

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

ТЕКСТИ (КОНСПЕКТ) ЛЕКЦІЙ З ДИСЦИПЛІНИ

Прикладна механіка (Частина III)

ДЕТАЛІ МАШИН (продовження)

для студентів заочної форми навчання

спеціальностей 8.092206 “Електричні машини і апарати”,

8.090403 “Ливарне виробництво чорних і кольорових металів”,

8.090603 “Електротехнічні системи електроспоживання”,

8.092203 “Електромеханічні системи автоматизації та електропривод”

Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Прикладна механіка” (Частина ІІ). Опір матеріалів для студентів заочної форми навчання спеціальностей 8.092206 “Електричні машини і апарати”, 8.090403 “Ливарне виробництво чорних і кольорових металів”, 8.090603 “Електротехнічні системи електроспоживання”, 8.092203 “Електромеханічні системи автоматизації та електропривод” /Укл.: Б.О. Трескунов, В.Г. Шевченко. – Запоріжжя: ЗНТУ. 2003. – 164 с.

Укладачі: Б.О. Трескунов, доцент, к.т.н.
В.Г. Шевченко, доцент, к.т.н.

Рецензент: С.М. Борисова, ст. викладач

Експерти: В.Г. Савельєв, доцент, к.т.н.
В.М. Снігірьов, доцент, к.т.н.
Б.С. Сперанський, професор, д.т.н.
В.В. Попов, доцент, к.т.н.
І.Д. Труфанов, доцент, к.т.н.

Відповідальний
за випуск: В.Г. Шевченко зав. каф.

Затверджено
на засіданні кафедри “Механіка”

Протокол № 6 від “31” січня 2002 р.

Рекомендовано до видання НМО спеціальності як текст (конспект) лекцій з дисципліни “Прикладна механіка” (Частина ІІІ). Теорія машин та механізмів” для студентів спеціальностей 8.092206 “Електричні машини і апарати”, 8.090403 “Ливарне виробництво чорних і кольорових металів”, 8.090603 “Електротехнічні системи електроспоживання”, 8.092203 “Електромеханічні системи автоматизації та електропривод”.

Протокол № від “31” січня 2002 р.

ЗМІСТ

14 Лекція 18. Основи проектування та конструювання деталей машин.	135
14.1 Зміст понять проектування і конструювання.	135
14.2 Загальні вимоги до машин та їх елементів.	137
14.3 Розрахунки при проектуванні і конструюванні.	138
14.4 Жорсткість, вібро- і теплостійкість елементів машин.	139
14.4.1 Поняття про жорсткість та шляхи її забезпечення.	139
14.4.2 Поняття про вібро- і теплостійкість елементів машин.	139
14.5 Машинобудівні матеріали.	141
14.5.1 Сталі, їх застосування і методи зміцнення.	141
14.5.2 Чавуни ті їх властивості.	142
14.5.3 Сплави кольорових металів.	143
14.5.4 Неметалеві матеріали.	144
14.6 Стандартизація при конструюванні машин.	145
15 Лекція 19. Точність виготовлення деталей машин.	146
15.1 Взаємозамінність і поняття про допуски та посадки.	146
15.1.1 Взаємозамінність.	146
15.1.2 Поняття про розміри та їхні відхилення.	147
15.1.3 Поняття про допуски та якості.	149
15.1.4 Посадки деталей та системи утворення посадок.	151
15.2 Шорсткість поверхонь деталей машин.	155
16 Лекції 20 і 21. З'єднання деталей машин.	157
16.1 Різьбові з'єднання.	158
16.1.1 Кріпильні різьби та їхні основні параметри.	158
16.1.2 Кріпильні різьбові деталі, їхні конструкції та матеріали.	160
16.1.3 Розрахунок вигуків різьби на міцність.	163
16.1.4 Розрахунок на міцність стержня болта (гвинта) для різних випадків навантаження з'єднання.	165
16.1.4.1 З'єднання незатягнутим болтом, що навантажене зовнішньою осьовою силою.	165
16.1.4.2 З'єднання затягнутим болтом без зовнішнього навантаження.	166
16.1.4.3 Болтове з'єднання деталей, що навантажені силами зсуву.	168
16.1.5 Розрахунок групових болтових з'єднань.	170
16.1.5.1 Болтове з'єднання навантажене осьовою силою, що походить через центр ваги площини стику деталей.	170

16.1.5.2 Болтові з'єднання навантажені силами, що діють у площині стику деталей.	172
16.1.5.3 Довільне навантаження болтового з'єднання.	173
16.1.6 Клинові або фрикційно-гвинтові з'єднання.	175
16.1.7 Допустимі напруження та запаси міцності при розрахунках різьбових з'єднань.	178
16.2 Шпонкові з'єднання.	179
16.2.1 Основні види шпонкових з'єднань та область їхнього застосування.	179
16.2.2 Розрахунок ненапружених шпонкових з'єднань.	182
16.3 Штифтові з'єднання.	187
16.4 Зварні з'єднання.	185
16.4.1 Види зварних з'єднань і типи зварних швів.	186
16.4.2 Розрахунок зварних з'єднань і типи зварних швів.	189
16.5 Заклепкові з'єднання.	195
16.5.1 Конструкції заклепкових з'єднань та області їх використання.	195
16.5.2 Розрахунок заклепкових з'єднань.	197
16.5.3 Допустимі напруження в розрахунках заклепкових з'єднань.	199
16.6 З'єднання деталей паянням та склеюванням.	200
16.6.1 Паяні з'єднання.	201
16.6.2 Клейові з'єднання.	203
17 Лекції 22 і 23. Механічні зубчасті передачі.	204
17.1 Циліндричні зубчасті передачі.	205
17.1.1 Види руйнування зубців та критерії їх працездатності.	208
17.1.2 Параметри прямо- та косозубих зубчастих передач	209
17.1.3 Навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач	213
17.1.4 Розрахунок циліндричних зубчастих передач на міцність.	215
17.1.4.1 Проектний розрахунок циліндричних зубчастих передач.	215
17.1.4.2 Перевірочний розрахунок циліндричних зубчастих передач	220
17.2 Черв'ячні передачі.	226
17.2.1 Параметри черв'ячної передачі.	228
17.2.2 Матеріали і конструкції деталей черв'ячної передачі.	
Критерії роботоздатності та розрахунків.	233

17.2.3 Допустимі напруги у розрахунках черв'ячних передач.	235
17.2.4 Навантаження на зубці черв'ячного колеса.	237
17.2.5.1 Проектний розрахунок черв'ячної передачі.	239
17.2.5.2 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактні втому і міцність.	241
17.2.5.3 Особливості розрахунку зубців черв'ячного колеса на згин.	243
17.2.6 Розрахунок на жорсткість.	244
17.2.7 ККД черв'ячної передачі та її тепловий розрахунок.	245
18 Лекції 24 і 25. Вали, підшипники та муфти.	248
18.1 Вали.	250
18.1.1 Розрахункові схеми валів і їх критерії розрахунку.	253
18.1.2 Цикли напруги, що зустрічаються у валах.	254
18.1.3 Проектний розрахунок валів та їхнє конструювання.	256
18.1.4 Розрахунок валів на втомну міцність.	260
18.1.5 Розрахунок валів на жорсткість.	260
18.2 Підшипники кочення.	261
18.2.1 Загальні відомості.	266
18.2.2 Види руйнувань і критерії розрахунку підшипників кочення.	266
18.2.3 Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипники кочення.	267
18.2.4 Підбір підшипників за динамічною вантажністю.	268
18.3 Підшипники ковзання.	271
18.3.1 Загальні відомості.	271
18.3.2 Критерії роботоздатності та розрахунку підшипників ковзання.	274
18.3.3 Умовні розрахунки підшипників ковзання.	274
18.4 Муфти приводів.	277
18.4.1 Загальні відомості та класифікація муфт.	277
18.4.2 Некеровані муфти.	278
18.4.3 Керовані муфти.	285
18.4.4 Самокеровані та комбіновані муфти.	289
Література	293

ЛЕКЦІЯ 18

14 ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ТА КОНСТРУЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

14.1 Зміст понять проектування і конструювання

Інженерне проектування - це неперервний процес, в якому наукова і технічна інформація використовується для створення нового пристрою, машини або системи, що дають суспільству певну користь. Нові вироби розробляє інженерно-технічний персонал шляхом проектування і конструювання. Проектування і конструювання є процесами взаємопов'язаними, доповнюючи один одного. Конструктивна форма об'єкта уточнюється за допомогою методів проектування - виконанням розрахунків експлуатаційних параметрів, на міцність і надійність, оптимізацію проектних рішень.

Проектування передуює конструюванню і є пошуком науково обгрунтованих, технічно здійснених та екологічно доцільних рішень. Результат проектування - проект створюваного об'єкта.

Конструювання - це створення конкретної однозначної конструкції об'єкта згідно з проектом. Конструкція передбачає спосіб з'єднання, взаємодію частин, а також матеріал, з якого виготовляються окремі елементи.

Проектування і конструювання мають одну мету - створення нового виробу, який ще не існує, або існує в іншій формі і має інші розміри.

Процес створення нової машини, приладу або споруди можна розділити на ряд етапів. Практикою вироблена така найзручніша послідовність проектування і конструювання:

Технічна пропозиція - початкова стадія проектування, яка є відповіддю проєктувальника на поставлену задачу, вимоги і обмеження, що наведені в технічному завданні.

Ескізний проект розробляється в тому разі, коли це передбачено технічним завданням або протоколом розгляду технічної пропозиції. На цьому етапі проводиться конструкторське опрацювання оптимального варіанта до рівня принципових конструкторських рішень, які дають загальне уявлення про будову і принципи роботи об'єкта.

Технічний проект виконується після ескізного проектування і містить сукупність конструкторських документів, які відображають повне технічне розв'язування проблеми і всі дані, достатні для повного уявлення про будову всього об'єкта і його складових частин, принцип роботи і взаємодію основних елементів.

Робоча конструкторська документація потрібна для забезпечення можливості виготовлення дослідного зразка або початкової серії спроектованого виробу.

Наявність всіх стадій при розробці нових технічних об'єктів не завжди є обов'язковою. Часто окремі стадії розробки об'єднуються і таким чином скорочується час проектних робіт.

До конструкторських документів належать графічні і текстові документи, які окремо або в сукупності визначають склад і будову виробу і вміщують потрібні дані для його виготовлення, контролю, приймання, експлуатації і ремонту. Нижче наведені деякі види конструкторських документів.

Креслення деталі - графічний документ, який містить зображення деталі й інші дані для її виготовлення і контролю.

Складальне креслення - графічний документ, який містить зображення складальної одиниці й інші дані, потрібні для її складання (виготовлення) і контролю.

Схема - графічний документ, на якому у вигляді умовних зображень або позначень показані складові частини виробу і зв'язки між ними. Схеми бувають кінематичні, гідравлічні, пневматичні, електричні та інші.

Специфікація - текстовий документ, який визначає склад складальної одиниці, комплексу чи комплекту.

Розрахунок - текстовий документ, який містить розрахунки параметрів і характерних величин виробу, наприклад кінематичний розрахунок, розрахунок розмірних ланцюгів, розрахунок на міцність та інше.

Пояснювальна записка - текстовий документ, який містить опис будови і принципи дії спроектованого виробу, а також обґрунтування технічних і техніко-економічних рішень, прийнятих при розробці виробу. **Інструкція** - текстовий документ, який містить вказівки і правила для виготовлення або експлуатації виробу.

Для різних стадій, або етапів, проектування та конструювання технічних об'єктів обов'язковою є розробка тих чи інших конструкторських документів.

14.2 Загальні вимоги до машин та їхніх елементів

Якість машин, приладів та інших технічних об'єктів, а також їхніх окремих складальних одиниць і деталей залежить від деяких загальних вимог, які повинен задовольняти створюваний об'єкт. Розглянемо загальні вимоги, які треба брати до уваги на всіх етапах і стадіях проектування та конструювання машин.

Роботоздатність - поняття, що визначає такий стан машини або довільної її складальної одиниці чи деталі, при якому вона здатна виконувати задані функції з параметрами щодо вимог технічної документації зі збереженням міцності, незмінності форми і розмірів. стійкості проти спрацювання, потрібної жорсткості, тепло- і вібростійкості. Ці показники роботоздатності, порушення яких спричиняє вихід з ладу машини чи деталі, називають критеріями роботоздатності.

Високі експлуатаційні показники машини оцінюють існуючими зразками подібних машин. При збереженні або зменшенні маси і габаритних розмірів нова машина повинна забезпечувати більш високі продуктивність і ККД, менше споживання енергії, підвищену точність, менші затрати праці на обслуговування і ремонт тощо.

Висока надійність - властивість машини, складальної одиниці або деталі виконувати задані функції, зберігаючи при цьому свої експлуатаційні показники в допустимих межах, протягом наперед заданого проміжку часу. Показником надійності може бути ймовірність безвідказної роботи машини в призначеному інтервалі часу.

Безпечність в експлуатації характеризує придатність конструкції машини до нормальної експлуатації протягом визначеного технічною документацією строку служби без аварійних руйнувань, небезпечних для обслуговуючого персоналу, виробничого обладнання, а також інших суміжних об'єктів.

Технологічність і економічність конструкції машини чи деталі - це її найбільша простота і найменші матеріальні затрати при її виготовленні.

Екологічність машини - здатність її виконувати свої функції без шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Усі ці вимоги в значній мірі взаємопов'язані, і лише повне задоволення їх дає можливість досягнути високої якості машин при проектуванні і конструюванні.

14.3 Розрахунки при проектуванні і конструюванні

Проектування і конструювання машин нерозривно пов'язані з розрахунками, за допомогою яких встановлюється технічна характеристика, кінематичні параметри, розміри і форма навантажених деталей, запас міцності, довговічність для усіх умов експлуатації і для всіх навантажень. Розрахунки і конструювання поєднані між собою.

У проектуванні використовують такі види розрахунків: **геометричні** (розрахунок розмірних ланцюгів, координат, зазорів); **кінематичні** (розрахунок переміщень, швидкостей, прискорень, передаточних чисел кінематичних ланцюгів та ін.); **динамічні** (розрахунок навантажень деталей і їхніх змін у часі); **розрахунки на міцність і жорсткість** (визначення напружень та деформацій елементів машини в робочих режимах); **енергетичні** (розрахунки затрат енергії, параметрів енергетичного балансу); **техніко-економічні** (розрахунки продуктивності, вартості, ефективності використання).

Той чи інший розрахунок треба виконувати за такою схемою: а) підбір вихідних даних для розрахунку; б) складання розрахункової схеми; в) визначення основних критеріїв роботоздатності об'єкта розрахунку; г) безпосереднє виконання розрахунку; д) формулювання висновків і заключень.

Розрахунки на міцність та жорсткість залежно від їх місця в усьому процесі проектування і конструювання поділяють на проектні та перевірочні.

Проектні розрахунки використовують для визначення вихідних розмірів деталей чи їх елементів, до того ж ці розрахунки в більшості випадків виконують за спрощеними методиками.

Перевірочні розрахунки є обов'язковими і найбільш точними. Вони виконуються за потрібними критеріями роботоздатності на кінцевих етапах проектування і конструювання для всіх відповідальних деталей машин.

Для деталей високого ступеня відповідальності або деталей складної форми з точно не встановленим характером навантаження доцільно проводити експериментальну перевірку розрахунків.

14.4 Жорсткість, вібро- і теплостійкість елементів машин

14.4.1 Поняття про жорсткість та шляхи її забезпечення

Жорсткість - здатність деталей чинити опір зміні їх форми при дії експлуатаційних навантажень.

