунок на довговічність) і статичної вантажопідйомності (на відсутність вм'ятин).

6.5 Загальні відомості про підшипники ковзання

Переваги опор тертя ковзання порівняно з опорами тертя кочення:

при рідинному режимі змащування при збільшенні частоти обертання вала зростає довговічність підшипників;

масляний шар у підшипнику поглинає поштовхи, вібрації тощо;

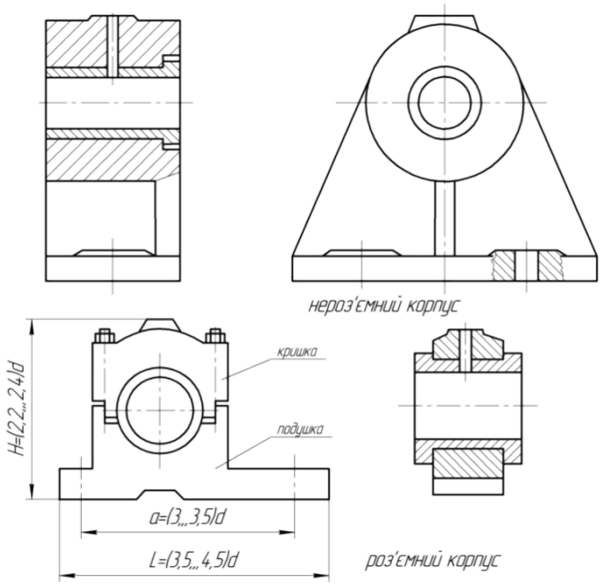
можна встановити в такому місці, де не можливо встановити підшипники кочення (конструкція потребує роз'єму, вали дуже великого діаметру, відстань між валами незначна).

Недоліки підшипників ковзання:

потребують складних змащувальних пристроїв;

великий розхід мастила для змащування;

значне зношення цапф.



Конструктивні особливості підшипників ковзання

Підшипник ковзання складається з корпусу, робочих елементів (вкладишів), змащувальних і захисних пристроїв (рис. 6.5).

Корпус підшипника може бути цільним (як окрема деталь або заодно ціле з другою нерухомою деталлю) або роз'ємним. Цільний корпус використовують для малих діаметрів цапф, щоб уникнути труднощів осьового монтажу.

Рисунок 6.5

6.6 Режими змащення. Матеріали вкладишів

Основні вимоги до підшипникових матеріалів: антифрикційність, зносостійкість, втомленісна міцність.

Матеріали для виготовлення корпусів підшипників: сірий чавун, сталь. Матеріали робочих елементів підшипників можна розділити на три групи: метали, неметали, металокераміка.

Метали – це бабіти; бронзи; чавуни спеціальні антифрикційні; сплави на цинковій та алюмінієвій основі.

Неметали: гума, дерево (дуб, пресована деревина), камені, пластмаси, графітні матеріали.

Металокерамічні матеріали. Виготовляють їх з металевого порошку під тиском з наступним спіканням. Використовують для малозмащуваних підшипників (важкодоступних).

Змащувальні матеріали вибирають залежно від матеріалів підшипників. Мастило використовують для зменшення тертя, відводу тепла, захисту від корозії. Бабіти і бронзи змащують рідкими маслами (мінеральними, тваринними і рослинними). Чавуни змащують густими маслами УС-1, УС-2, УС-3 (солідоли), як загусник використовують мило, графіт. Гуму і дерево змащують водою, каміння гасом або спеціальними маслами. Пластмаси найчастіше працюють без мастила. Для підшипників, що працюють у вакуумі, застосовують тверді мастила: графіт і двохсірчаний молібден.

Види тертя у підшипниках. Залежно від кількості мастила між поверхнями, що труться, розрізняють:

сухе тертя (відсутні навіть сліди масла, води, гасу), можливе лише лабораторних умовах, $f = 1$;

напівсухе тертя, коли на поверхнях є залишки масла, $f = 0{,}3$;

граничне тертя, між поверхнями, що труться, знаходиться дуже тонкий шар мастила, $f = 0{,}1...0{,}3$;

рідинне тертя, поверхні повністю розділені мастилом і тертя проходить тільки між шарами масла, $f = 0{,}0015...0{,}003$.

6.7 Види відмов підшипників ковзання

Робота підшипників ковзання супроводжується абразивним зношуванням вкладишів і цапф, заїданням і викришуванням від втоми.

Абразивне зношування виникає внаслідок попадання з мастильним матеріалом абразивних часток і неминучого режиму граничного змащення при пуску й зупинці.

Заїдання виникає внаслідок розриву масляної плівки, наприклад, через підвищені місцеві тиски і температури, супроводжується металевим контактом, утворенням під дією молекулярних сил містків мікрозварювання, що руйнуючись, приводять до виривання матеріалу.

Викришування від втоми поверхні вкладишів відбувається рідко і зустрічається при пульсуючих навантаженнях (у поршневих двигунах).

6.8 Розрахунок підшипників

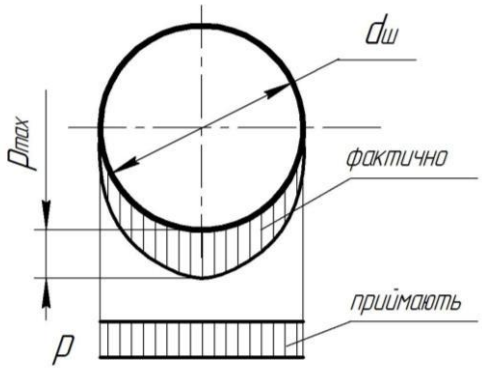
Критерії роботоздатності і розрахунку підшипників ковзання: міцність шипа, стійкість проти спрацювання, опір матеріалу проти втомленості. Розрахунок підшипників ведуть за максимально навантаженим підшипником, приймаючи, що діаметр шийки завжди дорівнює діаметру шипа. Розрахунок підшипників, які працюють в умовах граничного тертя, включає:

розрахунок пари шип-підшипник за питомим тиском (на стійкість проти спрацювання);

розрахунок шипа на міцність;

розрахунок пари шип-підшипник на не заїдання.

Розрахунок підшипників, які працюють в умовах рідинного тертя, включає:



розрахунок на міцність шипа;

гідродинамічний розрахунок, визначають зазори, розхід і температуру мастила.

Розрахунок за питомим тиском (рис. 8.8).

Максимальний питомий тиск залежить від зазорів, його важко визначити. Тому приймають, що навантаження розподіляється рівномірно

Контрольні запитання

1. Як класифікують підшипники по напрямку навантаження, що сприймається?
2. Яке призначення основних деталей підшипника?
3. Визначте тип і числове значення внутрішнього діаметра підшипників, що мають умовні позначення: 408, 2306, 8207, 1209.
4. Порівняйте підшипники, що мають умовні позначення:7206 і 6-7506.
5. Чому тіла кочення і кільця підшипників виготовляють із високою поверхневою твердістю?
6. Зазначте характер і причини ушкодження підшипників кочення. Які зовнішні ознаки порушення працездатності підшипників?
7. Які переваги і недоліки підшипників ковзання?
8. У яких галузях машинобудування застосовують підшипники ковзання?
9. Які основні види руйнування підшипників ковзання?
10. Які критерії працездатності підшипників ковзання?