Розрізняють **власну жорсткість** деталі, обумовлену деформаціями всього матеріалу деталі, і **контактну жорсткість**, яка пов'язана з деформаціями тільки поверхневих шарів матеріалу деталі в зоні контакту з іншою деталлю.

Жорсткість оцінюють співставленням розрахункових деформацій деталей (прогинів f , кутів повороту перерізів θ , кутів закручування φ та ін.) при дії максимальних експлуатаційних навантажень з припустимими деформаціями.

Для більшості деталей (валів, штоків, ходових гвинтів точних верстатів, елементів корпусних деталей) основне значення має власна жорсткість. У такому разі перевіірочні розрахунки на жорсткість виконують за формулами та методами, що вивчаються у розділі опору матеріалів.

Поняття контактної жорсткості належить не тільки до випадку початкового контакту по лінії або в точці, але і до випадку початкового контакту по великій номінальній площі.

Контактні деформації однорідних деталей з початковим дотиком по лінії або в точці визначають за формулами теорії Герца, а контактні деформації при великій номінальній площі контакту - на основі експериментально встановлених коефіцієнтів контактної податливості.

14.4.2 Поняття про вібро- і теплостійкість елементів машин

Вібростійкість - здатність конструкції працювати в заданому діапазоні експлуатаційних режимів без недопустимих коливань.

Коливання та вібрації найчастіше - проявляються через недостатню жорсткість елементів машин, незрівноваженість обертових деталей, особливості робочих процесів у двигунах та виконавчих органах машини, високі робочі швидкості та ін. Вібрації спричиняють додаткові змінні в часі напруження в деталях, внаслідок чого відбувається швидке втомне руйнування, погіршується якість роботи машини, зме-

ншується надійність різбових та пресових з'єднань. Вібрації негативно впливають на організм обслуговуючого персоналу. Високочастотні вібрації супроводжуються значним шумом, що також шкідливо впливає на організм людини. Приклади шкідливої дії вібрації: зменшення точності та чистоти обробки деталей на металорізальних верстатах, самовідгвинчування різбових деталей, руйнування несучих конструкції та будівельних споруд, у яких розміщені машини, прискорене спрацьовування контактуючих деталей, поломка валів та інших деталей від втоми матеріалу, зменшення точності та надійності контрольно-вимірювальних приладів.

Розрахунки на стійкість проти вібрації виконують для окремих деталей і для машини в цілому. Шкідливу дію вібрації та коливань можна зменшити підвищенням точності виготовлення деталей, забезпеченням їм відповідної жорсткості, використанням неперервних робочих процесів у машинах, зменшенням конструктивними методами сили удару при контактуванні деталей, застосуванням для виготовлення деталей відповідних матеріалів з підвищеним внутрішнім тертям, а також застосування спеціальних покриттів, амортизаторів та демпферів.

Теплостійкість - здатність елементів машини не втрачати своїх експлуатаційних показників при змінах температури.

Робота машин супроводжується виділенням теплоти, що пов'язане з робочім процесом машин та тертям у рухомих спряженнях деталей. У результаті нагрівання можуть виникнути деякі шкідливі явища для роботи машини в цілому та окремих її деталей:

1. Зменшення несучої здатності деталей. Під час нагрівання сталевих деталей до температури 300-400°C, а деталей із сплавів кольорових металів і пластмас до температури 100-150 °C значно зменшуються їхні механічні характеристики та виникає явище повзучості. Повзучість, тобто процес малої неперервної деформації при довготривалому навантаженні, стає головним критерієм роботоздатності для окремих деталей машин: лопаток та дисків парових турбін, котлів високого тиску та ін.

2. Зменшення захисної здатності мастильного шару, що розділяє деталі, які працюють в умовах тертя, і, як наслідок, поява прискореного спрацювання та заїдання.

3. Зміна розрахункових зазорів у рухомих з'єднаннях, що може спричинити заклинювання деталей та аварійний вихід машини з ладу.

14.5 Машинобудівні матеріали

Номенклатура матеріалів, що використовуються в машинобудуванні для виготовлення різних деталей, дуже широка. Вона охоплює такі основні групи матеріалів: а) чорні метали; б) сплави кольорових металів; в) неметалеві матеріали. Більша частина машинобудівних матеріалів стандартизована. Найрозповсюдженішими (за масою 85-90%) є чорні метали - сталі і чавуни.

14.5.1. Сталі, їхнє застосування і методи зміцнення

Сталь - це залізовуглецевий сплав із вмістом вуглецю до 2%. Сталі можуть мати в своєму складі природні домішки до 1% (сірку, фосфор, марганець, кремній). Щоб підвищити якісні показники або надати спеціальних властивостей, у сталі додають легуючі елементи (хром, нікель, молібден, титан та ін.).

Різноманітність сталей за їхнім застосуванням і практичним використанням, за хімічним складом чи за характерними спеціальними властивостями дуже велика. За хімічним складом сталі поділяють на вуглецеві (сталі 10, 15, 20, 25 і ін.) та леговані (40ХН, 30ХМА, 25ХГТ, 38ХГН і ін.), а за призначенням вони поділяються на: конструкційні, інструментальні і із спеціальними властивостями (жароміцні, корозійностійкі і ін.). Із конструкційних сталей ($C \leq 0,6\%$) виготовляють різні деталі машин, а із інструментальних ($C > 0,6\%$) - інструменти.

Якісні вуглецеві сталі (за рахунок термообробки) застосовують для виготовлення валів, важелів, траверс, зубчастих коліс, маховиків та інших деталей. Леговану сталь використовують для особливо відповідальних деталей машин, які повинні мати високу міцність при малих розмірах, або проявляти особливі фізико-механічні властивості.

Для підвищення механічних та інших властивостей сталей використовують термічну і хіміко-термічну обробку, а також механічне зміцнення.

Термічна обробка - процес нагрівання і охолодження металу при певних температурних режимах. До основних видів термообробки належить: відпалювання, нормалізація, гартування, відпускання.

Хіміко-термічна обробка - це процес насичення поверхневого шару матеріалу деталі вуглецем або азотом на глибину до 2мм. Вона поділяється на цементацію, азотування і ціанування.

Механічне зміцнення сталей застосовують для підвищення твердості і стійкості робочих поверхонь деталі за допомогою наклепування.

14.5.2 Чавуни та їх властивості

Чавуни як машинобудівні матеріали мають широке застосування. Чавун - залізовуглецевий сплав із вмістом вуглецю більше 2% із наявністю невеликої кількості таких елементів, як кремній, марганець, фосфор, сірка. За хімічним складом і структурою чавуни поділяють на такі види: а) сірий чавун, в якому вуглець частково знаходиться у вигляді графіту; б) білий чавун, в якому вуглець знаходиться у вигляді цементиту (Fe_3C); в) ковкий чавун, який дістають із білого відпалюванням, у результаті чого в чавуні замість вільного цементиту утворюється графіт.

Сірий чавун є основним ливарним машинобудівним матеріалом, оскільки він має високі ливарні та задовільні механічні властивості, а із металевих виливків найдешевший. Чавун - крихкий матеріал; він непридатний для обробки тиском і слабо чинить опір ударним і динамічним навантаженням.

Стандарт передбачає такі марки сірого чавуну: Сч10 ($\sigma_m = 100\text{МПа}$ - мінімальна границя міцності при розтягу), Сч15, Сч18, Сч20, Сч25 та ін. Ці чавуни використовують для виготовлення корпусів, станин, кожухів, шківів, гальмівних барабанів тощо.

Для відповідальних чавунних деталей застосовують модифіковані і високоміцні чавуни.

Модифікований чавун відрізняється від звичайного сірого вмістом графітізуючих добавок (феросиліція, силікокальція або силікоалюмінія), які підвищують його ливарні та механічні властивості.

Високоміцний чавун за рахунок добавки магнію або цезію має, порівняно зі звичайним сірим, більш високі механічні властивості, які не поступаються властивостям сталевих литва. Деякі марки високоміцного чавуну: Вч45 ($\sigma_m = 450\text{МПа}$); Вч50; Вч60 і т.д.

Білий чавун, який загартовується при литті, має вуглець у пов'язаному стані. Він характеризується високою твердістю (важко піддається обробці різанням), високою стійкістю проти спрацьовування, а

також жаро- і корозійною стійкістю. Білий чавун застосовують для виготовлення гальмівних колодок, колосників, валків прокатних станів тощо.

Ковкий чавун дістають довгочасним нагріванням при високих температурах вилівок із білого чавуну. Ковкий чавун має достатню міцність і підвищену пластичність, чинить опір незначним ударним навантаженням, однак не кусться. Деталі машин виготовляють із таких марок ковкого чавуну: Кч30-6 ($\sigma_m = 300 \text{ МПа}$, $\varepsilon = 6\%$); Кч35-10; Кч45-7; Кч50-5; Кч55-4 та ін.

Антифрикційні чавуни використовують для виготовлення вкладишів у підшипникових вузлах тертя: сірий (АЧС-1; АЧС-2; АЧС-3), високоміцний (АЧВ-1; АЧВ-2) й ковкий (АЧК-1; АЧК-2). Такі чавуни мають високі антифрикційні властивості за рахунок наявності в їхній структурі вільного графіту як мастильного матеріалу.

14.5.3 Сплави кольорових металів

У машинобудуванні широко використовують мідні і легкі сплави кольорових металів.

Мідні сплави - латуні і бронзи - відрізняються високою антикорозійною стійкістю і високими антифрикційними властивостями. Ці особливості визначають основні області використання їх (арматура, яка працює в корозійному середовищі, та деталі вузлів тертя). Деталі з мідних сплавів можуть бути вироблені литтям або обробкою тиском. Ці матеріали добре піддаються обробці різанням.

Латуні - сплави міді з цинком, подвійні або складні з добавками легуючих елементів, таких як алюміній, кремній, залізо, марганець, олово, свинець.

Бронзи - сплави міді з оловом або іншими металами (алюмінієм, свинцем та ін.). Олов'яні бронзи - високоякісні, але найбільш дорогі і дефіцитні. Дешевші і менш дефіцитні безолов'яні бронзи, які найбільш використовують для виготовлення різних деталей.

Легкі сплави мають алюмінієву, магнієву або титанову основу з добавками міді, марганцю, кремнію, заліза, нікелю та ін. Ці сплави широко використовують в авіації, а також у загальному машинобудуванні.

Основна перевага цих сплавів - мала густина (для алюмінію - $2,7 \text{ г/см}^3$; для магнію - $1,7 \text{ г/см}^3$ і для титана - $4,5 \text{ г/см}^3$) при достатньо високих показниках міцності.

Із алюмінієвих ливарних сплавів найрозповсюдженішими є силуміни (АЛ2, АЛ3, АЛ4 та ін.), до складу яких входить до 20% кремнію. Алюмінієві деформівні сплави - дюралюміни (АД31, АК6, АК8, Д16 та ін.) застосовують для виготовлення заготовок деталей обробкою тиском (деформуванням). До складу цих сплавів входять крім алюмінію такі елементи, як мідь, магній, марганець.

Сплави на основі магнію - магнелії також бувають деформівні і ливарні. Через високі пластичні показники і ливарні властивості з цих сплавів можна виробляти заготовки деталей, які вимагають мінімальної механічної обробки, що значно знижує трудомісткість виготовлення їх. Магнієві сплави швидко піддаються корозії в контакт з деякими іншими металами.

Останнім часом у машинобудуванні використовують легкі сплави титану. Це пов'язане з їхніми високими показниками міцності. Ливарні титанові сплави мають значну корозійну стійкість і жароміцність (наприклад, сплав ВТ9Л використовують для навантажених деталей, які працюють при температурах до 500°C).

14.5.4 Неметалеві матеріали

До неметалевих матеріалів, призначених для виготовлення деталей машин, належать пластмаси, спечені матеріали тощо.

Пластмаси - високомолекулярні органічні матеріали (полімери), які дістають на основі синтетичних смол. Для надання пластмасам відповідних властивостей до них додають різні наповнювачі, пластифікатори, затверджувачі, барвники.

Фізико-механічні властивості пластмас дуже різноманітні. Вони мають добрі тепло- і електроізоляційні властивості, стійкі проти впливу агресивних середовищ, а задовільні характеристики міцності дозволяють використовувати пластмаси для виготовлення деяких деталей машин та приладів. Одні пластмаси використовують як фрикційні матеріали, інші - як антифрикційні. Із пластмас можна виготовляти деталі литтям, холодним або гарячим пресуванням, різного роду формуванням, зварюванням і різанням. Майже не обмежені сировинні ресурси для здобування пластмас. Через відносно низьку вартість во-

ни за короткий строк знайшли широке розповсюдження як конструкційні матеріали. Однак пластмаси мають і суттєві недоліки: порівняно низьку теплостійкість (100-150 °C), здатність до старіння та вологопоглинання, що погіршує їхні властивості.

Залежно від природи полімерів пластмаси поділяють на термореактивні (не допускають повторного формування) і термопластичні (при нагріванні розм'якшуються і допускають повторне формування).

Термореактивні шаруваті пластмаси - це текстоліт, абсотекстоліт, склопласт, скловолокніт, дерев'яно-шаруваті пластики (ДШП).

Термопластичні матеріали - це амідопласти (поліаміди), фторопласт-4 (тефлон), вініпласт, поліакрилат (органічне скло) та багато інших.

Спечені матеріали дістають пресуванням композицій металевих та неметалевих порошків і подальшим спіканням. Ці матеріали мають особливі властивості, які відсутні у інших матеріалів - пористість, високі фрикційні чи антифрикційні властивості, достатню твердість тощо. Використовують їх для виготовлення вкладишів підшипників, фільтрів, гальмових накладок, пластинок для різального інструменту.

До інших неметалевих матеріалів, які використовують для виготовлення деталей машин, можна віднести гуму, шкіру, деревину, графіт, азбест та ін. Гума допускає великі пружні деформації, задовільно гасить коливання і має достатню стійкість проти спрацювання. Її використовують для виготовлення амортизаторів, пружних елементів муфт, приводних пасів, ущільень тощо. Шкіру через високу міцність та еластичність використовують для виготовлення приводних пасів, манжет, прокладок. Графіт використовують для виготовлення електродів, вогнетривких виробів, вкладишів підшипників ковзання, а також як мастило для поверхонь тертя ковзання в з'єднаннях деталей машин.

14.6 Стандартизація при конструюванні машин

Технологічність машин та їхніх деталей пов'язана із стандартизацією.

Стандартизація - встановлення спеціальних обов'язкових норм та правил, яким повинні відповідати певні види виробів або окремі їхні параметри. Призначення стандартизації - максимальне спрощення та здешевлення виробництва завдяки використанню найдодільніших, що зарекомендували себе на практиці, видів виробів, їх виконанню,

конструктивним формам і розмірам, технічним і якісним характеристикам тощо.

У машинобудуванні стандартизація має велике технічне та економічне значення. Це державна технічна політика, обов'язкова для всіх галузей, що направлена на обмеження індивідуалізації виробництва. Стандартизація деталей машин спрощує та прискорює проектування нових машин, створює можливість масового чи великосерійного виробництва стандартних деталей із використанням найпрогресивніших технологій, зменшує затрати праці при виготовленні деталей, скорочує номенклатуру та кількість верстатів, інструментів, знижує витрати машинобудівних матеріалів, полегшує та спрощує ремонт машин. Завдяки стандартизації деталей машин значно зменшується вартість проектування, виготовлення та експлуатації машин.

Розрізняють міжнародні (ISO), міждержавні (ГОСТ), державні (наприклад, ДСТ України), галузеві стандарти та технічні умови. Найбільш високий рівень мають міжнародні стандарти. Вони розробляються на основі досягнень науки і техніки в найрозвинутіших країнах. Розробкою таких стандартів займається Міжнародна організація з стандартизації (ISO).

ЛЕКЦІЯ 19

15 ТОЧНІСТЬ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

15.1 Взаємозамінність і поняття про допуски та посадки

Один із найважливіших показників якості машин, що суттєво впливає на всі критерії роботоздатності та надійності, а також на експлуатаційні параметри, - це точність виготовлення та складання деталей.

15.1.1 Взаємозамінність

Принцип конструювання та виготовлення деталей, що забезпечує можливість правильного складання чи заміни при ремонтах незалежно виготовлених деталей та складальних одиниць без додаткової обробки і припасовки їх із збереженням відповідної якості та надійності, називається взаємозамінністю.

Взаємозамінність-характерна риса сучасного машинобудування. Без неї було б неможливим серійне чи масове виробництво машин, а також була б значно ускладнена заміна деталей під час ремонтів.

Розрізняють повну і неповну взаємозамінність. Повна взаємозамінність передбачає правильне з'єднання всіх спряжених деталей, що надходять на складальні операції. Вона забезпечується високою точністю виготовлення деталей. При неповній взаємозамінності досягається правильне з'єднання тільки частини деталей, виготовлених з меншою точністю. Для складання в таких випадках використовується групове підбирання деталей (селективне складання) або застосовуються різні компенсатори та інші додаткові технологічні засоби.

Взаємозамінність деталей машин забезпечується системою допусків та посадок. Загальні положення і основи побудови системи допусків та посадок для гладких елементів деталей (циліндричних або обмежених паралельними площинами) із номінальними розмірами до 3150мм встановлені стандартами: ГОСТ25346-89 і ГОСТ-25347-82.

15.1.2 Поняття про розміри та їхні відхилення

Параметри деталей кількісно оцінюють за допомогою розмірів. При виготовленні деталей машин неможливо дістати ідеально точні розміри. Разом з тим для нормальної роботи машини ідеальна точність виготовлення її деталей, не потрібна. Щоб спряження деталей відповідало цільовому призначенню, його розміри повинні знаходитись між двома допустимими граничними значеннями.

Розмір - числове значення лінійної величини (діаметра, довжини та ін.) у вибраних одиницях. У машинобудуванні розміри позначають в міліметрах. Розміри бувають дійсні, граничні і номінальні (див. рис. 15.1).

Дійсний розмір - розмір елемента, що встановлюють вимірюванням.

Граничні розміри - два граничнодопустимі розміри елемента, між якими повинен знаходитись (або яким може дорівнювати) дійсний розмір.

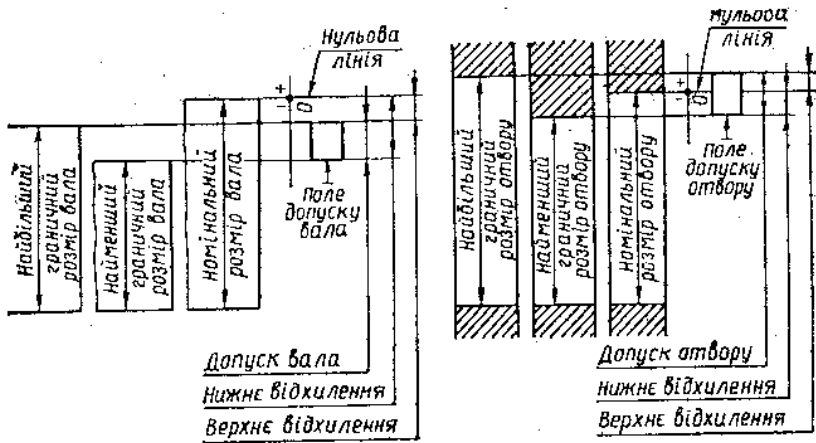


Рисунок 15.1 - Граничні розміри і поля допусків для вала та отвору

Найбільший граничний розмір - найбільший допустимий розмір елемента.

Найменший граничний розмір - найменший допустимий розмір елемента.

Номінальний розмір - розмір, відносно якого визначаються відхилення. Номінальні розміри вибирають під час конструювання на основі розрахунків на міцність або за конструктивними міркуваннями і проставляють на кресленні деталі або з'єднанні деталей.

Відхилення - алгебраїчна різниця між розміром (дійсним або граничним) і відповідним номінальним розміром.

Дійсне відхилення - алгебраїчна різниця між дійсним і відповідним номінальним розмірами.

Граничне відхилення - алгебраїчна різниця між граничним і відповідним номінальними розмірами.

Розрізняють верхнє і нижнє відхилення.

Верхнє відхилення - алгебраїчна різниця між найбільшим граничним і відповідним номінальним розмірами.

Нижнє відхилення - алгебраїчна різниця між найменшим граничним і відповідним номінальним розмірами.

Нульова лінія - лінія, що відповідає номінальному розміру, від якої відкладають відхилення розмірів при графічному зображенні полів допусків і посадок. Якщо нульова лінія розміщена горизонтально, то додатні відхилення відкладають угору від неї, а від'ємні - вниз.

15.1.3 Поняття про допуски та квалітети

Допуск - різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами чи алгебраїчна різниця між верхнім і нижнім відхиленнями (див. рис. 15.1).

Поле допуску - поле, що обмежене найбільшим і найменшим граничними розмірами і визначається допуском та його положенням щодо номінального розміру. При графічному зображенні поле допуску обмежене двома лініями, що відповідають верхньому і нижньому відхиленням щодо нульової лінії.

Поля допусків для розмірів спряжених елементів деталей встановлені різними для трьох діапазонів номінальних розмірів: малих - до 1 мм; середніх - від 1 до 500 мм та великих - від 500 до 3150 мм. Найуживанішим у машинобудуванні є середній діапазон номінальних розмірів.

Основне відхилення - одно з двох граничних відхилень (верхнє чи нижнє), що визначає положення поля допуску щодо нульової лінії. В стандартній системі допусків таким є відхилення, що ближче до нульової лінії.

Для задоволення вимог щодо різних деталей та їхніх посадок із певними номінальними розмірами стандартом передбачена гама допусків і основних відхилень, які характеризують положення цих допусків відносно нульової лінії (див. рис. 15.2).

Розміщення поля допуску щодо нульової лінії, яке залежить від номінального розміру позначається буквою латинського алфавіту (або в деяких випадках двома буквами) - великою для отворів і малою для валів.

Чим більший допуск на розмір, тим менші вимоги до точності деталі, простіше та дешевше її виготовлення. Однак більші деталі важче виготовляти порівняно з меншими з однаковими відхиленнями від номінальних розмірів. Тому допуск назначається залежно від розмірів деталі. Крім цього, деталі з одним і тим же номінальним розміром можуть бути виготовлені більш точно (з меншим полем допуску). Стандарт передбачає 20 квалітетів.

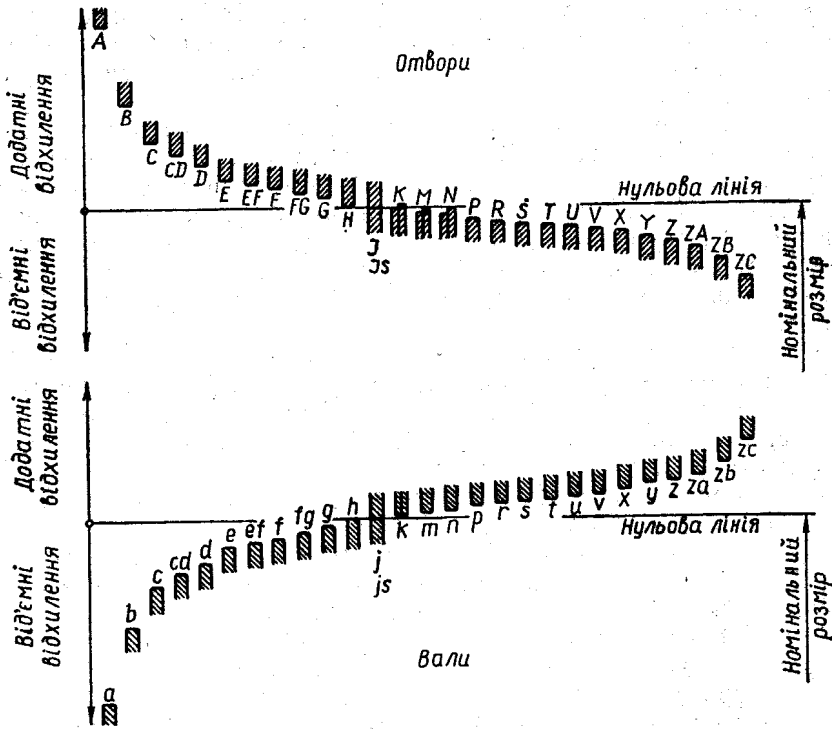


Рисунок 15.2 - Схема розміщення поля допусків

Квалітет (ступінь точності) - сукупність допусків, що відповідають одному рівню точності для всіх номінальних розмірів. У порядку зменшення точності квалітета позначаються так: 01, 0, 1, 2, 3, ..., 18. У квалітетах 5...13 даються допуски для спряжених поверхонь деталей.

Оскільки поле допуску визначається квалітетом, а його положення щодо нульової лінії позначається буквою, граничні відхилення лінійних розмірів можуть бути вказані на кресленнях деталей умовними позначеннями полів допусків. При цьому за числом, що вказує розмір, йде умовне позначення поля допуску, яке складається з букви та цифри, що позначає квалітет, наприклад 20H7 або 42 ℓ 8.

Поле допуску і граничні відхилення даються в таблицях стандарту, і деколи вони проставляються в дужках після умовного позначення поля допуску: 20H7 (+0,021); 42 ℓ 8 (−0,050−0,089). Відхилення, що дорівнюють нулю, у позначенні не проставляються.

15.1.4 Посадки деталей та системи утворення посадок

Під час складання двох спряжених деталей розрізняють охоплюючу та охоплювану поверхні. Хоча не всі такі поверхні є циліндричними, умовно називають охоплюючу поверхню отвором, а охоплювану - валом.

Згідно зі стандартом встановлена така термінологія:

вал - термін, що умовно вживається для позначення зовнішніх (охоплюваних) елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи;

основний вал - вал, верхнє відхилення якого дорівнює нулю;

отвір - термін, що умовно вживається для позначення внутрішніх (охоплюючих) елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи;

основний отвір - отвір, нижнє відхилення якого дорівнює нулю;

За різницею між розмірами отвору та вала можна судити про вільність відносного руху спряжених деталей або про міцність їхнього нерухомого з'єднання. Характер з'єднання деталей визначається поняттям "посадка".

Посадка - характер з'єднання двох деталей, що визначається різницею їхніх розмірів до складання.

Номінальний розмір посадки - номінальний розмір, спільний для отвору і вала, що створюють з'єднання.

Залежно від розмірів спряжених поверхонь деталей у з'єднанні може виникнути зазор або натяг.

Зазор - різниця розмірів отвору і вала до складання, якщо розмір отвору більший за розмір вала.

Натяг - різниця розмірів вала і отвору до складання, якщо розмір вала більший за розмір отвору.

Всі посадки поділяють на три групи: посадки із зазором, посадки з натягом і перехідні посадки.

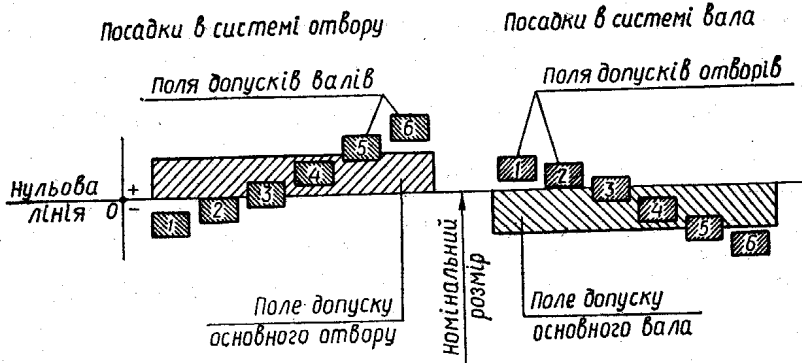


Рисунок 15.3 Утворення посадок у системі отвору та у системі вала

Посадка із зазором - посадка, при якій завжди забезпечується зазор у з'єднанні, тобто найменший граничний розмір отвору більше найбільшого граничного розміру вала чи дорівнює йому (поле допуску отвору розміщене над полем допуску вала).

Посадка з натягом - посадка, при якій завжди забезпечується натяг у з'єднанні, тобто найбільший граничний розмір отвору менше найменшого граничного розміру вала чи дорівнює йому (поле допуску отвору розміщене під полем допуску вала).

Перехідна посадка - посадка, при якій можливі як зазор, так і натяг у з'єднанні залежно від дійсних розмірів отвору і вала (поля допусків отвору і вала перекриваються частково чи повністю).

Розрізняють дві системи утворення посадок - систему отвору і систему вала.

Посадки в системі отвору - посадки, в яких потрібні зазори і натяги утворюються з'єднанням різних полів допусків валів із полем допуску основного отвору.

Посадки в системі вала - посадки, в яких потрібні зазори і натяги утворюються з'єднанням різних полів допусків отворів із полем допуску основного вала.

На рис. 15.3 показана схема утворення посадок у системі отвору і в системі вала. Посадки в системі отвору утворюються зміною розміщення полів допусків валів щодо поля допуску основного отвору, а посадки в системі вала - зміною розміщення полів допусків отворів щодо поля допуску основного вала. Для системи отвору і для системи вала на рис. 15.3 цифрами позначені: 1,2- поля допусків посадок із зазорами; 3,4,5- поля допусків перехідних посадок; 6 - поля допусків посадок з натягом.

Якщо в технічній документації зазначається розмір з'єднаних елементів двох деталей, то в позначення посадки в системі отвору входять номінальний розмір і поля допусків кожного елемента, починаючи з отвору, наприклад $40H7/g6$ або $40H7-g6$, або $40 \frac{H7}{g6}$. Поле допуску основного отвору позначається літерою Н (див. рис. 15.2.).

У системі вала основним є вал і його поле допуску позначається літерою h. У позначення посадки у системі вала входить номінальний розмір, спільний для двох з'єднаних елементів (отвору та вала), за яким іде позначення полів допусків для кожного елемента, наприклад $30F7/h6$ або $30F7-h6$, або $30 \frac{F7}{h6}$.

Обидві системи утворення посадок є рівноправними. Однак система отвору в деякій мірі має переваги, що обумовлено використанням певного асортименту різального інструменту для обробки отворів.

Приклади проставлення посадок та полів допусків на складальних кресленнях та кресленнях деталей показані на рис. 15.4.