7 З’ЄДНАННЯ

7.1 Загальні відомості про шпонкові з'єднання
7.2 Класифікація і розрахунок шпонкових з’єднань
7.3 Загальні відомості про шліцьові з'єднання
7.4 Розрахунок шліцьових з'єднань
7.5 Загальні відомості про різьбові з'єднання
7.6 Основні параметри різьби
7.7 Класифікація різьб, умовне позначення різьбових деталей
7.8 Розрахунок різьбових з’єднань
7.9 Загальні відомості про заклепкові з'єднання
7.10 Загальні відомості про зварні з'єднання

Деталі і вузли у машинах з’єднані між собою. Ці зв’язки бувають рухомі і нерухомі. Рухомі зв’язки обумовлюються кінематикою взаємного руху з’єднуваних деталей. Нерухомі – викликані необхідністю роз’єднання машин на вузли і деталі. Властиво, нерухомі зв’язки будемо називати з’єднаннями.

За ознакою роз’ємності з’єднання поділяють на дві основні групи: **нероз’ємні** (розбирання яких неможливе без руйнування з’єднуючих елементів) і **роз’ємні** (з’єднання, які можна неодноразово розібрати і знову збирати без руйнування або суттєвих пошкоджень з’єднуючих елементів).

Нероз’ємні з’єднання – це заклепкові, зварні, клеєві; роз’ємні – це різьбові, шпонкові, зубчасті (шліцьові), профільні, клинові, штифтові.

Проміжне положення між роз’ємними та нероз’ємними з’єднаннями займають з’єднання з гарантованим натягом по циліндричних і конічних поверхнях.

7.1 Загальні відомості про шпонкові з'єднання

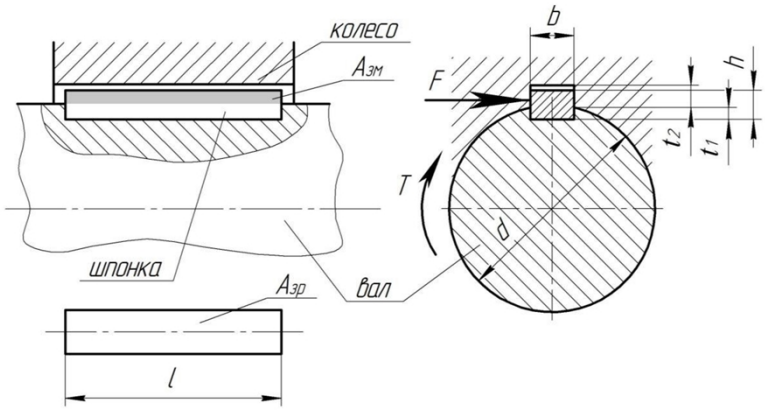
Серед роз’ємних з’єднань найбільш поширені шпонкові з’єднання. Це з’єднання, що забезпечують передачу крутного моменту від вала на насаджену на нього маточину (зубчатого колеса, шківа, маховика, котка тощо) або навпаки.

Шпонкові з’єднання поділяють на дві групи:

напружені, які здійснюються клиновими шпонками;

ненапружені, в яких застосовують призматичні або сегментні шпонки.

Проміжне положення займають з’єднання циліндричними і шестигранними шпонками. Розміри шпонок всіх основних типів вибирають за стандартом, залежно від величини діаметра вала у перетині під шпонку. Матеріал для виготовлення шпонок – конструкційні вуглецеві сталі 45, 50, Ст.5, Ст.6 тощо.



Перевага з’єднань клиновими шпонками – відсутність зазорів, тому добре сприймають ударні навантаження.

Сегменті шпонки мають стійке положення на валу, що виключає її перекошування, однак вал зазнає значного послаблення пазом.

Рисунок 7.1

7.2 Класифікація і розрахунок шпонкових з'єднань

Матеріал шпонки працює на зріз і зминання.

Умова міцності на зминання

З'єднання з призматичними шпонками (рисунок 18.3) перевіряють за умовою міцності на зминання:

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 10^3 \cdot T/(d \cdot k \cdot l_p) \leq [\sigma]_{см},$$

де Т- обертаючий момент, Н·м;

d - діаметр вала, мм;

k = (h - t_1) - виступаюча з вала частина шпонки (глибина врізання шпонки в маточину), мм;

l_p - розрахункова довжина шпонки, мм;

$[\sigma]_{см}$ - допустимі напруження зминання, МПа.

При проектувальному розрахунку з приведеної умови міцності знаходять розрахункову довжину l_p мм шпонки:

$$l_p \geq 2 \cdot 10^3 \cdot T/(d \cdot k \cdot [\sigma]_{см},$$

потім повну довжину $l = l_p + b$ з округленням до найближчого значення по стандарту.

З метою, зменшення нерівномірності розподілу напружень по висоті і довжині шпонки довжину з'єднання обмежують $l \leq 1{,}5 \cdot d$.

Умова міцності по напруженнях зрізу:

$$\tau_{ср} = 2 \cdot 10^3 \cdot T/(d \cdot b \cdot l_p) \leq [\tau]_{ср},$$

тут b - ширина шпонки, мм;

$[\tau]_{ср}$ - допустимі напруження зрізу, МПа

Умовне позначення шпонки *Шпонка* 20×12×90 ГОСТ 23360-79, тут $b \times h \times l$. Довжина шпонок величина стандартна. Розміри шпонки приймають за діаметром вала, відповідно ГОСТ.

7.3 Загальні відомості про шліцьові з'єднання

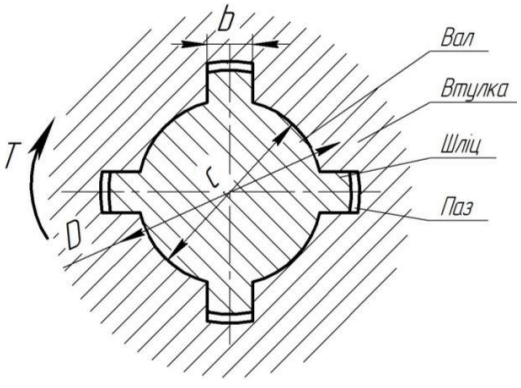


Рисунок 7.2

Шліцьові (зубчасті) з'єднання – це з'єднання, які можна представити як багатошпонкові, у яких шпонки виготовлені як одне ціле з валом (рис. 7.2).

Переваги порівняно із шпонковими з'єднаннями: велика несуча здатність, велика втомленісна міцність вала, краще центрування.

Розміри шліців *D*, *b*, *d* , *z* – стандартизовані. Число шліців z = 4, 6...10...20 .

Найчастіше використовують z= 4...10.

Профілі шліців можуть бути: прямобічні (рухомі і нерухомі); евольвентні (рухомі і нерухомі); трикутні (нерухомі).

7.4 Розрахунок шліцьових з'єднань

Основними критеріями працездатності шліцьових з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню і зношуванню. Зношування бічних поверхонь зубів обумовлене мікропереміщеннями деталей з'єднання, унаслідок пружних деформації при дії

згинальних і обертаючих моментів або розбіжності осей обертання (через наявність зазорів, погрішностей виготовлення і монтажу).