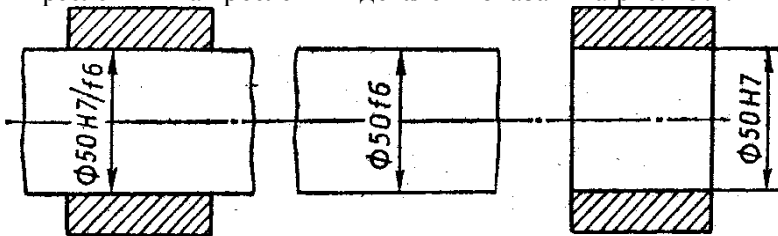


Рисунок 15.4 - Позначення посадки та поля допуску у технічній документації

15.1.5 Вибір посадок для з'єднання деталей машин

Щоб мати рухоме з'єднання деталей, треба призначати посадки із зазором. При цьому слід використовувати поля допусків валів від α

до h для посадок в системі отвору і поля допусків отворів від А до Н для посадок в системі вала. Для забезпечення високої точності, надійного центрування деталей із достатньо малими зазорами використовують посадки Н7/н5, Н7/н6, Н8/н6. Щоб мати точне обертання з невеликим числом обертів, треба виконувати з'єднання з посадками Н6/г5, Н7/г6, Н7/ф7. Посадку Н9/ф9 беруть для з'єднання деталей невисокої точності з вільним поздовжнім переміщенням або обертанням в опорах ковзання. Вільне обертання невідповідальних деталей досягається використанням посадки Н11/д11.

Перехідні посадки призначені для утворення нерухомих з'єднань, що підлягають періодичному розбиранню та складанню. Вони можуть бути утворені при використанні полів допусків валів j, j_s, k, m, n при виконанні з'єднань в системі отвору і полів допусків отворів J, J_s, K, M, N , якщо з'єднання здійснюється в системі вала. Перехідні посадки забезпечують досить високий ступінь центрування деталей. У таких з'єднаннях для запобігання відносного руху деталей слід передбачати фіксуючі пристрої - штифти, шпонки та ін. Найширше використовують перехідні посадки Н7/к6, К7/н6, що вживаються для з'єднання валів із маточинами зубчастих коліс, розміщених на них, шківів та інших деталей, а також посадку Н7/м6 для установки центрувальних штифтів.

Посадки з натягом використовують для утворення нерухомих нероз'ємних з'єднань деталей. Їх утворюють за допомогою полів допусків валів від p до zc (система отвору) та полів допусків від P до ZC (система вала). За рахунок натягу ці посадки дозволяють забезпечити нерухоме з'єднання без використання додаткових кріпильних пристроїв. У таких випадках мають переваги такі посадки: Н7/р6; Н7/т6; Н7/с6; Р7/н6.

При призначенні полів допусків для посадки деталей дозволяється вибирати їх з різними квалітетами: для отворів, які обробляти складніше, беруть більший допуск (більший квалітет), ніж допуск вала (різниця не повинна бути більшою, ніж два квалітети). Інколи використовують комбіновані посадки, що утворюються комбінацією полів допусків вала та отвору, взятих із різних систем утворення посадок, наприклад $\varnothing 40F8/e7$.

15.2 Шорсткість поверхонь деталей машин

На поверхнях деталей є сліди механічної обробки, які проявляються у вигляді сукупності виступів та впадин різних форм і розмірів. Критерій оцінки якості обробки поверхонь - це показник, який називається шорсткістю поверхні.

Згідно з ГОСТ-2789-73 шорсткість поверхні оцінюється такими параметрами: R_a - середнє арифметичне відхилення профілю; R_z - висота нерівностей профілю за десятьма точками; R_{\max} - найбільша висота нерівностей профілю; S_m - середній крок нерівностей; S - середній крок місцевих виступів профілю; t_p - відносна опорна довжина профілю, де p - числове значення рівня переріза профілю.

На рис. 15.5 показано профілограму поверхні та її параметри. Середнє арифметичне відхилення профілю R_a - це середнє арифметичне абсолютних значень відхилень профілю в межах базової довжини ℓ :

$$R_a = \frac{1}{\ell} \int_0^{\ell} |y(x)| dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (15.1)$$

де n - число вибраних точок профілю в межах базової довжини; y_i - відстань між i -ю точкою профілю та середньою лінією m .

Параметр R_z - сума середніх абсолютних значень висот п'яти найбільших виступів профілю і глибин п'яти найбільших впадин профілю в межах базової довжини:

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |H_{i\max}| + \sum_{i=1}^5 |H_{i\min}| \right). \quad (15.2)$$

Вимоги до шорсткості поверхні деталі встановлюють одним або кількома параметрами, якщо це потрібно для забезпечення експлуатаційних властивостей поверхні. Найуживанішими є параметри R_a або R_z ; параметр R_z використовують для грубо оброблених та особливо чистих поверхонь. Надають перевагу параметрам R_z чи R_a згідно таблиці.

Чисті поверхні з малою шорсткістю підвищують міцність та корозійну стійкість деталей, зменшують тертя та спрацьовування в спряженнях рухомих деталей. Однак при цьому в значній мірі зростає вартість механічної обробки деталей. Тому вибір параметрів шорсткості поверхонь деталей повинен бути економічно обґрунтованим.

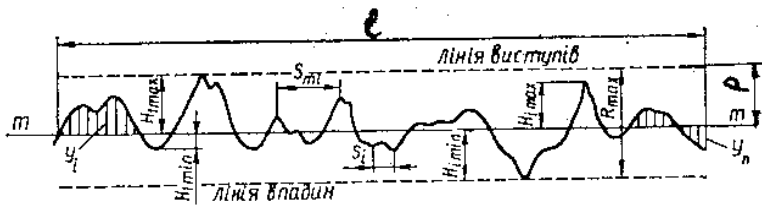


Рисунок 15.5 - До визначення параметрів шорсткості поверхонь деталей

Таблиця 15.1 - Рекомендовані значення параметрів R_z і R_a

Параметр шорсткості, мкм	Поверхня		
	Грубо оброблено	чисто	Особливо чисто
R_z	200; 100; 60; 26 12,6 ; 10	-	0,60; 0,40; 0,20 0,100; 0,060; 0,025
R_a	-	3,2; 1,6; 0,60; 0,40; 0,20; 0,100 0,060; 0,025	

Безпосереднього зв'язку між квалітетами точності розмірів та параметрами шорсткості поверхонь не існує. Але не допускається висока точність розмірів із значною шорсткістю поверхонь, оскільки висота нерівностей може бути співрозмірною, з допуском на розміри. Поверхні деталей, що призначені для з'єднань по посадках, повинні мати параметр шорсткості R_a у межах 3,2...0,2 мкм.

Для позначення шорсткості поверхні на кресленнях деталей використовують один із таких знаків: \checkmark - вид механічної обробки конструктором не встановлюється; \surd - поверхня утворена зніманням шару матеріалу (обточування, фрезерування, шліфування); \surd - необроблена поверхня або оброблена без знімання шару матеріалу (кування, штампування, прокатування).

Значення параметра шорсткості вказують так: для параметра R_a - без символу, наприклад $\sqrt[1,6]{}$, а для параметра R_z - із символом, наприклад $\sqrt[10]{}$.

Вибираючи параметри шорсткості поверхонь, що вимагають механічної обробки, треба враховувати технологічні можливості різних методів обробки.

ЛЕКЦІЇ 20 і 21

16 З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Будь-яка машина складається з багатьох деталей та окремих складальних одиниць. Ці деталі та складальні одиниці пов'язані між собою тим чи іншим способом. Зв'язки елементів машини поділяються на рухомі (шарніри, підшипники) та нерухомі (різьбові, зварні).

Використання рухомих зв'язків елементів обумовлене кінематикою машини. Нерухомі зв'язки застосовують для забезпечення можливості розбирання машини на деталі та складальні одиниці. Потреба розбирання спричинена спрощенням виготовлення, складання, ремонту та транспортування.

Нерухомі зв'язки деталей у машинобудуванні називаються з'єднаннями. Всі види з'єднань поділяють на роз'ємні та нероз'ємні.

Роз'ємні з'єднання (різьбові, шпонкові, зубчасті (шліцові), клемові та ін.) допускають розбирання з'єднаних деталей без пошкодження елементів з'єднання.

Нероз'ємні з'єднання (зварні, паяні, клепані та ін.) не дають змоги виконувати розбирання з'єднаних деталей без пошкодження елементів з'єднання. Використання нероз'ємних з'єднань обумовлене в основному технологічними та екологічними вимогами.

Проміжне місце між роз'ємними та нероз'ємними займають пресові з'єднання. В деяких випадках ці з'єднання проектується як нероз'ємні, і розбирання їх може спричинити пошкодження спряжених поверхонь та послаблення посадки деталей. Але при малих напругах, характерних, наприклад, для посадки кілець підшипників кочен-

ня, ці пошкодження незначні, навіть для багатократного напресовування.

З'єднання деталей машин є дуже важливими елементами конструкцій, бо багато аварій або порушень нормальних режимів роботи машини обумовлені незадовільною міцністю та надійністю з'єднання.

16.1 Різьбові з'єднання

16.1.1 Різьбовими називаються такі з'єднання, які виконуються за допомогою деталей, що мають різьбу.

Широке використання різьбових з'єднань у машинобудуванні обумовлене їхньою простотою, високою несучою здатністю, надійністю, а також зручністю з'єднання та роз'єднання деталей. Застосуванню різьбових з'єднань сприяють також наявність значної номенклатури спеціальних різьбових деталей, пристосованих до різних конструктивних варіантів з'єднань, їхня широка стандартизація та мала вартість в умовах масового виготовлення.

Обмеження у використанні різьбових з'єднань пов'язані з наявністю значної кількості концентраторів напружень на поверхнях різьбових деталей, що зменшує їх втомну міцність при дії змінних напружень.

16.1.2 Кріпильні різьби та їх основні параметри

Кріпильні різьби застосовують у деталях різьбових з'єднань. Залежно від форми поверхні, на якій нарізана різьба, розрізняють циліндричні та конічні різьби. В основному використовуються циліндричні кріпильні різьби. Конічну різьбу застосовують у випадках, коли треба забезпечити герметичність з'єднання.

Кріпильні різьби бувають: метричні, трубні та круглі.

Метрична різьба (рис. 16.1, а) є основною кріпильною різьбою. Вона має назву метричної тому, що всі її розміри задаються в міліметрах (на відміну від мало розповсюдженої дюймової різьби, розміри якої задаються в дюймах). Метрична різьба має трикутний профіль витків із кутом профілю $\alpha=60^\circ$. Вершини витків та впадин пригнуті по прямій або по дузі кола, по вершинах та впадинах утворений зазор. Така конструкція полегшує обробку різьби, зменшує концентрацію напружень та запобігає пошкодженням складальних робіт.

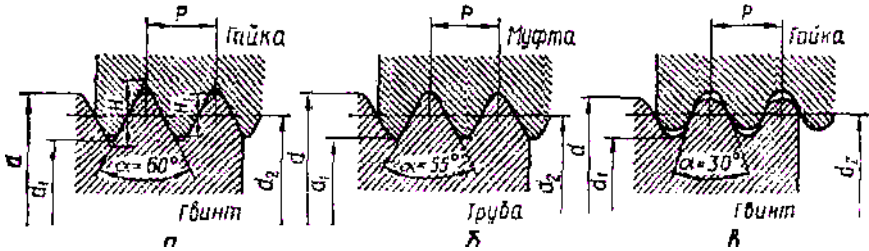


Рисунок 16.1 - Кріпильні різьби та їх параметри

Метрична різьба характеризується такими основними геометричними параметрами: $d(D)$ – зовнішній (номінальний), $d_1 (D_1)$ – внутрішній і середній $d_2 (D_2)$ діаметри різьб (діаметри, що відносяться до зовнішньої різьби – болт, шпилька і т. ін. – d, d_1 і d_2 , діаметри, що відносяться до внутрішньої різьби – гайка, різбовий отвір і т. ін. – D, D_1 і D_2); P – крок різьби (відстань між однойменними сторонами двох сусідніх витків, виміряна в напрямі осі гвинта); $H=0,866P$ – теоретична висота профілю витка різьби; $H=0,541$ – робоча висота профілю, на якій дотикаються витки гвинта і гайки; n – число заходів різьби (для кріпильних метричних різьб $n=1$) і Ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру, що визначається за співвідношенням:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{Pn}{\pi d_2}, \quad (16.1)$$

де

$$d_2 = 0,5(d + d_1). \quad (16.2)$$

Позначення метричної різьби: M20 – метрична різьба з нормальним кроком і зовнішнім діаметром $d=20$ мм; M20×1,5 – метрична різьба з малим кроком витків $P=1,5$ мм і зовнішнім діаметром $d=20$ мм.

Основні геометричні параметри метричних різьб регламентовані стандартами ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8724-81 та ГОСТ 24705-81 (табл.16.1).

Трубна різьба (рис.16.1,б) використовується для герметичного з'єднання труб арматури. Ця різьба має кут профілю витків $\alpha=55^\circ$, вершини та впадини витків закруглені і відсутній зазор між вершинами та впадинами, що надає з'єднанню деталей високу щільність.

Трубна різьба має малий крок витків, оскільки нарізується на трубі з малою товщиною стінки. За номінальний діаметр трубної різьби беруть внутрішній діаметр труби. Зовнішній діаметр такої різьби в дійсності більший номінального на дві товщини стінки труби.

Таблиця 16.1 - Різьба метрична для кріпильних різьбових деталей

Діаметр різьби, мм			Крок різьби нормал. Р, мм	Діаметр різьби, мм			Крок різьби нормал. Р, мм
зовнішній d	середній d ₂	внутрішній d ₁		зовнішній d	середній d ₂	внутрішній d ₁	
5	4,480	4,134	0,80	20	18,376	17,294	2,50
6	5,350	4,918	1,00	22	20,376	19,924	2,50
8	7,188	6,647	1,25	24	22,051	20,752	3,00
10	9,026	8,376	1,50	27	25,051	23,752	3,00
12	10,863	10,106	1,75	30	27,727	26,211	3,50
14	12,701	11,835	2,00	36	33,402	31,670	4,00
16	14,701	13,835	2,00	42	39,077	37,129	4,50
18	16,376	15,294	2,50	48	44,752	42,587	5,00

У міжнародному стандарті для трубної різьби зберігається дюймове вимірювання (1"=25,4мм). Позначення трубної різьби в технічній документації таке: Трубн. 2" кл.2 – трубна різьба із номінальним діаметром 2 дюйми за другим класом точності.

Нині замість трубних різьб часто застосовують метричні різьби з малим кроком витків.

Кругла різьба (рис.16.1, в) зручна для виготовлення накатуванням або витисканням на тонкостінних металевих та пластмасових деталях, а також відливанням на чавунних, скляних, пластмасових та інших виробках. Профіль витків круглої різьби утворюється спряженими дугами кіл, а кут профілю $\alpha = 30^\circ$.

Круглі різьби мають обмежене застосування, і в основному вони використовуються для деталей, що часто загвинчуються та відгвинчуються в умовах забруднення (пожежна арматура, вагонні стяжки, цоколі електроламп та ін.). Параметри круглої різьби регламентовані ГОСТ 6042-83.

16.1.2 Кріпильні різьбові деталі, їхні конструкції та матеріали

Для з'єднання деталей використовують болти (гвинти з гайками), гвинти або шпильки (рис. 16.2, а-в).

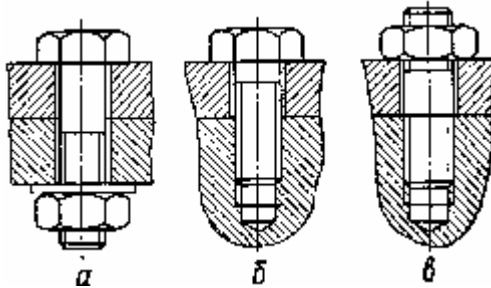


Рисунок 16.2 - З'єднання за допомогою болта, гвинта та шпильки

Використання болтів для з'єднання деталей не вимагає нарізування в цих деталях різьби. Це особливо важливо в тих випадках, коли матеріал деталі не може забезпечити достатню міцність різьби. Однак у з'єднанні болтом повинен бути передбачений простір для головки болта та гайки, а також має місце деяка незручність виконання складальних операцій, бо при загвинчуванні або відгвинчуванні гайки треба утримувати головку болта від прокручування. Болтове з'єднання дещо збільшує масу виробу і в деякій мірі спотворює його зовнішній вигляд.

Гвинти та шпильки треба використовувати в тих випадках, коли за конструкцією з'єднання застосування болтів неможливе або нерациональне. Гвинти та шпильки вимагають певної глибини загвинчування в одну із деталей з'єднання. Якщо при експлуатації з'єднання виникає потреба у багатократному з'єднуванні деталей, то для запобігання можливому руйнуванню різьби деталі перевага надається з'єднанню шпилькою або болтовому з'єднанню.

Геометричні форми та розміри гвинтів, гайок, шпильок дуже різноманітні і достатньо описані у відповідних довідниках та стандартах різбових кріпильних деталей.

Для виготовлення кріпильних різбових деталей використовують сталі: вуглецеві звичайної якості, якісні конструкційні та леговані конструкційні. Механічні властивості сталевих кріпильних деталей нормуються за ГОСТ 1759.4-87, згідно з яким болти, гвинти та шпильки поділяються на 12 класів точності, а гайки – на 7 класів.

Таблиця 16.2 - Рекомендації до вибору матеріалу болтів та гайок

Кількість міцності болтів	σ_m , МПа		σ_t , МПа	Марка сталі	
	min	max		Болт	Гайка
3.6	300	490	200	Ст3; 10	Ст3
4.6	400	550	240	20	Ст3
5.6	500	700	300	30; 35	10
6.6	600	800	360	35; 45; 40Г	15
8.8	800	1000	640	30Х; 38ХА	20; 35 ; 45
10.0	1000	1200	900	40Г2; 40Х	35Х;38ХА

Клас міцності болтів, гвинтів та шпильок позначається двома числами, розділеними крапками. Перше число, помножене на 100, визначає мінімальне значення границі міцності σ_m , МПа, матеріалу болта, а друге число, поділене на 10 і помножене на σ_m , дає границю текучості матеріалу болта. Наприклад, для болта класу міцності 5.6 маємо: $\sigma_{m \min} = 5 \cdot 100 = 500$ МПа; $\sigma_t = 6 \cdot 500 / 10 = 300$ МПа. Умовне позначення болта, наприклад, із номінальним діаметром різби $d=12$ мм, малим кроком $P=1,25$ мм, довжиною $\ell=60$ мм та класом міцності 4.6 записують: Болт М12×1,25×60,46 ГОСТ 7805-70. Більш детальні відомості про умовні позначення кріпильних деталей наведені в ГОСТ 1759.0-87. Найнижчим класом міцності болтів, гвинтів та шпильок буде 3.6, а найвищим – 14.9. Клас міцності гайок позначається одним числом. Якщо це число помножити на 100, то будимо мати напруження σ_F , МПа, від навантаження випробувань. Наприклад, для гайки нижчого класу міцності 4 маємо $\sigma_F = 4 \cdot 100 = 400$ МПа (сталі марок Ст3,

Ст3кп), а для гайки вищого класу міцності 14- $\sigma_F = 14 \cdot 100 = 1400$ МПа (леговані сталі 35ХГСА, 40ХНМА). Умовне позначення, гайки, наприклад, із номінальним діаметром різьби $d=12$ мм, малим кроком $P=1,25$ мм та класом міцності 8 записують: Гайка $M \times 1,25.8$ ГОСТ 5427-70.

Механічні характеристики матеріалів різьбових деталей (деякі витяги із ГОСТ 1759.4-87) наведені в табл.16.2 і 16.3.

Вибір матеріалів кріпильних деталей пов'язаний з особливостями умов роботи з'єднань, вимогами до габаритів та маси з'єднання

Таблиця 16.3 - Рекомендації для вибору матеріалу гайок

Клас міцності гайок	Напруження від навантаження σ_F , МПа	Марка сталі
4	400	Ст3
5	800	10
8	500	20; 35; 45
10	1000	35Х; 38ХА

Під час вибору матеріалу гайки рекомендується брати до уваги таку вказівку: напруга від навантаження випробування повинна відповідати мінімальній границі міцності матеріалу болта, з яким комплектується гайка.

16.1.3 Розрахунок витків різьби на міцність

Нерівномірний розподіл навантаження на витки різьби гайки затрудняє їх розрахунок на міцність. Тому на практиці застосовують умовні розрахунки. Умовність розрахунків компенсується порівнянням розрахункових напружень, добутих за умови рівномірного розподілу навантаження на витках, із допустимими напруженнями, що встановлені дослідним шляхом.

Витки різьби розраховують за умовами обмеження напруги зминання на поверхнях їхнього контакту та напруги зрізу витків на гвинті або на гайці (рис.16.3).

Умова міцності витків різьби за напруженнями зминання:

$$\sigma_{3M} = \frac{F}{A_{3M}} = \frac{F}{\pi d_2 H_1 Z} \leq [\sigma]_{3M} \quad (16.3)$$

де $A_{3M} = \pi d_2 H_1 Z$ – умовна площа зминання витків;

H_1 – робоча висота витків;

Z – кількість витків у гайці висотою h .

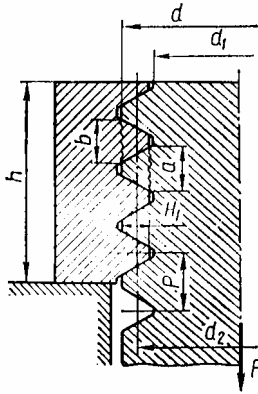


Рисунок 16.3 – До розрахунку витків різьби на міцність

Умова міцності витків за напруженнями зрізу для гвинта:

$$\tau_{зр.1} = \frac{F}{A_{зр.1}} = \frac{F}{\pi d_1 \alpha Z} \leq [\tau]_{зр} \quad (16.4)$$

для гайки

$$\tau_{зр.2} = \frac{F}{\pi d b Z} \leq [\tau]_{зр}. \quad (16.5)$$

Оскільки $\alpha = b \approx 0,8P$ (для трикутної різьби), $PZ=h$, умови (16.4) і (16.5) запишемо в такому вигляді:

для гвинта

$$\tau_{зр.1} = \frac{F}{0,8\pi d_1 h} \leq [\tau]_{зр}; \quad (16.6)$$

для гайки

$$\tau_{зр.2} = \frac{F}{0,8\pi d h} \leq [\tau]_{зр}. \quad (16.7)$$

Якщо матеріал гвинта та гайки однаковий, то за напругами зрізу розраховують тільки витки гвинта, бо $d > d_1$. Допустимі напруження зрізу можна брати $[\tau]_{\text{зр}} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$.

Умови міцності витків різьби дозволяють визначити потрібну висоту гайки h . При однакових матеріалах гвинта та гайки h треба вибирати також за умовою рівноміцності витків різьби та стержня гвинта. Так, якщо взяти за граничні напруження границі текучості σ_T при розтягу і τ_T при зрізі, а також врахувати, що $\tau_T \approx 0,6 \sigma_T$, то умова рівноміцності різьби на зріз і стержня гвинта на розтяг матиме вигляд:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{F}{0,8\pi d_1 h} = \tau_T = 0,6\sigma_T = 0,6 \frac{4F}{\pi d_1^2} \quad (16.8)$$

Із записаної рівності дістаємо, що $h \approx 0,52 d_1$. Висоту стандартних гайок, що працюють у парі з гвинтами із одного і того ж матеріалу, беруть $h = 0,8d$.

16.1.4 Розрахунок на міцність стержня болта (гвинта) для різних випадків навантаження з'єднання

16.1.4.1 З'єднання незатягнутим болтом, що навантажене зовнішньою осьюовою силою

Прикладом такого з'єднання може бути кріплення вантажної петлі (рис.16.4).

Особливістю цього з'єднання є те, що болт не має попередньої зтяжки (між деталями з'єднання є зазор). При навантаженні петлі силою F в стержні болта виникає деформація розтягу. Небезпечним перерізом стержня буде переріз на різьбовій ділянці, площа якого

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,785 d_1^2.$$

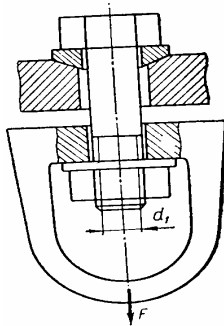


Рисунок 16.4 - Осьове навантаження незатягнутого болта

Відповідно умова міцності стержня болта на розтяг

$$\sigma_p = \frac{F}{0,785d_1^2} \leq [\sigma]_p. \quad (16.9)$$

Із записаної умови маємо потрібний внутрішній діаметр різьби

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{F}{0,785[\sigma]_p}} = 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_p}}. \quad (16.10)$$

Значення d_1 округляють до стандартного, за яким встановлюють номінальний діаметр d різьби болта (див. табл. 16.1).

Допустиме напруження $[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S}$, де коефіцієнт запасу міцності болта приймають $S=2...3$.

16.1.4.2 З'єднання затягнутим болтом без зовнішнього навантаження

Такі з'єднання зустрічаються в тих випадках, коли треба закріпити деталі, на які не діють зовнішні сили, а з'єднання повинно бути герметичним (наприклад, кріплення різних кришок, люків та ін.). Потрібну силу затяжки болта F_0 (рис.16.5) вибирають із умови забезпечення герметичності стику деталей (між деталями знаходиться пружна прокладка).

При з'єднанні стержень болта розтягується осовою силою F_0 і одночасно скручується моментом сил тертя в різьбі T_{sp} , який визначається

$$T_{sp} = 0,5F_0d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho), \quad (16.11)$$

де $\rho = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ - зведений кут тертя в різьбі; α - кут профілю виг-

ків різьби; $f=0,15 \dots 0,20$ – коефіцієнт тертя ковзання.

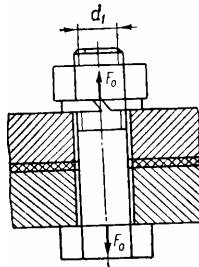


Рисунок 16.5 - З'єднання затягнутим болтом без зовнішнього навантаження

Небезпечним перерізом для болта є переріз діаметром d_1 на різьбовій ділянці (переріз із найменшим діаметром).

Від дії сили F_0 напруга розтягу

$$\sigma_p = \frac{F_0}{0,785d_1^2} \quad (16.12)$$

При скручуванні стержня болта моментом T_{sp} напруга визначається

$$\tau = \frac{T_{sp}}{W_p} = \frac{8F_0d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{\pi d_1^3} \quad (16.13)$$

Міцність болта оцінюється за еквівалентною напругою

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (16.14)$$

Після підстановки σ_p та τ в умову (16.14) дістанемо

$$\sigma_E = \frac{F_0}{0,785d_1^2} \sqrt{1 + 4 \left(\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{d_1} \right)^2} = \frac{\beta F_0}{0,785d_1^2} \leq [\sigma] \quad (16.15)$$

тут β - коефіцієнт, що враховує скручування болта при затяжці:

$$\beta = \sqrt{1 + 4 \left(\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{d_1} \right)^2}. \quad (16.16)$$

Розрахунки показують, що для стандартних метричних різьб $\beta \approx 1,3$. Тому болт, затягнутий в такому з'єднанні, можна розраховувати тільки на розтяг, але не за дійсною, а за збільшеною на 30% силою затяжки F_0 . Згідно з умовою (16.15) потрібний внутрішній діаметр різьби болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_0\beta}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{1,3F_0}{0,785[\sigma]}} = 1,3 \sqrt{\frac{F_0}{[\sigma]}} \quad (16.17)$$

Значення d_1 узгоджують із стандартним і вибирають номінальний діаметр d різьби болта (див.табл.16.1).

16.1.4.3 Болтове з'єднання деталей, що навантажені силами зсуву

В такому з'єднанні основною умовою надійності є відсутність відносного зсуву деталей. Розглянемо два варіанти виконання з'єднання.

1. Болт встановлено у отвори деталей із зазором (рис.16.6, а). Умова відсутності зсуву деталей з'єднання має вигляд

$$F \leq iF_s = iF_0, \quad (16.18)$$

де F – зовнішня сила, що діє на деталі з'єднання; F_s – сила тертя в одній парі площин стикування деталей; i – число пар площин стику; F_0 – сила затяжки болта; f – коефіцієнт тертя ковзання в стиках деталей.

Якщо ввести коефіцієнт надійності з'єднання K , то із умови (16.18) можна визначити потрібну силу затяжки болта:

$$F_0 = \frac{\kappa F}{i_f}, \quad (16.19)$$

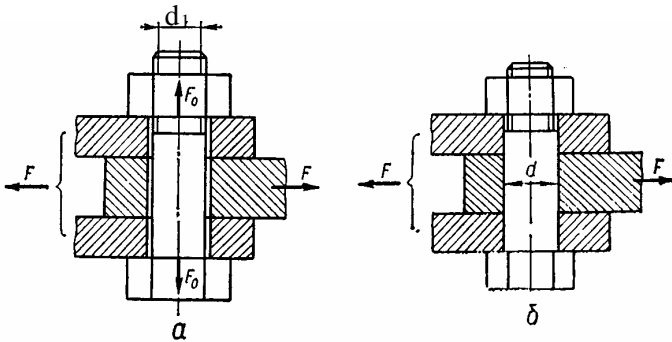


Рисунок 16.6 – З'єднання болтом, поставленим із зазором (а) і без зазора (б)

Значення κ вибирають: при статичному навантаженні з'єднання $\kappa=1,3 \dots 1,5$; при дії змінного навантаження $\kappa=1,8 \dots 2,0$.

Сила F_0 дає змогу визначити потрібний внутрішній діаметр різьби d_1 із умови міцності болта на розтяг. Після підстановки (16.19) в (16.17) дістанемо

$$d_1 \geq 1,3 \sqrt{\frac{\kappa F}{i_f [\sigma]}} \quad (16.20)$$

У розглянутому з'єднанні зовнішня сила F безпосередньо на болт не передається. Тому болт розраховують тільки на статичну міцність за потрібною силою затяжки навіть при дії змінної в часі зовнішньої сили.

2. Болт встановлено у отвори деталей без зазора (рис.16.6, б). Зовнішня сила F безпосередньо передається на болт, тому сили тертя між деталями не враховуються, а затяжка болта не обов'язкова.

Болт у цьому з'єднанні розраховують за умовою міцності на зріз.

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{F}{1,57 d^2} \leq [\tau]_{зр} \quad (16.21)$$

Тут зріз болта відбувається у двох площинах, тому

$$A_{зр} = 2 \frac{\pi d^2}{4}.$$

Потрібний діаметр стержня болта може бути визначений за виразом

$$d \geq \sqrt{\frac{F}{1,57[\tau]_{зр}}}. \quad (16.22)$$

Інколи в розглянутому з'єднанні виконують перевірку міцності деталей за напруженнями зминання по циліндричній поверхні контакту болта з деталями з'єднання.

Порівнюючи два варіанти постановки болта (із зазором та без зазора), слід зазначити, що перший варіант дешевший другого, оскільки він не вимагає точних розмірів болта і отвору. Однак при тій самій зовнішній силі F на з'єднанні потрібний діаметр болта, встановленого із зазором, суттєво більший (за умовою міцності), ніж діаметр болта, встановленого без зазора.