Параметри з'єднання вибирають по таблицях стандарту в залежності від діаметра вала, а потім виконують розрахунок по критеріях працездатності.

Спрощений (наближений) розрахунок засновано на обмеженні напружень зминання $\sigma_{см}$ допустимими значеннями $[\sigma]_{см}$, що призначуються на основі досвіду експлуатації подібних конструкцій.

Зминання і зношування робочих поверхонь пов'язані з діючими на поверхнях, що контактують, напруженнями зминання $\sigma_{см}$, які визначаються по формулі:

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K_з / (d_m \cdot Z \cdot h \cdot l_р) \le [\sigma]_{см}$$

де Т - розрахунковий обертаючий момент (найбільший із довгостроково діючих моментів при перемінному режимі навантаження), Н-м;

$K_з$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між виступами (залежить від точності виготовлення: погрішностей кутових кроків виступів і сполучених западин; розміри радіального зазору), $K_з$ = 1,1...1,5;

d_m - середній діаметр з'єднання, мм;

z - число виступів;

h - робоча висота виступу, мм;

$l_р$ - робоча довжина з'єднання, мм;

$[\sigma]_{см}$ - допустиме напруження зминання, МПа.

7.5 Загальні відомості про різьбові з'єднання

Різьба – це поверхня, яка утворюється при гвинтовому русі плоского контуру (профілю) по циліндричній або конічній поверхні.

Різьбові з'єднання – це з'єднання, виконані за допомогою кріпильних деталей з різьбою (рис. 11.1): болтів, гвинтів, шпильок, гайок, шайб та інших стопорних пристроїв.

Основні ***переваги різьбових з'єднань***:

висока навантажувальна здатність і надійність;

можливість створення значних осьових сил у з'єднанні шляхом прикладення порівняно невеликих зовнішніх зусиль;

зручність з'єднання і роз'єднання деталей;

низька вартість завдяки стандартизації і високотехнологічним процесами масового виробництва.

Основний ***недолік*** – порівняно низька витривалість різьбових деталей при змінних навантаженнях.

Болтові з'єднання (рис. 7.3*а*) найбільш прості та дешеві, бо не потребують нарізання різьби в деталях, що з'єднуються. Недолік болтового з'єднання – те, що обидві деталі повинні мати місце для розміщення гайки і головки болта, причому з доступом для утримування ключем при загвинчуванні та розгвинчуванні.

з'єднанні гвинтами (рис. 7.3*б*) гайка відсутня, гвинт загвинчується в різьбовий отвір в деталі.

з'єднанні шпильками (рис. 7.3*в*) сама шпилька загвинчується нарізаним кінцем у різьбовий отвір однієї деталі, на другий нарізаний кінець шпильки, який із зазором розміщується в гладкому отворі іншої деталі, нагвинчується гайка.

При частому загвинчуванні і відгвинчуванні з'єднання слід надавати перевагу шпилькам.

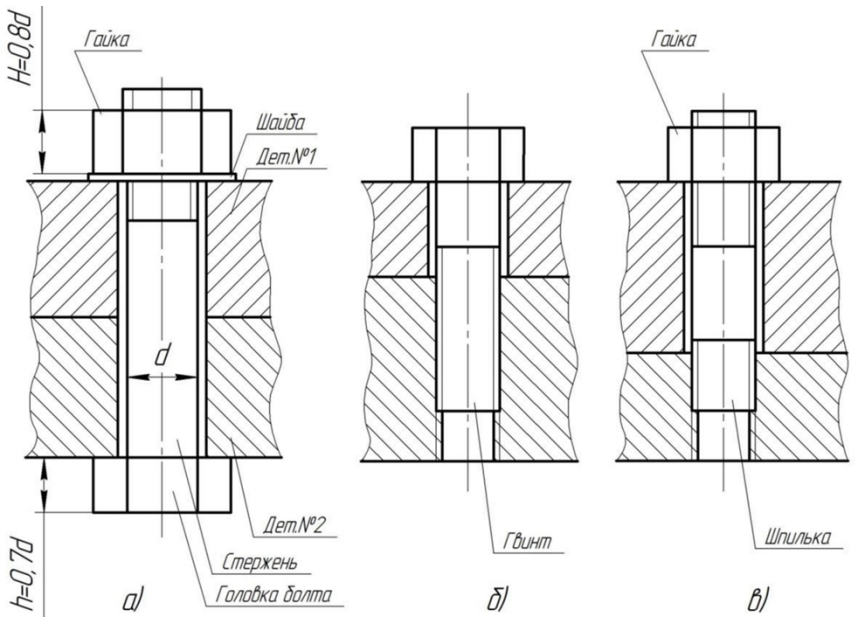


Рисунок 7.3

Часто в різьбових з’єднаннях під гайки чи головку гвинта ставлять шайбу. Це викликається необхідністю: захисту чистих поверхонь деталей від подряпин при загвинчуванні; зменшення зминання гайкою, якщо деталь виготовлена із менш міцного матеріалу (сплави, пластмаси, дерева та ін.); перекриття великого зазору отвору; стопоріння з’єднання.

Стандарти передбачають багато типів кріпильних деталей різноманітних геометричних форм і розмірів.

Залежно від призначення розрізняють болти і гвинти загального і спеціального призначення: установчі, фундаментні, конусні, вантажні.

Болти і гвинти загального призначення розрізняють за формою головки: з шестигранною, квадратною, напівкруглою, циліндричною, потайною та іншими головками.

Залежно від висоти шестигранні гайки поділяють на нормальні (висота $H \approx 0{,}8d$), високі ($H \approx 1{,}2d$) і низькі ($H \approx 0{,}5d$).

Шайби підкладні найчастіше мають круглу форму, можуть бути точеними або штампованими. Використовуються також сферичні (з однією сферичною поверхнею), конічні (з внутрішнім конусом) і косі шайби, які рекомендується ставити тоді, коли опорні поверхні гайки чи головки болта і з’єднуваної деталі не паралельні.

Для виготовлення кріпильних різьбових деталей використовують сталі: вуглецеві звичайної якості, якісні конструкційні та леговані конструкційні. Вибір матеріалу пов’язаний з навантаженням з’єднань, умовами їх роботи, вимогами до габаритів і маси з’єднання.

7.6 Основні параметри різьби

Зовнішній діаметр різьби d (рис. 7.4) – діаметр уявного циліндра, описаного навколо вершин зовнішньої різьби або впадин внутрішньої.

Внутрішній діаметр різьби d_1 – діаметр уявного циліндра, вписаного у впадини зовнішньої різьби або у вершини внутрішньої. ***Середній діаметр різьби*** d_2 – діаметр уявного співвісного з різьбою циліндра, твірна якого перетинає профіль різьби в точці, де ширина канавки дорівнює ширині виступу.

Для конічної різьби вказані діаметри визначають в розрахунковому перетині, розміщеному на заданій відстані від бази конуса.