16.1.5 Розрахунок групових болтових з'єднань

Розрахунок групових з'єднань – це визначення розрахункової сили для найбільш навантаженого болта. Після цього розрахунок болта виконується за умови міцності на розтяг.

У розрахунках цих з'єднань припускають такі допущення:

- а) деталі з'єднання достатньо жорсткі і поверхні стику деталей залишаються плоскими після навантаження з'єднання;
- б) усі болти з'єднання мають однакові розміри і однакову затяжку;
- в) болти в з'єднанні розміщені симетрично щодо двох взаємно перпендикулярних осей, які проходять через центр ваги площини стику деталей.

Перелічені допущення можна брати для більшості конструкцій болтових з'єднань, що зустрічаються на практиці.

16.1.5.1 Болтове з'єднання навантажене осьовою силою, що проходить через центр ваги площиною стику деталей.

Типовим прикладом такого болтового з'єднання є кріплення кришок резервуара, що знаходиться під тиском рідини або газу

(рис.16.7). У цьому випадку результуюча сила F тиску середовища на кришку рівномірно розподіляється на болти і щодо них є зовнішньою осьовою силою.

Для одного болта зовнішня осьова сила $F_1 = \frac{F}{z}$, де z – кількість болтів у з'єднанні.

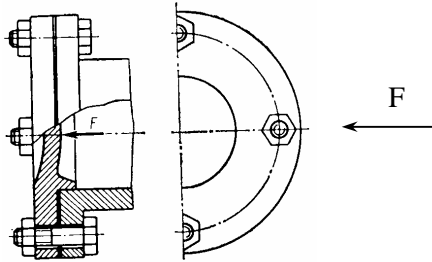


Рисунок 16.7 – Кріплення болтами кришки резервуара

Потрібну силу попередньої затяжки кожного болта вибирають за умови герметичності з'єднання $F_0 = K_3 F_1$, де K_3 - коефіцієнт затяжки болта, який при статичному навантаженні з'єднання можна брати: за умови нерозкриття стику деталей з'єднання $K_3 = 1,2 \dots 2$; за умови герметичності з'єднання: $K_3 = 1,3 \dots 2,5$ – при м'яких прокладках між деталями з'єднання; $K_3 = 2 \dots 3,5$ – при металевій фасонній прокладці; $K_3 = 3 \dots 5$ – при металевій плоскій прокладці. Підвищенні значення K_3 беруть для випадків з'єднання з неконтрольованою затяжкою.

Розрахункову силу для кожного болта з'єднання визначають відповідно до залежності за формулою

$$F_{\text{б.р.}} = F_0 \beta + \chi F_1, \quad (16.23)$$

де $\beta = 1,3$ – коефіцієнт, що враховують скручування болта при затяжці; χ - коефіцієнт зовнішнього навантаження, що залежить від жорсткості болта та деталей з'єднання і його можна брати $\chi = 0,2 \dots 0,3$ для з'єднання без м'яких прокладок між деталями.

Якщо передбачається додаткове підтягування болтів з'єднання безпосередньо під дією зовнішнього навантаження, то за розрахункову силу для кожного болта беруть

$$F'_{\delta.p.} = (F_0 + \chi F_1) \beta \quad (16.24)$$

В останньому випадку розрахункова сила $F'_{\delta.p.}$, більша для тих випадків, коли не передбачене додаткове підтягування болтів в умовах дії зовнішнього навантаження. Знаючи $F'_{\delta.p.}$, потрібний діаметр болтів визначають за формулою

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{F_{\delta.p.}}{0,785[\sigma]}} = 1,13 \sqrt{\frac{F_{\delta.p.}}{[\sigma]}}. \quad (16.25)$$

Згідно із значенням d_1 назначають стандартний діаметр різби болта.

16.1.5.2 Болтове з'єднання навантажене силами, що діють у площині стику деталей

Цей випадок навантаження характерний для болтового з'єднання півмуфт у глухих фланцевих муфтах або для кріплення кронштейнів.

Розглянемо один із можливих варіантів закріплення болтами кронштейна (рис.16.8, а), навантаженого зовнішньою силою F . Припустимо, що кронштейн закріплений трьома болтами, до того ж середній болт знаходиться у центрі ваги стику. Довільно направлену силу F замінимо двома її складовими $F_1 = F \sin \alpha$ та $F_2 = F \cos \alpha$, паралельними двом взаємно перпендикулярним осям симетрії з'єднання.

При розрахунку з'єднання дію сил F_1 і F_2 замінимо (рис.16.8, б) дією таких самих сил, що проходять через центр ваги стику, і моментом: $M = F_1 h + F_2 l$.

Сили F_1 , F_2 і момент M зсувають і повертають кронштейн. Навантаження на болти $F_{\delta 1}$ та $F_{\delta 2}$ (відповідно від сил F_1 та F_2) будуть рівномірно розподіленими на всі болти; навантаження $F_{\delta m}$ від моменту M обернено пропорційно відстаням між осями болтів та центром ваги стику. Для трьох болтів у з'єднанні маємо:

$$F_{\delta 1} = F_1 / 3; \quad F_{\delta 2} = F_2 / 3; \quad F_{\delta m} = M / 2a = (F_1 h + F_2 l) / (2a).$$

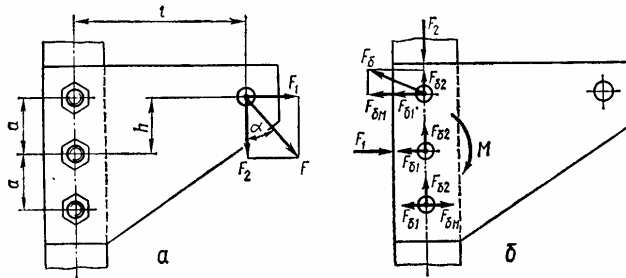


Рисунок 16.8 – Схема навантаження болтів у кріпленні кронштейна

Сумарне навантаження кожного болта визначається як геометрична сума сил $F_{\delta 1}$, $F_{\delta 2}$ та $F_{\delta m}$. За розрахункове беруть найбільше з добутих значень навантаження. Для даного з'єднання (рис. 16.8, б) найбільш навантаженим є верхній болт, для якого

$$F_{\delta} = \sqrt{(F_{\delta 1} + F_{\delta m})^2 + F_{\delta 2}^2} \quad (16.26)$$

У з'єднанні болти можуть бути поставлені без зазора і з зазором. Болти розраховують згідно формул (16.20) і (16.22) тільки у ці формули замість сили F треба підставити F_{δ} та прийняти $i=1$ і замість 1,57 поставити 0,785.

Для всіх болтів з'єднання назначають однакову затяжку, незважаючи на те, що вони сприймають різне навантаження.

16.1.5.3 Довільне навантаження болтового з'єднання

У довільно навантаженому з'єднанні всі зовнішні сили треба звести до центра ваги стику деталей. У результаті будемо мати навантаження з'єднання осьовими силами та силами, що лежать в площині стику деталей.

Зведені до центра ваги стику зовнішні сили в загальному випадку розглядаються в трьох взаємно перпендикулярних площинах, одна з яких є площиною стику деталей, а дві інші проходять через дві осі симетрії з'єднання. Осьові сили на болти від дії зовнішнього наванта-

ження визначаються у двох площинах, перпендикулярних до площини стику, а потім відповідним чином сумуються.

Розглянемо спрощений варіант болтового з'єднання кронштейна з основою (рис.16.9, а), навантаженого зовнішньою силою F , яка лежить у площині, перпендикулярній до стику в центрі його ваги.

Силу F розкладемо на дві взаємно перпендикулярні складові $F_1 = F \cos \alpha$ і $F_2 = F \sin \alpha$. Дію цих складових замінимо дією таких же сил, але прикладених у центрі O стику, і дією моменту $M = F_1 h - F_2 l$.

Навантаження F_2 та M розкривають стик деталей, а F_1 зсуває кронштейн відносно основи.

1.Визначення розрахункової сили для болта за умови нерозкриття стику. Зовнішні осьові сили, що сприймаються одним болтом з'єднання (у даному з'єднанні чотири болти), запишемо у такому вигляді:

$$\text{від дії сили } F_2, \quad F_{\delta 2} = \frac{F_2}{4};$$

$$\text{від моменту } M, \quad F_{\delta m} = \frac{M}{2t}.$$

Найбільш навантаженими болтами в з'єднанні є болти, що розміщені ліворуч від центра ваги стику (див. напрям сил $F_{\delta 2}$ та $F_{\delta m}$ на рис. 16.9, б). Тому загальна зовнішня осьова сила на найбільш навантажений болт

$$F_{\delta} = F_{\delta 2} + F_{\delta m} = \frac{F_2}{4} + \frac{M}{2t}. \quad (16.27)$$

Розрахункову силу для болта за умови нерозкриття стику визначимо за виразом

$$F_{\delta p} = (K_3 \beta + \chi) F_{\delta}, \quad (16.28)$$

де K_3, β і χ - коефіцієнти, значення яких приведені раніше

2.Визначення розрахункової сили для болта за умови запобігання зсуву деталей з'єднання. Зсув кронштейна може відбутись під дією сили F_1 . Сила зсуву, що сприймається одним болтом з'єднання,

$$F_{\delta l} = \frac{F_1}{4}.$$

Умову запобігання зсуву кронштейна наближено (у бік підвищення надійності з'єднання) запишемо у вигляді

$$(F_0 - F_{\delta 2})f = KF_{\delta 1}. \quad (16.29)$$

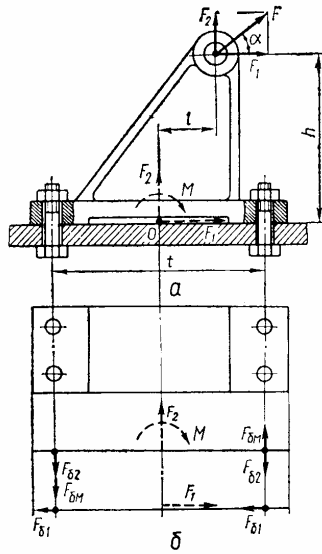


Рисунок 16.9 - До розрахунку болтів кріплення кронштейна

Зовнішню силу $F_{\delta 2}$ у виразі (16.29) взято зі знаком мінус, оскільки вона сприяє розвантаженню стику деталей. Тут також не враховується дія моменту M , бо момент не змінює сумарної сили тертя в стику.

Потрібна сила затяжки болта з умови (16.29)

$$F_0 = \frac{KF_{\delta 1}}{f} + F_{\delta 2} \quad (16.30)$$

Розрахункова сила для болта відповідно може бути записана у вигляді

$$F_{\delta p} = F_0 \beta = \left(\frac{KF_{\delta 1}}{f} + F_{\delta 2} \right) \beta \quad (16.31)$$

За формулою (16.31) визначається розрахункова сила при постановці болтів із зазором. Якщо болти ставлять без зазора, то перевірка їхньої міцності виконується безпосередньо за силою $F_{\delta 1}$.

на вал, а сили тертя $F_s = fN$ забезпечують передачу зовнішнього навантаження від важеля до вала. Момент сил тертя повинен зрівноважити зовнішній момент, тобто

$$fNd = KQl, \quad (16.33)$$

де $K=1,2\dots 1,3$ – коефіцієнт надійності з'єднання, що вводиться в розрахунок для компенсації нестабільності коефіцієнта тертя f .

Силу N визначимо за умови рівності моментів сил N і $F_0 \cdot Z$ щодо точки O (рис.16.10, a), яку умовно можна взяти за шарнірне з'єднання верхньої та нижньої частин клеми:

$$F_0 z(a + 0,5d) = 0,5Nd \quad \text{або} \quad N = F_0 z \left(1 + \frac{2a}{d} \right) \quad (16.34)$$

Після підстановки N у рівність (16.33) знайдемо потрібну силу затяжки F_0 одного болта в клемовому з'єднанні з нероз'ємною маточиною:

$$F_0 = \frac{KQl}{fz(2a + d)} \quad (16.35)$$

Враховуючи скручування болтів при затяжці, запишемо розрахункову силу для болта:

$$F_{\delta \cdot p} = F_0 \beta = \frac{KQl\beta}{fz(2a + d)} \quad (16.36)$$

У клемову з'єднанні з роз'ємною маточиною (рис.16.10, b) зовнішній момент $M=Ql$ також урівноважується моментом сил тертя $T_s = Nfd$, тобто $Nfd=KQl$.

Якщо сила $N = 2F_0$ (при наявності двох гвинтів у з'єднанні), то відповідно матимемо потрібну силу затяжки для одного гвинта:

$$F_0 = \frac{KQl}{2fd} \quad (16.37)$$

Для гвинта клемового з'єднання з роз'ємною маточиною розрахункова сила

$$F_{\delta \cdot p} = \frac{KQl\beta}{2fd} \quad (16.38)$$

За виразами (16.36) та (16.38) для розрахункових сил двох варіантів клемового з'єднання можна визначити потрібні діаметри болтів або гвинтів за умови міцності їх на розтяг [див. формулу (16.32)].

16.1.7 Допустимі напруження та запаси міцності при розрахунках різьбових з'єднань

Допустимі напруження та запаси міцності для різьбових деталей з'єднань залежать від деяких факторів: впевненості у точності розрахункових навантажень з'єднання; характеру зміни навантаження в часі, якості монтажу з'єднань (перекосів опорних площин під гайку чи головку гвинта), точності забезпечення затяжки болтів (контрольована чи неkontrolьована затяжка).

Для затягнутих болтів та гвинтів, що знаходяться під дією статичних навантажень, допустиме напруження беруть $[\sigma] = \frac{\sigma_t}{S}$, де коефіцієнт запасу міцності $S=1,3 \dots 1,5$ при контрольованій затяжці з'єднання. Якщо ж затяжка не контролюється, то S треба вибирати із табл. 16.4.

Для болтів та гвинтів, які розраховують на втому, допустимі коефіцієнти запасу міцності наведені в 16.1.4, до того ж для болтів малих діаметрів при неконтрольованій затяжці слід брати підвищені значення запасів міцності.

При розрахунку болтів на зріз допустимі напруги беруть $[\tau]_{зр} = (0,3 \dots 0,4) \sigma_t$ (більші значення для статичного навантажених з'єднань).

Таблиця 16.4 - Коефіцієнти запасу міцності для болтів та гвинтів

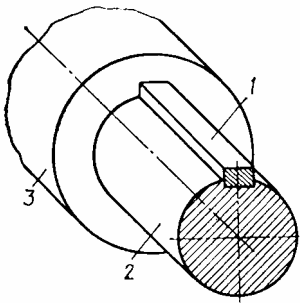
Матеріал болта або гвинта	Значення S для діаметрів болтів d , мм		
	6 – 16	16 – 30	30 – 60
Сталь:			
вуглецева	4 – 3	3 – 2	2 – 1,3
легована	5 – 4	4 – 2,5	2,5 – 2

Із наведених даних випливає, що при неконтрольованій затяжці різьбового з'єднання для болтів малих діаметрів треба брати підвищені коефіцієнти запасу міцності. Це пов'язано з можливістю перенапруження або навіть руйнування болтів малого діаметра при неконтрольованій затяжці.

16.2 Шпонкові з'єднання

16.2.1 Основні види шпонкових з'єднань та область їхнього застосування

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



На рис.16.11 зображені деталі шпонкового з'єднання: 1 – шпонка; 2 – вал і 3 – втулка (або маточина шків, зубчастого колеса).

Завдяки простоті та надійності конструкції, порівняно низькій вартості, а також зручності складання шпонкові з'єднання широко застосовують у машинобудуванні. До недоліків шпонкових з'єднань належать послаблення

вала та маточини шпонковими пазами, які зменшують поперечний переріз і спричиняють значну концентрацію напружень, що сприяє втомному руйнуванню валів.

Розрізняють ненапружені та напружені шпонкові з'єднання.

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

Призматичні шпонки за призначеннями бувають звичайні (рис.16.12, а) та напрямні (рис.16.12, б). Звичайні призматичні шпонки (ГОСТ23360-78) призначені для нерухомого з'єднання маточини (втулки) з валом. Вони бувають із скругленими або плоскими торцями. Направні шпонки (ГОСТ8790-79) застосовують у тих випадках, коли деталі, розміщені на валах, можуть рухатись уздовж валів. Направну шпонку закріплюють до вала гвинтами.

Згідно із стандартом ширину призматичної шпонки b і висоту h вибирають залежно від діаметра вала d (табл.16.5). Стандарт також регламентує глибину паза на валу t_1 і у втулці t_2 . Довжину шпонки ℓ вибирають за шириною деталі, розміщеної на валу, перевіряють розрахунком на міцність і також узгоджують зі стандартом.

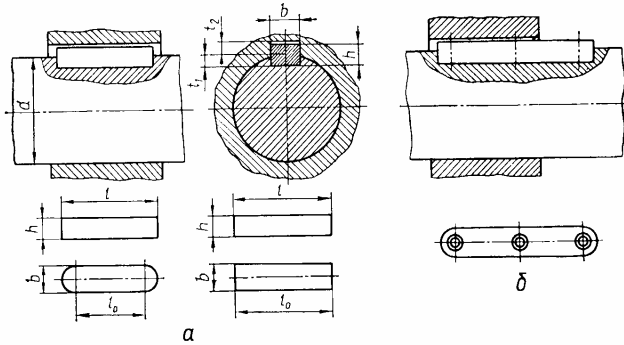


Рисунок 16.12 – З'єднання призматичними шпонками

Робочими гранями призматичних шпонок є їхні бічні грані, які контактують з бічними гранями пазів. Робоча довжина призматичної шпонки зі скругленими торцями $\ell_0 = \ell - b$, а шпонки з плоскими торцями $\ell_0 = \ell$ (рис. 16.12, а).

Ширину призматичної шпонки та ширину паза в маточині виконують з полем допуску відповідно $h6$ та $H7$. Ширина паза вала має поле допуску j_6 .

З'єднання за допомогою сегментної шпонки показано на рис.16.13.

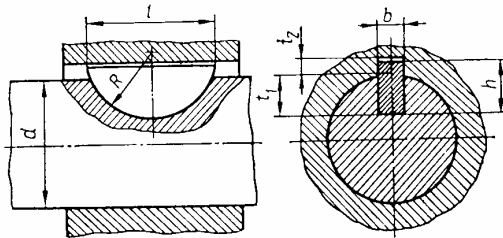
Глибока посадка шпонки на валу забезпечує їй більш стійке положення, ніж призматичної шпонки. Це запобігає перекошуванню шпонок під навантаженням. Однак глибокий паз значно послаблює вал, тому сегментні шпонки використовують головним чином для з'єднання деталей на малонавантажених ділянках валів, наприклад на кінцях валів. З'єднання сегментними шпонками є технологічними, оскільки виготовлення як шпонок, так і пазів на валах досить просте.

Таблиця 16.5 - Шпонки призматичні (див. розміри за рис. 16.12, а)

Діаметр вала d , мм	Переріз шпонки		Глибина пазів		Гранична довжина	
	b , мм	h , мм	t_1 , мм	t_2 , мм	min	max
Від 12 до 17	5	5	3,0	2,3	10	56
« 17 » 22	6	6	3,5	2,8	14	70
« 22 » 30	8	7	4,0	3,3	18	90
« 30 » 38	10	8	5,0	3,3	22	110
« 38 » 44	12	8	5,0	3,3	28	140
« 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36	160
« 50 » 58	16	10	6,0	4,3	45	180
« 58 » 65	18	11	7,0	4,4	50	200
« 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56	220
« 75 » 85	22	14	9,0	5,4	63	250
« 85 » 95	25	14	9,0	5,4	70	280

Сегментні шпонки стандартизовані (ГОСТ24071-80). Розміри сегментних шпонок та пазів для них вибирають за стандартом залежно від діаметра d (рис.16.13 та табл.16.6)

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



лей на вал або з посадками із гарантованим натягом. У таких випадках забезпечується достатнє центрування деталей та висока надійність з'єднання.

Рисунок 16.13 – З'єднання сегментною шпонкою

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

Таблиця 16.6 - Шпонки сегментні (див. розміри за рис.16.13)

Діаметр вала d , мм	Розміри шпонки $b \times h \times R \times l$, мм	Глибина пазів, мм	
		t_1	t_2
Від 8 до 10	$3 \times 5 \times 6,5 \times 12,6$	3,8	1,4
« 10 » 12	$3 \times 6,5 \times 8 \times 15,7$	5,3	1,4
« 12 » 14	$4 \times 6,5 \times 8 \times 15,7$	5,0	1,8
« 14 » 16	$4 \times 7,5 \times 9,5 \times 18,6$	6,0	1,8
« 16 » 18	$5 \times 6,5 \times 8 \times 15,7$	4,5	2,3
« 18 » 20	$5 \times 7,5 \times 9,5 \times 18,6$	5,5	2,3
« 20 » 22	$5 \times 9 \times 11 \times 21,6$	7,0	2,3
« 22 » 25	$6 \times 9 \times 11 \times 21,6$	6,5	2,8
« 25 » 28	$6 \times 10 \times 12,5 \times 24,5$	7,5	2,8

16.2.2 Розрахунок ненапружених шпонкових з'єднань

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

1. Розрахунок з'єднання призматичною шпонкою. В з'єднанні на рис.16.14, a обертовий момент T передається від вала до маточини деталі, розміщеної на ньому, за допомогою взаємодії бічних вузьких граней шпонки з бічними стінками пазів на валу та в маточині. Навантажені поверхні змінюються і при незначних мікропереміщеннях спрацьовуються.

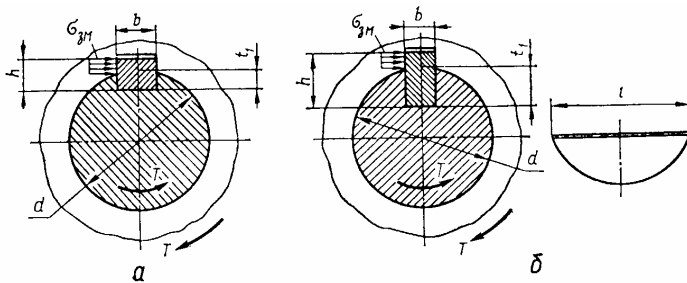


Рисунок 16.14 – До розрахунку з'єднань призматичною та сегментною шпонками

Основним розрахунком з'єднання призматичною шпонкою є розрахунок за умови обмеження напруги зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (16.39)$$

де F – сила, що діє на навантажені поверхні, а $A_{зм}$ – площа поверхні зминання.

Для даного з'єднання маємо наближено $F = 2T/d$, а площа поверхні зминання $A_{зм} = (h - t_1)l_0$, де l_0 – робоча довжина призматичної шпонки (див.рис.16.12). Таким чином, умову міцності шпонкового з'єднання на зминання записують у вигляді

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{dl_0(h - t_1)} \leq [\sigma]_{зм}. \quad (16.40)$$

Умова міцності шпонкового з'єднання на зріз має вигляд

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{dl_0b} \leq [\tau]_{зр}, \quad (16.41)$$

де b – ширина шпонки.

Коли умови міцності (16.40) або (16.41) шпонкового з'єднання не виконуються, то тоді треба збільшити довжину шпонки l_0 , якщо дозволяє довжина маточини, або передбачити в з'єднанні дві шпонки, взаємно зміщені на 180° або три шпонки, взаємно зміщені на 120° , але це застосовують дуже рідко.

Інколи виконують проектний розрахунок з'єднання призматичною шпонкою. Тоді визначають потрібну робочу довжину шпонки, виходячи із умов (16.40) та (16.41). За значенням ℓ_0 знаходять повну довжину шпонки $\ell = \ell_0 + b$, яку приводять у відповідність із стандартним рядом довжини.

Допустимі напруги для ненапружених шпонкових з'єднань залежать від режиму навантаження з'єднання, міцності матеріалу вала та втулки, виду посадки на вал.

Для нерухомих з'єднань беруть: при перехідних посадках втулки на вал $[\sigma]_{зм} = (100...150)$ МПа (втулка зі сталі) і $[\sigma]_{зм} = (60...80)$ МПа (втулка з чавуну), а також $[\tau]_{зр} = (60...90)$ МПа.

Менші з наведених значень $[\sigma]_{зм}$ і $[\tau]_{зр}$ беруть для різко змінних навантажень шпонкового з'єднання.

2. Розрахунок з'єднання сегментною шпонкою (рис.16.14, б) виконують так, як і розрахунок з'єднання призматичною шпонкою, бо умови роботи цих з'єднань аналогічні. Тому умову міцності на зминання для з'єднання сегментною шпонкою згідно з виразом (16.40) та позначеннями на рис.16.14, б, записують у вигляді

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d\ell(h-t_1)} \leq [\sigma]_{зм}. \quad (16.42)$$

При невиконанні умови (16.42) у з'єднанні зі значною довжиною маточини можна поставити в ряд по осі вала дві сегментні шпонки.

Допустимі напруги тут беруть такі самі, як і для з'єднань призматичними шпонками.

16.3 Штифтові з'єднання

Штифти застосовують в основному для точного установлення з'єднуємих деталей машин. Штифтами користуються для фіксації положення редуктора відносно його корпусу (рис.16.15, а, в). Рідше штифти застосовують для скріплення деталей машин, які передають невеликі навантаження. На рис.16.15, б маточина колеса, навантаженого невеликою коловою силою, скріплена з валом за допомогою штифта.

По формі розрізняють конічні і циліндричні штифти. Конічні штифти виконують із конусністю 1:50, яка забезпечує самогальмування. Циліндричні штифти встановлюють на робоче місце з натягом, а в рухомих з'єднаннях – із розклепанням кінців. Звичайні конічні штифти (див.рис.16.15, а) встановлюють при прохідних отворах, коли їх можливо вибивати з протилежного боку.

Штифти виготовляють із сталей Ст4, Ст5, 35, 40 і 45. Діаметр встановленого штифта приймають конструктивно. Діаметр кріпильного штифта визначають із розрахунку штифта на зріз. При дії на штифт сили F , перпендикулярної до осі, умова міцності на зріз при Z площин зрізу

$$\tau_{зр} = \frac{F}{z \frac{\pi d_{ш}^2}{4}} \leq [\tau]_{зр} . \quad (16.43)$$

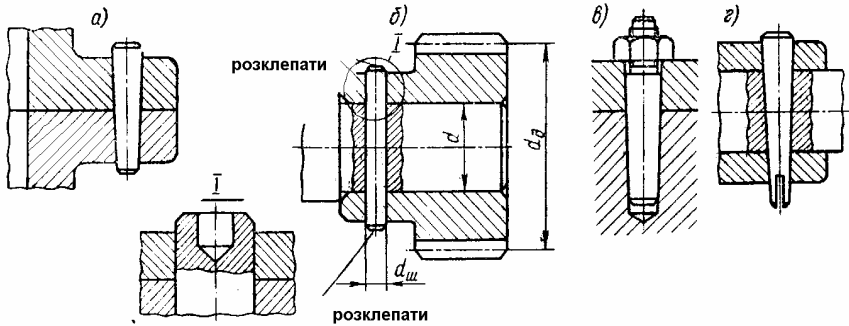


Рисунок 16.15 – Види штифтів

Із формули (16.43) можливо визначити діаметр штифта

$$d_{ш} \geq 1,13 \sqrt{\frac{F}{z[\tau]_{зр}}} . \quad (16.44)$$

Допустима напруга на зріз для штифта, виготовленого із сталі вказаних марок, $[\tau]_{зр} = (35...75)$ МПа; менші значення – при навантаженні з поштовхами та ударами.

16.4 Зварні з'єднання

Зварювання – технологічний процес з'єднання деталей, який здійснюється при місцевому нагріванні стику деталей до розплавленого або пластичного стану їх із подальшим взаємним деформуванням. Утворення такого типу з'єднань базується на використанні сил молекулярного зчеплення.

Нині є багато різних способів з'єднання деталей зварюванням.

Зварні з'єднання є найдосконалішими з нероз'ємних з'єднань, оскільки вони у значній мірі наближають з'єднані деталі до цілісних. Зварювання використовують не тільки як спосіб з'єднання деталей, а й як технологічний метод виготовлення самих деталей. Зварені деталі в багатьох випадках із успіхом замінюють деталі ковані, штамповані

або виготовлені литтям. Зварюванням виготовляють станини, рами і основи машин, шків, зірочки, маховики, барабани, ферми, колони, різні резервуари, труби, корпуси річкових та морських суден.

Основними перевагами зварних з'єднань є такі: відсутність додаткових з'єднуючих елементів; рівномірність шва щодо з'єднуваних елементів деталей, економія матеріалу та зменшення маси виробів; висока продуктивність та простота процесу зварювання.

До недоліків зварних з'єднань належать: поява температурних напружень і пов'язана з цим можливість викривлювання деталей після зварювання; значна концентрація напружень в області зварних швів; знижена стійкість проти корозії та ін.

16.4.1 Види зварних з'єднань і типи зварних швів

Залежно від взаємного розміщення з'єднуваних елементів деталей розрізняють такі основні види зварних з'єднань: стикові, напусткові, таврові та кутові.

Стикове з'єднання є найраціональнішим видом зварних з'єднань. Воно утворюється за допомогою дугового або контактного зварювання. Таке з'єднання виконується стиковим зварним швом.

Зварні стикові з'єднання (рис. 16.16) бувають з прямим (а), косим (б) та кільцевим (в) швами.

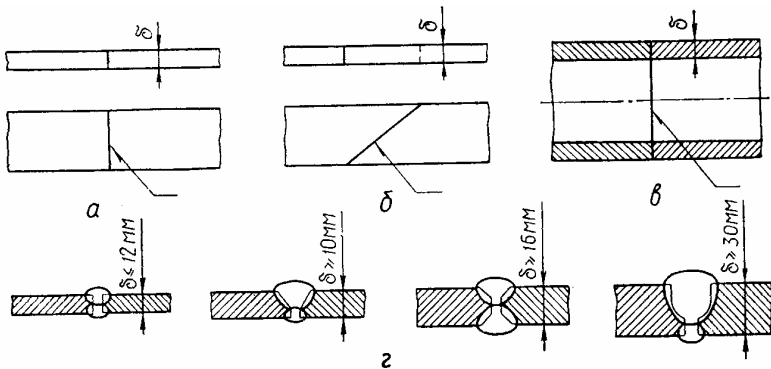


Рисунок 16.16 – Стикові зварні з'єднання деталей

Деталі поблизу стику повинні мати рівну товщину δ для забезпечення їхнього однакового нагрівання. Залежно від товщини δ зварювані елементи деталей виготовляють із підготовленими або непідготовленими

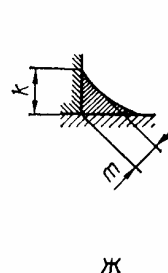
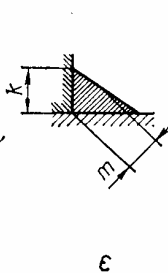
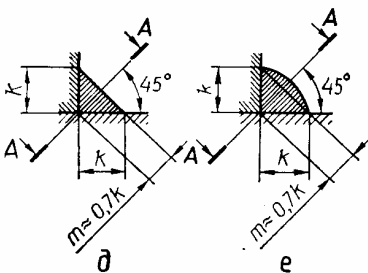
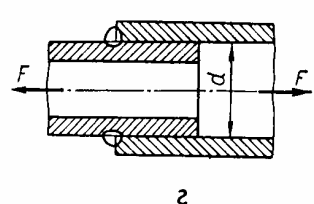
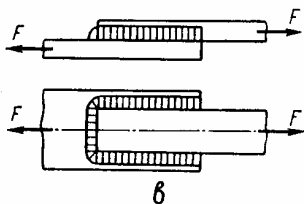
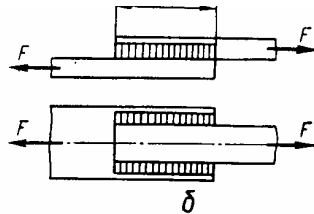
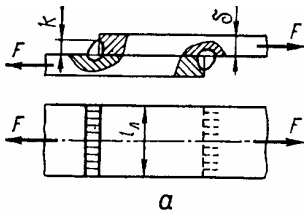
ними кромками. Форми підготовки кромки деталей наведено на рис.16,16 г.