Робоча висота профілю *h* – висота стикання сторін профілю зовнішньої і внутрішньої різьби в напрямі, перпендикулярному до осі різьби. Вона дещо менша від теоретичної висоти *H* профілю за рахунок зрізів і закруглень.

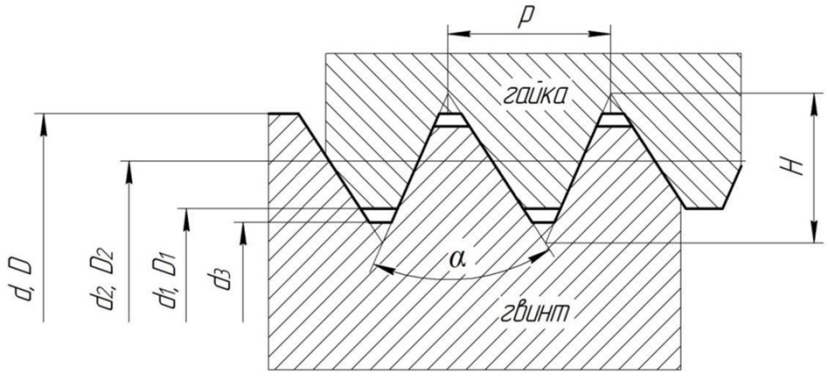


Рисунок 7.4

Крок різьби *p* – відстань між сусідніми однойменними боковими сторонами профілю в напрямі паралельному осі різьби.

Хід різьби p_z – величина відносного переміщення гвинта (гайки) за один оберт. Для однозахідної різьби $p_z = p$, для багатозахідної $p_z = z = p$,

де *z* – число заходів.

Кут профілю α – кут між боковими сторонами профілю.

Кут підйому різьби – кут утворений дотичною до гвинтової лінії в точці, яка лежить на середньому діаметрі різьби, і площиною перпендикулярною до осі різьби. Він визначається із такої залежності

7.7 Класифікація різьб, умовне позначення різьбових деталей

За призначенням різьби поділяють на ***кріпильні*** і ***ходові***. Кріпильні різьби призначені для різьбових з'єднань, а ходові – для гвинтових механізмів. Найпоширеніша серед кріпильних різьб – метрична, може використовуватися у гвинтових механізмах вимірювальних приладів.

За формою поверхні, на якій виконується різьба, розрізняють ***циліндричні*** і ***конічні*** різьби. Поширеніша циліндрична різьба, конічна використовується для щільних з'єднань, наприклад труб.

За профілем (контуром) розрізняють ***трикутні, прямокутні, трапецеїдальні, круглі*** та інші різьби.

За напрямом гвинтової лінії різьба може бути ***правою*** або ***лівою***. У правої різьби гвинтова лінія йде зліва направо і вверх, у лівої – справа наліво і вверх. Поширеніша права різьба, ліва використовується тільки в спеціальних випадках, наприклад, коли напрям обертання деталі співпадає з напрямом відгвинчування.

Залежно **від числа заходів** різьби поділяють на ***однозахідні*** і ***багатозахідні*** (не більше трьох). У багатозахідних різьб по гвинтових лініях переміщуються два або три поряд розміщені профілі. Число заходів можна визначити з торця гвинта за кількістю збігаючих витків. Найбільш поширена однозахідна різьба. Кріпильні різьби, як правило, однозахідні. Багатозахідні різьби частіше використовують у гвинтових механізмах.

Різьба, утворена на зовнішній циліндричній або конічній поверхні, називається ***зовнішньою*** різьбою (болт, гвинт та ін.). Різьба, утворена на внутрішній циліндричній або конічній поверхні, називається ***внутрішньою*** різьбою (гайка, різьбове гніздо та ін.).

Всі різьби (крім прямокутної) стандартизовані (терміни, основні параметри, позначення, розміри, допуски і посадки).

За геометричною формою різі поділяють на:

кріпильну метричну різь, стандартизовану, з трикутним профілем нарізання з кутом при вершині 60º; дюймову 55 º, всі параметри вимірюються в дюймах (1дюйм =25,4мм);

прямокутну, нестандартну;

трапецеїдальну, стандартизовану;

упорну, стандартизовану;

круглу, стандартизовану.

Метрична різьба є найбільш поширеною трикутною кріпильною різьбою, виготовляють її з нормальним і малим кроком. При зменшенні кроку зменшується висота різьби і кут підйому різьби, а внутрішній діаметр збільшується.

Кріпильну метричну різьбу частіше виконують з нормальним кроком, оскільки вона менш чутлива до зношування і неточностей виготовлення. Різьби з малим кроком менше ослаблюють стержень гвинта і характеризуються підвищеним самогальмуванням, тому і використовуються в різьбових з'єднаннях, що зазнають дії змінних навантажень, а також в порожнистих тонкостінних деталях.

Умовне позначення стандартних кріпильних різьбових деталей.

Болти, гвинти і шпильки умовно позначають так.

Назва деталі – номінальний діаметр різьби – крок різьби (нормальні кроки не проставляють) – довжина деталі – клас міцності – номер стандарту.

Наприклад: **Болт М16х80.4.6 ГОСТ 7805-70**

позначає болт з шестигранною головкою нормальної висоти з метричною різьбою номінального діаметра 16мм, з нормальним кроком 2мм, довжина болта 80мм, клас міцності 4.6.

7.8 Розрахунок різьбових з'єднань

Для забезпечення нормальної роботоздатності різьбові з'єднання, як правило, затягують загвинчуванням гайки. При цьому на гвинт діє осьова сила F_a. Знайдемо співвідношення між зовнішнім моментом, прикладеним до гайки (моментом загвинчування) і осьовою силою, яка при цьому виникає.

При розрахунку різьбових з'єднань визначають діаметр стержня болта або гвинта з умови міцності на розрив, а різьбу перевіряють на зріз і зминання.

Перевірку міцності різьби виконують за умовними напруженнями, які порівнюють з допустимими, при цьому вважають, що всі витки різьби навантажені рівномірно.

7.9 Загальні відомості про заклепкові з'єднання

Заклепкові з'єднання до недавнього часу були основним видом нероз'ємного з'єднання. Зараз область їх використання різко звузилась у зв'язку з доступністю зварювання. Такі з'єднання використовують там, де вібрації (літакобудування, кораблебудування), тому що надійність зварних з'єднань у таких випадках різко падає. Заклепками також з'єднують деталі виготовлені з матеріалів, що важко зварюються.

Технологія виготовлення заклепкового з'єднання зображена на рис. 7.5.

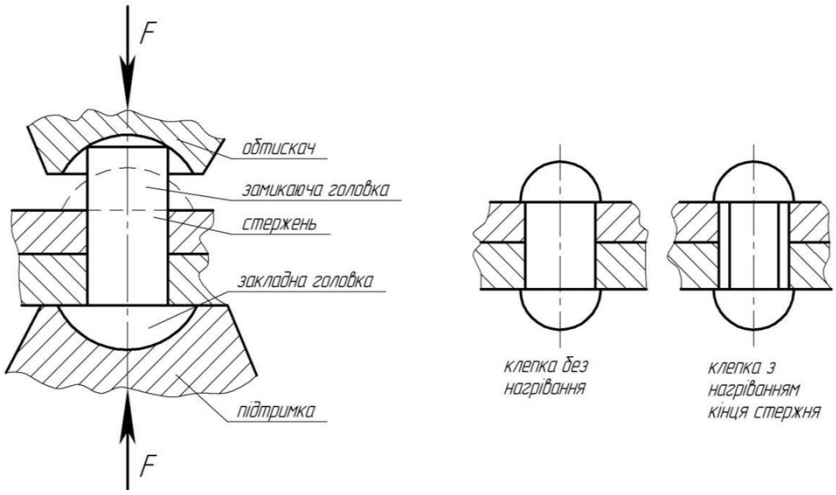


Рисунок 7.5

Отвори під заклепки виготовляють свердлінням, або продавлюванням (пробиванням). Від способу виготовлення отвору залежить міцність з'єднання. Перший спосіб продуктивніший. Процес утворення замикаючої головки називають клепкою. Він може здійснюватися або вручну, або на спеціальних клепальних машинах.

Основний критерій роботоздатності та розрахунку заклепкових з'єднань – це міцність (статична або втомленість), так як руйнування відбувається у місці з'єднань деталей та вузлів.

Основні типи заклепок нормальної точності регламентовані стандартом. Матеріал для виготовлення заклепок – це маловуглецева сталь марок Ст.2, Ст.3, 10кп, 20кп; легована сталь 09Г2 або легована нержавіюча сталь Х18Н9Т. У спеціальних випадках використовують заклепки з кольорових сплавів, переважно із сплавів марок Л62, М3, АД1,

Д18П. Бажано, щоб матеріал заклепки відповідав основному матеріалу, в іншому випадку при наявності вологи виникає гальванічна пара, яка призводить до швидкого руйнування з'єднання.

7.10 Загальні відомості про зварні з'єднання

Зварні з'єднання – це нероз'ємні з'єднання, основою їх є використання сил молекулярного зчеплення матеріалу з'єднуваних деталей. Виконують їх місцевим нагріванням з'єднуваних деталей.

Переваги. Зварні з'єднання є найбільш досконалими нероз'ємними з'єднаннями; дозволяють виготовляти деталі необмежених розмірів; міцність при статичних і ударних навантаженнях доведена до міцності основного металу; освоєне зварювання всіх конструкційних сталей, високі економічні показники.

Застосування зварних конструкцій забезпечує суттєву економію металу порівняно з клепаними (15…20%), литими (30% для стального литва і 50% для чавунного литва).

Недолік зварки – це нестабільність якості шва, що залежить від кваліфікації зварювальника.

Зварні з'єднанні поділяють на стикові і напускові.

Контрольні запитання

1 Яке призначення шпонкових з'єднань? Їх різновид. Недоліки шпонкових з'єднань.

2 В яких випадках застосовують призматичні шпонки? Як виконують для них пази в маточині і на валу?

3 Які переваги мають з'єднання із сегментними шпонками й у яких випадках рекомендують застосовувати такі з'єднання?

4 Які основні критерії працездатності з'єднань із призматичними і із сегментними шпонками? Як установлюють розміри призматичних і сегментних шпонок?

5 Які з'єднання (із призматичними або із сегментними шпонками) можуть забезпечити передачу великих обертаючих моментів?

6 Які шпонки (призматичні, сегментні) можна застосовувати для з'єднання рухливого блока шестерень із валом коробки передач? Чому?

7. Яке призначення шліцьових з'єднань? Їх різновид.

8. Які переваги мають шліцьові з'єднання в порівнянні зі шпонковими?

9. Які застосовують засоби центрування шліцьових прямобічних і евольвентних з'єднань? Чим обумовлений вибір способу центрування?

10. Які основні критерії працездатності шліцьових з'єднань? Як установлюють розміри шліцьових з'єднань?

8 МУФТИ ПРИВОДІВ

8.1 Загальні відомості
8.2 Класифікація муфт
8.3 Основні властивості пружних муфт
8.4. Зчіпні керовані муфти. Зчіпні фрикційні муфти
8.5 Запобіжні муфти. Відцентрові муфти. Обгінні муфти

8.1 Загальні відомості

Муфтою називають устрій для з'єднання кінців валів або валів із вільно встановленими на них деталями (зубчастими колесами, шківами і т.д.). *Муфти передають обертаючий момент без зміни його значення і напрямку.* Деякі типи муфт додатково можуть сприяти зниженню в машинах шкідливих навантажень, оберігати від перевантажень, включати і виключати виконавчий елемент машини без зупинки двигуна.

Призначення приводних **муфт** – передача крутного моменту між валами (рис. 12.1), що є продовженням один одного, або між валом і встановленими на ньому деталями: зубчастими колесами, шківами, зірочками тощо.

Крім передачі моменту, муфти окремих видів виконують інші функції (для включення і виключення виконавчого механізму при безперервно працюючому двигуні, для запобігання машин від перевантаження, для компенсації шкідливого впливу неспіввісності валів, для зменшення динамічних навантажень тощо).

В машинобудуванні застосовують різні муфти: гідравлічні, механічні, пневматичні, електромагнітні, їх комбінації тощо. Найбільш простими і тому найчастіше застосовуваними є механічні, які і будемо розглядати.

8.2 Класифікація муфт

По керованості муфти приводів розділяють на: ***некеровані*** (нерозчеплювані), ***керовані*** (зчіпні), ***самокеровані*** (автоматичної дії).

Некеровані (нерозчеплювані) муфти здійснюють постійне з'єднання валів між собою. Довгі вали, які за умовами виготовлення і транспортування роблять складеними, з'єднуючи окремі частини глухими муфтами.

Внаслідок неточностей виготовлення і монтажу, деформацій при передачі навантаження неминуче відносне зміщення валів, що з'єднуються . Для зниження шкідливих навантажень на вали внаслідок їхнього зміщення застосовують *компенсуючі* муфти: *жорсткі* або *пружні.* Пружні муфти здатні згладжувати динамічні навантаження (поштовхи, удари і вібрацію) унаслідок наявності *металевих* або *неметалевих пружних елементів* (сталевих пружин, стрижнів, гумових втулок, диска, шайби, оболонки, тощо).

Керовані (зчіпні) муфти допускають за допомогою механізму керування зчеплення і розчіплювання валів, що обертаються або нерухомих валів. *За принципом роботи* розрізняють муфти синхронні з *профільним замиканням* (кулачкові, зубчасті) і асинхронні - *фрикційні. За формою поверхні тертя* фрикційні муфти поділяють на *дискові, конусні* і *циліндричні.*

Самокеровані муфти автоматично роз'єднують вали при змінюванні заданого режиму роботи машини. Для оберігання машини від перевантажень, викликаних технологічним процесом або неправильною експлуатацією, служать *запобіжні* муфти. Для забезпечення плавного пуску машин із великими масами, що прискорюються

застосовують відцентрові муфти. Передачу моменту та обертання тільки в одному напрямку забезпечують обгінні муфти, що спрацьовують автоматично (муфти вільного ходу).

Діаметри посадкових отворів муфти узгоджують із діаметрами кінців валів, що з'єднуються і які можуть бути різними при тому ж самому обертаючому моменті, внаслідок застосування різних матеріалів і різноманітного навантаження згинальними моментами. *Стандартні муфти* кожного типорозміру *виконують для деякого діапазону діаметрів валів.*

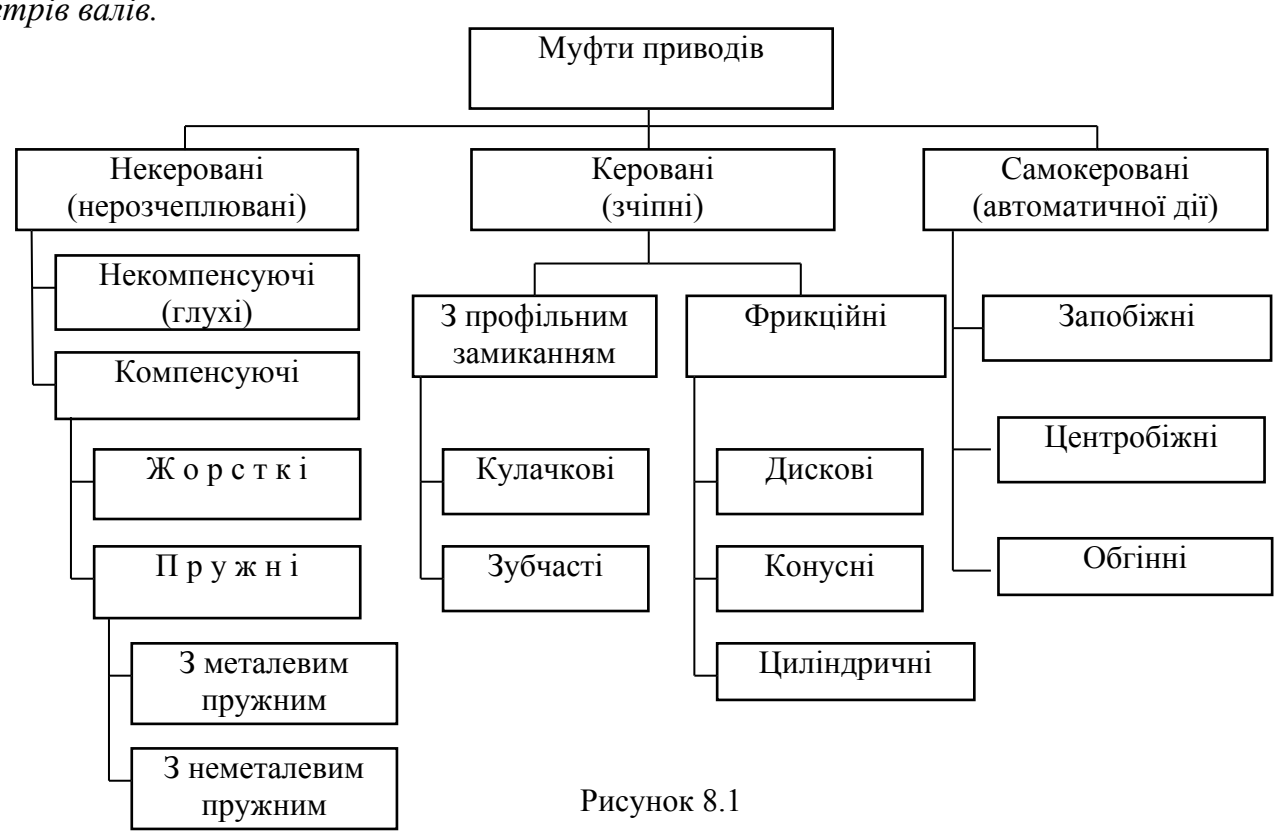


Рисунок 8.1

Муфти компенсуючі. Ці муфти призначені для компенсації неточності монтажу: *муфта шліцьова*; *муфта шарнірна*; *муфта зубчаста*, *універсальна*.

Муфти пружні. Такі муфти крім з'єднання валів пом'якшують ударні навантаження, захищають механізм від резонансних коливань. Це досягається використанням пружних елементів з нелінійною

Бажано, щоб гумовий пружний елемент працював на зсув, так як в цьому випадку його енергоємність стає більшою.

Муфта пружна втулково-пальцева (рис. 12.7). Використовують у приводах від електродвигуна з малими та середніми крутними моментами.

Пружними елементами є гофровані гумові втулки або кільця трапецеподібного перетину, кількість пальців $z = 4, 6, 8, 10, 12$.

Керовані муфти дозволяють з'єднувати і роз'єднувати вали за допомогою механізму керування муфтою без розбирання останньої.

Муфти кулачкові **Муфти запобіжні.** ***Муфта зі зрізним штифтом*** призначена для захисту машини від перевантажень. Муфти розраховують на передачу граничного моменту, тобто при досягненні останнього вона автоматично повинна роз'єднати вали (штифт повинен зрізатися).

8.3 Основні властивості пружних муфт

У цих муфтах обертаючий момент з однієї півмуфти на іншу передають через *пружний елемент:* неметалевий (гумовий, поліуретановий) або сталевий. *Пружний зв'язок півмуфт дозволяє компенсувати зміщення валів, знизити ударні навантаження за рахунок акумулювання і розсіювання енергії пружними елементами, змінити жорсткість усієї механічної системи з метою запобігання появі резонансних коливань.*

Деформування пружного елемента відбувається унаслідок відносного пружного повороту півмуфт при передачі обертаючого моменту, а також унаслідок взаємного переміщення півмуфт, що викликається компенсуванням зміщень валів, які з'єднуються.

Основні *характеристики пружних муфт* - ***жорсткість*** при крученні і ***демпфуюча здатність.*** Муфти бувають ***постійної*** **і** ***перемінної жорсткості.*** **У** муфтах із постійною жорсткістю залежність кута φ закручування муфти від переданого обертаючого моменту Т - лінійна (пряма 1, рисунок 8.2). Жорсткість С в цьому випадку визначають як відношення моменту до кута закручування муфти С =Т/φ. Розрізняють муфти перемінної жорсткості із *жорсткою* 2 або з *м'якою* 3 характеристикою. Жорсткість муфт із нелінійною характеристикою оцінюють похідною С = dT/dφ. у конкретній точці.

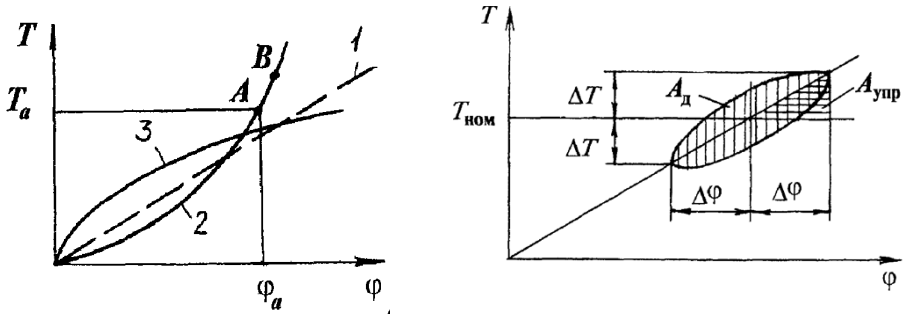


Рисунок 8.2

Під ***демпфуючою здатністю муфти***, приймають її здатність розсіювати, тобто перетворювати в теплоту енергію при деформуванні. Розсіювання енергії відбувається внаслідок *зовнішнього тертя на поверхні* пружних елементів і *внутрішнього тертя в матеріалі елементів.* У муфтах із сталевими пружними елементами переважає зовнішнє тертя, у муфтах із неметалевими пружними елементами - внутрішнє тертя.

Слід також мати на увазі, що жорсткість пружного елемента (модуль пружності) зростає зі зростанням швидкості деформування, тобто в роботі при ударному навантаженні і при коливаннях вона більша (до двох разів), чим у статиці. Жорсткість також зростає при зниженні температури.

Найбільше поширення одержали муфти з кількома пружними елементами, що працюють на стиск. Це пов'язане, головним чином, із тим, що окремі пружні елементи найчастіше не потрібно привулканізовувати до металевих частин муфти і їх можна легко заміняти, елементи можна виготовляти також і з листової гуми. Проте такі муфти, як правило, мають дуже високу жорсткість, а отже і невисокі демпфуючі властивості.

Муфта пружна втулочно-пальцьова (МУВП) передає момент через пальці і натягнуті на них пружні елементи у формі гофрованих втулок. Пружні елементи піддаються нерівномірному стиску. Форма їх забезпечує підвищення податливості і деяке вирівнювання напружень. Пальці своїми конічними хвостовиками закріплені в одній півмуфті і входять у циліндричні отвори іншої півмуфти.

8.4. Зчіпні керовані муфти. Зчіпні фрикційні муфти

Зчіпні керовані муфти служать для швидкого з'єднання і роз'єднання нерухомих валів або валів, що обертаються. Застосовують при строгій співвісності валів.

За принципом роботи розрізняють муфти синхронні *з профільним замиканням* (кулачкові, зубчасті) і асинхронні – *фрикційні.*

Муфти з профільним замиканням застосовують для передачі значних моментів при нечастих включеннях, необхідності жорсткого кінематичного зв'язку і необов'язковій плавності вмикання.

Фрикційні муфти застосовують для плавного з'єднання та роз'єднання валів під навантаженням на ходу в широкому діапазоні швидкостей при частих пусках і зупинках (наприклад, в автомобілях, пресах, верстатах).

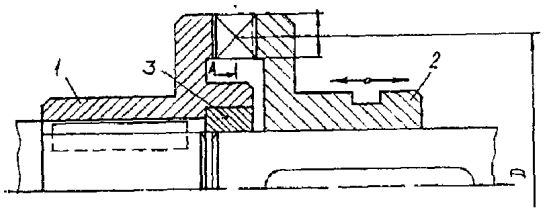
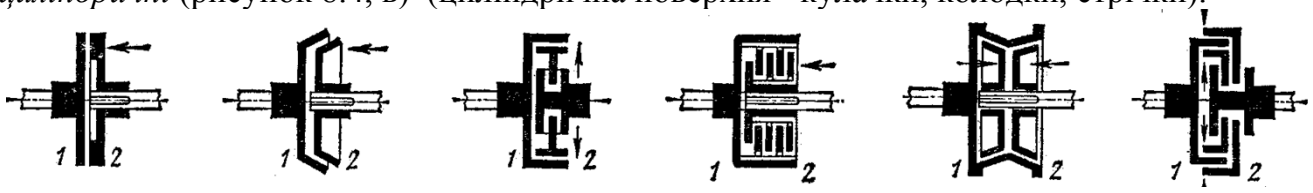


Рисунок 8.3

Кулачкові ***муфти.*** Складаються з двох півмуфт 1 і 2 із кулачками на торцевих поверхнях (рисунок 8.3) При вмиканні кулачки одної півмуфти входять у западини другої, створюючи жорстке зчеплення.

За *формою поверхні тертя* фрикційні муфти (рисунок 8.4) підрозділяють на: *дискові* (рисунок 8.4, а) (плоска поверхня), *конусні* (рисунок 8.4, б) (конічна поверхня) і *циліндричні* (рисунок 8.4, в) (циліндрична поверхня - кулачки, колодки, стрічки).



а) б) в) г) д) е)

Рисунок 8.4

Дискові муфти розрізняють: однодискові а) і багатодискові г); конусні з одинарним б) або подвійним конусом д); циліндричні з одною в) або кількома е) поверхнями тертя.

Найбільше поширення одержали дискові муфти.

8.5 Запобіжні муфти. Відцентрові муфти. Обгінні муфти

Запобіжні муфти призначені для захисту машин від руйнування при перевантаженнях. *Запобіжні муфти розташовують* якнайближче до *місця можливого виникнення перевантаження.* Муфти працюють при строгій співвісності валів.

За принципом роботи запобіжні муфти підрозділяють на *пружинно-кулачкові, фрикційні* та *з елементом, що руйнується.*

Пружинно-кулачкова запобіжна муфта по конструкції аналогічна зчіпній кулачковій (рисунок 26.1), тільки рухливу в осьовому напрямку півмуфту притискають до нерухомої не механізмом керування, а постійно діючою пружиною з регульованою силою притискання. Регулювальний устрій, як правило, гвинтового типу. Трапецеїдальні кулачки виконують невеликої висоти з кутом α профілю 30, 45 або 60°. При перевантаженні сума осьових складових сил F_0 на гранях кулачків перевищує притискну силу пружини, і муфта спрацьовує - відключає ведений вал та багаторазово поклацує кулачками (за це їх часто називають тріскачками), подаючи звуковий сигнал про перевантаження. Спрацьовування муфти супроводжують значні ударні навантаження, тому ці муфти *застосовують для передачі невеликих обертаючих*

моментів при малих частотах обертання і малих махових моментах мас, що з'єднуються .

Кулачки пружинно-кулачкової запобіжної муфти перевіряють на *зносостійкість* і *міцність* аналогічно методиці перевірки зчіпних кулачкових муфт.

Фрикційні запобіжні муфти застосовують при частих короткочасних перевантаженнях і значних частотах обертання. Конструкція цих муфт аналогічна конструкції зчіпних фрикційних муфт (рисунок 26.4, 26.5). Силу натискання створюють пружиною, відрегульованою на передачу граничного обертаючого моменту $T_{пред}$. *При спрацьовуванні муфта прослизає і поглинає механічну енергію, перетворюючи її в теплову, передача ж обертаючого моменту при цьому не припиняється.* Пружини періодично регулюють, тому що по мірі зносу поверхонь тертя, диски зближаються, зменшуючи тим самим силу стиску пружини. Частіше других у якості запобіжних використовують *сухі багатодискові* муфти, розміри яких підбирають по стандарту або приймають конструктивно, а потім перевіряють розрахунком на *зносостійкість* поверхонь тертя аналогічно зчіпним фрикційним муфтам.

Запобіжні муфти з елементом, що руйнується, виконують із спеціальним запобіжним елементом у формі штифта або шпонки, який працює на зріз.

Відцентрові муфти служать для з'єднання і роз'єднання валів при досягненні ведучим валом заданої частоти обертання. Відцентрові муфти підрозділяють на *муфти з тягарями* (із колодками) і *муфти* із *сипучим наповнювачем* (сталевий шрот, суміш сталевого і графітового порошку з мастилом). *Застосовують* у якості ***пускових,*** тобто для розгону механізмів *із великими маховими* масами (прокатні стани, преси та ін.) при двигуні з малим пусковим моментом або для підвищення плавності *пуску.*

Відцентрова муфта з тягарями являє собою фрикційну муфту, у якої механізмом керування служать *тягарі* 3 (рис 8.5), які знаходяться під дією відцентрових сил. При досягненні ведучим валом заданої частоти обертання відцентрові сили, переміщуючи *тягарі з фрикційними накладками* в радіальному напрямку по направляючій ведучої півмуфти 1, плавно притискають їх до веденої півмуфти 2 - включають муфту. Передачу моменту здійснюють за рахунок сил тертя на поверхнях тертя муфти при їх притисненні. Направляючий штифт 4 запобігає осьовому зміщенню тягаря.

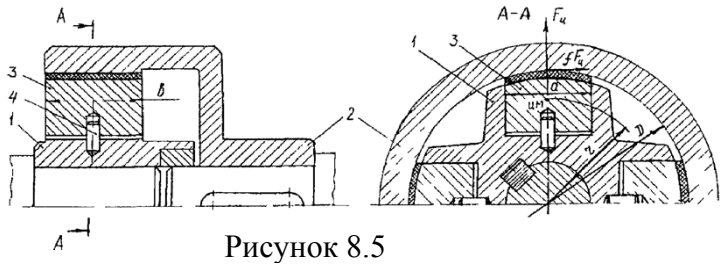


Рисунок 8.5

Обгінні муфти служать для передачі обертаючого моменту в однім напрямку і допускають вільне відносне обертання в протилежному, автоматично роз’єднуючи вали. Тому їх також називають муфтами вільного ходу. Термін "обгінні муфти" відбиває те, що муфти допускають обгін ведучого вала веденим, якщо той одержує більш швидке обертання від іншого кінематичного ланцюга.

Найбільше поширення одержали *фрикційні обгінні муфти з роликами*, спроможні передавати значні обертаючі моменти при високих швидкостях і будь-якій частоті вмикань. Ці муфти працюють безшумно, мають малий "мертвий хід". Застосовують у верстатах, вертольотах, автомобілях (привод шестерні стартера), мотоциклах, велосипедах і т.п. Недоліки обгінних муфт із роликами: обов'язковість строгої співвісності валів, необхідність підвищеної точності виготовлення, неможливість регулювання.

Трьохроликова муфта, що вмонтована в з'єднання шестерні з валом, показана на рисунку 8.6. Складається з двох півмуфт: обойми 1 і зірочки 2. Обойма нерухомо сполучена з валом, її робоча поверхня виконана гладкою циліндричною діаметром D. Зірочка конструктивно об'єднана із шестернею, має вирізи для циліндричних роликів 3. Зірочка й обойма утворять порожнини, що звужуються. Під дією слабкої пружини 4 ролик знаходиться в постійному контакті з обоймою.

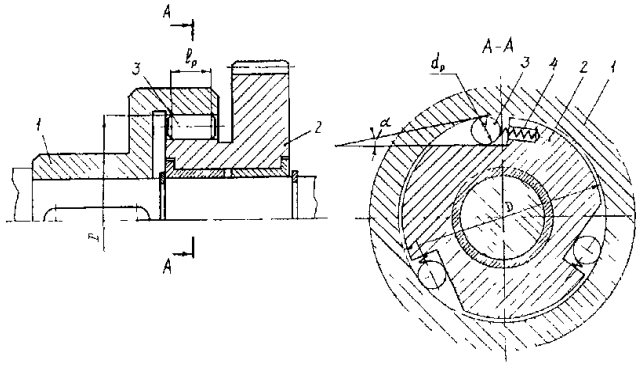


Рисунок 8.6

Центрування півмуфт виконано шляхом установки півмуфт на одному валу і застосування підшипника ковзання. Ведучою може бути як зірочка, так і обойма. Якщо ведучою є зірочка, то муфта може передавати обертання по напрямку руху годинникової стрілки, а якщо ведучою є обойма - проти руху годинникової стрілки.

При передачі обертаючого моменту ролики, заклинюючись між півмуфтами в частині порожнини, що звужується утворюють їх жорстке зчеплення. При перевищенні частотою обертання веденого вала частоти обертання ведучого (при обгоні) ролики розклинюючись викочуються в розширену частину порожнини - муфта автоматично виключається *При зупинці ведучого вала ведений вал може продовжувати обертатися.*

Контрольні запитання

1. Яке призначення муфт приводів?
2. Чому пружні муфти знижують динамічні навантаження у приводі?
3. Чому муфти з гумовим пружним елементом мають перемінну жорсткість?
4. Чому в пружних муфтах із нелінійною характеристикою не відбувається катастрофічного зростання амплітуди моменту в зоні резонансу?
5. Що являється причиною руйнування муфти з гумовою конусною шайбою?
6. По яких напруженнях розраховують муфту МУВП?
7. По яких напруженнях розраховують пружний елемент муфти з зірочкою?
8. Яка навантажувальна характеристика муфти зі спіральними витими пружинами?
9. Які переваги пружних компенсуючих муфт? У яких випадках доцільно застосовувати гумові, а в яких - металеві пружні елементи?
10. З якою метою в приводах застосовують відцентрові муфти?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Деталі машин [Текст] : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Электронный ресурс] : учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - 11-е изд. стер. - Электрон. текстовые дан. - М. : Издательский центр "Академия", 2008. - 1 файл ; 496 с.

3. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Электронный ресурс] : учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - 5-е изд., перераб. и доп. - Электрон. текстовые дан. - М. : Высшая школа, 1998.

4. Дунаев, П. Ф. Конструированиеузлов и деталей машин [Текст] : учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - Изд. 4-е, перераб. и доп. - М. : Высшая школа, 1985. - 416 с.

5. Киркач, Н. Ф. Расчет и проектирование деталей машин [Текст] : [учеб. пособие для техн. вузов] / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. - 3-е изд., перераб. и доп. - Х. : Основа, 1991. - 275 с.

6. Киркач, Н. Ф. Расчет и проектирование деталей машин [Электронный ресурс] : учеб. пособие / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. - 3-е изд., испр. и доп. - Электрон. текстовыедан. - Х. : Основа, 1991. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

7. Павлище, В. Т. Основи констуювання та розрахунок деталей машин [Текст] : підручник / В. Т. Павлище. - К. : Вища школа, 1993. - 556 с.

8. Шелофаст, В. В. Основы проектирования машин. Примеры решения задач [Электронный ресурс] / В. В. Шелофаст, Т. Б. Чугунова. - Электрон. текстовые дан. - М. : Изд-во АПМ, 2004. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM) ; 240 с.