Напускове з'єднання (рис.16.17) виконують за допомогою кутових (валикових) швів. Залежно від розміщення шва щодо лінії дії сили F кутові шви (рис.16.17) називаються лобовими (а), фланговими (б), комбінованими (в) і кільцевими (г).

Форма поперечного перерізу кутових швів (рис.16.17) може бути нормальною (д), випуклою (е) або поліпшеною (є, ж). Нормальна та поліпшена форми зварних швів досягається механічною обробкою їх після зварювання. Випукла форма швів сприяє підвищенню концентрації напружки. Мінімальна концентрація напружки має місце в швах поліпшеної форми при відношенні катетів 1:1,5 або 1:2. Катет зварного шва K треба брати $K \leq \delta$ (див. рис. 16.17, а), але не менш ніж 3мм при товщині з'єднуваних елементів деталей $\delta \geq 3\text{мм}$. Розрахункову висоту m кутового шва (рис.16.17, д-ж) беруть таку, що вона дорівнює висоті перерізу по бісектрисі А-А, до того ж для всіх форм перерізу швів умовно $m = K \cos 45^\circ = 0,7K$.

Довжина лобових швів $\ell_{\text{л}}$ у напускових з'єднаннях не обмежується, а довжина флангових швів $\ell_{\text{ф}}$ не повинна бути більш

ніж 5
номір
Тавр
лей у
викон
вою
підгот
повин
деталі
перед
більш
товус



ерів-
деталі
готу-
вання
ів не
аних
по-
г). У
рис-

Рисунок 16.17 – Зварні напусткові з'єднання та форми кутових швів

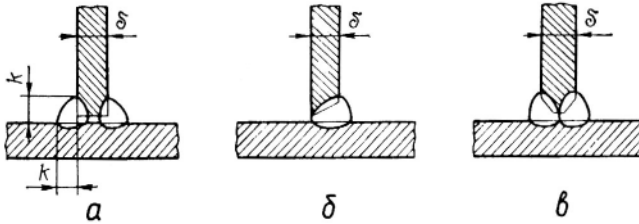


Рисунок 16.18 – Таврові зварні з'єднання

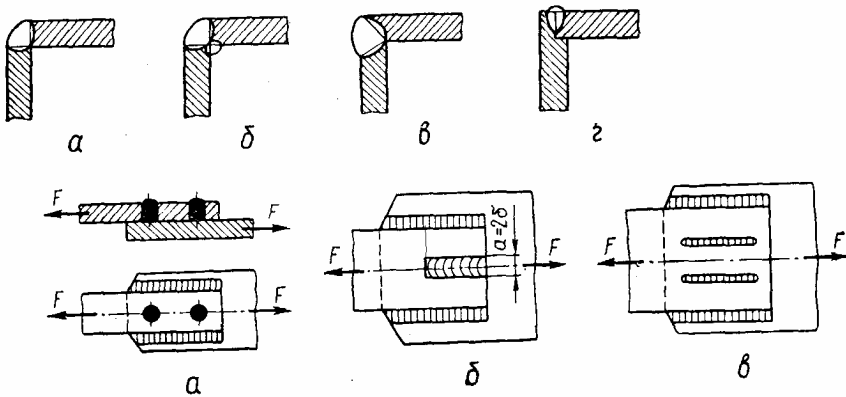


Рисунок 16.19 – Кутові зварні з'єднання швів

16.4.2 Розрахунок зварних з'єднань на міцність

Основною умовою при проектуванні зварних конструкцій деталей є забезпечення рівномірності зварних швів та з'єднуваних елементів деталей. Згідно з цією умовою залежно від розмірів та взаємного розміщення зварних деталей встановлюють відповідні розміри швів для даного з'єднання.

У більшості випадків на практиці розміри зварних швів та тип їх визначають за формулою та конструкцією деталей. Тому розрахунок зварних з'єднань в основному виконується як перевірний.

1. Розрахунок стикових з'єднань. Стикове з'єднання розраховують на міцність за номінальними напругами без урахування підсилення швів (місцевого наплавлення металу) і за тими самими умовами, що й для суцільних елементів деталей. Для схем навантаження стикових з'єднань із прямим та косим швами (рис.16.20, а, б) умова міцності має такий вигляд:

$$\sigma' = \frac{F}{\delta \ell} \leq [\sigma], \quad (16.45)$$

де σ' - напруга розтягу (стиску) у шві; F – сила, що навантажує з'єднання; δ, ℓ - товщина та ширина з'єднуваних елементів відповідно; $[\sigma]$ - допустима напруга розтягу (стиску) стикового зварного з'єднання.

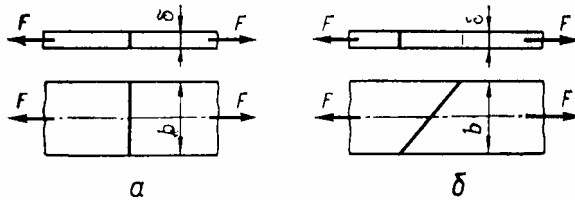


Рисунок 16.20 – До розрахунку стикових зварних з'єднань

2. Розрахунок напусткових з'єднань. У напусткових з'єднаннях кутові шви умовно розраховують на зріз за найменшим перерізом, який знаходиться в бісектрисній площині прямого кута в поперечному перерізі шва (див. рис.16.17, д, е), де розрахункова висота кутового шва $m=0,7K$.

Для нанапусткових з'єднань, навантажених відповідно із схемами на рис. 16.21, а-в, умову міцності швів записують у вигляді

$$\tau' = \frac{F}{0,7K\ell} \leq [\tau], \quad (16.46)$$

де τ' - розрахункова напруга зрізу зварного шва; F – сила, що навантажує з'єднання; K – катет кутового шва; ℓ - довжина зварних швів; $[\tau]$ - допустима напруга зрізу для зварних швів.

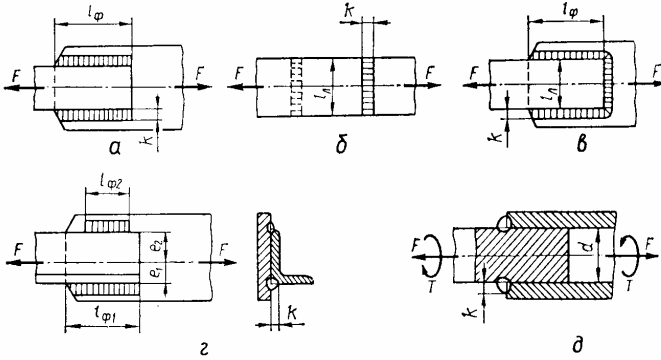


Рисунок 16.21 – До розрахунку зварних напусткових з'єднань

Для з'єднань із кількома швами за розмір ℓ беруть сумарну довжину швів, наприклад для напусткового з'єднання фланговими швами (рис.16.21, а) $\ell = 2\ell_\phi$, для з'єднання лобовими швами (рис.16.21, б) $\ell = 2\ell_\lambda$, а для з'єднання комбінованими швами (рис.16.21, в) $\ell = 0,28\ell_\lambda + 1,5\ell_\phi$. В останньому випадку зменшену довжину шва ℓ беруть у зв'язку з нерівномірністю розподілення навантаження на лобовий та флангові шви.

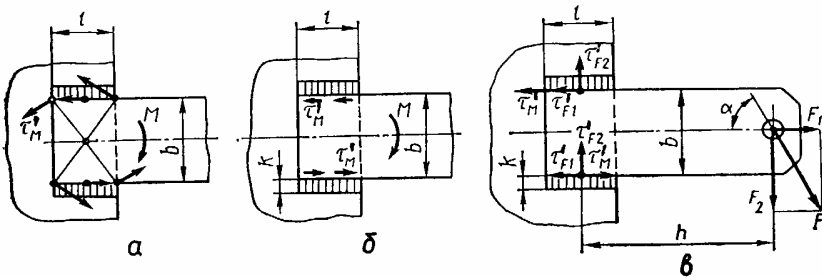


Рисунок 16.22 – схеми навантаження напусткових з'єднань

У зварному з'єднанні з несиметричним розміщенням флангових швів щодо лінії дії сили F (рис.16.21, г) загальну довжину швів $\ell = \ell_{\phi 1} + \ell_{\phi 2}$ визначають за умовою (16.46). Тоді $\ell_{\phi 1}$ та $\ell_{\phi 2}$ беруть відповідно до тих часток сили F , що припадають на окремі шви:

$$\ell_{\phi 1} = \frac{\ell_2}{\ell_1 + \ell_2} \ell ; \quad \ell_{\phi 2} = \frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} \ell . \quad (16.47)$$

Для напусткового з'єднання із кільцевим кутовим швом, навантаженого відповідно до схеми на рис.16.21, д, напругу зрізу в шві визначають окремо від сили F і від крутильного моменту T . Тоді ці напруги складають геометрично (τ'_F і τ'_T напрямлені під прямим кутом):

$$\tau'_F = \frac{F}{0,7\pi k d}, \quad \tau'_T = \frac{F_T}{A} = \frac{2T}{0,7\pi k d^2}, \quad \tau' = \sqrt{(\tau'_F)^2 + (\tau'_T)^2} \leq [\tau]' \quad (16.48)$$

У цьому випадку колова сила на шов від крутильного моменту $F_T = 2T/d$, а площа зрізу шва $A = 0,7\pi k d$.

Якщо з'єднання навантажено моментом M (рис.16.22, а), то напруга у швах розподіляється по їхній довжині нерівномірно і напрямки різні (на рис.16.22,а стрілками вказані напрями напружень зрізу в різних точках швів). Нерівномірність розподілення напруги тим більша, чим більша довжина ℓ швів відносно розміру b . У загальному випадку максимальну напругу на кінцях швів можна визначити за формулою $\tau'_m = M/W_p$, де W_p - полярний момент опору перерізу швів у площині їхнього руйнування.

Для порівняно коротких швів ($\ell < b$), розповсюджених на практиці, наближено можна припустити, що напруга зрізу розподіляється вздовж швів рівномірно (рис.16.22, б) і спричинюється дією на кожній шов силою $F = M/b$. Тоді наближена умова міцності з'єднання може бути записана у вигляді

$$\tau'_m = \frac{M}{0,7k\ell b} \leq [\tau]' \quad (16.49)$$

З урахуванням цих допущень можна розглянути наближений розрахунок зварного з'єднання і для більш загальної схеми навантаження (рис.16.22, в), де шви навантажуються силами $F_1 = F \cos \alpha$, $F_2 = F \sin \alpha$, а також моментом $M = F_2 h$. У цьому разі більш навантаженим є верхній шов, для якого умова міцності має вигляд (напрямок напруги на рис.16.22, в показано стрілками)

$$\tau'_{\max} = \sqrt{(\tau'_{F_1} + \tau'_{F_2})^2 + (\tau'_{F_2})^2} \leq [\tau]', \quad (16.50)$$

де складові напруги зрізу визначають відповідно за формулами:

$$\tau'_{F_1} = \frac{F_1}{2 \cdot 0,7k\ell}, \quad \tau'_{F_2} = \frac{F_2}{2 \cdot 0,7k\ell}, \quad \tau'_M = \frac{M}{0,7k\ell b} \quad (16.51)$$

3. Розрахунок таврових з'єднань. У таврових з'єднаннях із попередньою підготовкою кромок напруги в швах визначають так, як і для суцільних деталей, але порівнюють ці напруги із допустимими напругами для зварних швів.

Для таврових з'єднань, здійснених кутовими зварними швами без підготовки кромок, розрахунок на міцність виконують за напругою зрізу в зварних швах. Згідно зі схемою навантаження таврового з'єднання (рис.16.23) максимальна напруга зрізу має місце в точках верхніх кінців швів. Ця напруга дорівнює сумі напружень від дії двох складових сил F на двох взаємно перпендикулярних напрямках $F_1 = F \cos \alpha$, $F_2 = F \sin \alpha$ та моменту $M = F_2 h$.

Для двох швів таврового з'єднання маємо

$$\tau'_{F_1} = \frac{F}{2 \cdot 0,7kb}, \quad \tau'_{F_2} = \frac{F_2}{2 \cdot 0,7kb}, \quad \tau'_M = \frac{M}{2W_o} = \frac{3M}{0,7kb^2} \quad (16.52)$$

У виразі для τ'_M величина $W_o = \frac{0,7kb^2}{6}$ - осьовий момент опору перерізу одного шва в площині його руйнування.

Відповідно умову міцності такого таврового з'єднання записують у вигляді

$$\tau'_{\max} = \sqrt{(\tau'_{F_1} + \tau'_{F_2})^2 + (\tau'_{F_2})^2} \leq [\tau]' \quad (16.53)$$

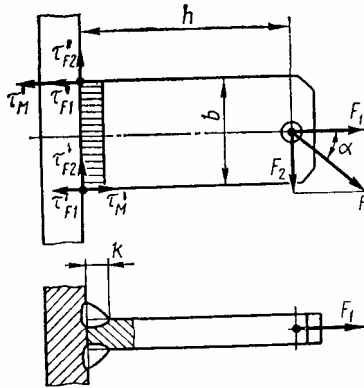


Рисунок 16.23 – До розрахунку таврового зварного з'єднання

Для частинного випадку навантаження, наприклад при $\alpha = 0$, дістають

$$F_1 = F, F_2 = 0, M=0 \text{ і } \tau' = \tau'_F = \frac{F_2}{2 \cdot 0,7kb} \leq [\tau]'. \quad (16.54)$$

4. Допустимі напруження для зварних з'єднань. Різноманітність факторів, що впливають на міцність зварних з'єднань, а також наближеність та умовність розрахункових формул обумовлюють потребу експериментального визначення допустимих напружень. Норми допустимої напруги беруть з урахуванням конкретних якісних показників зварювання та характеру навантаження швів.

Допустимі напруги для зварних швів назначають у частках від допустимої напруги розтягу $[\sigma]_p$ для основного металу. В табл. 16.7 наведені дані для визначення допустимої напруги зварних швів з'єднань деталей із низько- та середньовуглецевих сталей і деяких низьколегованих сталей при статичних навантаженнях.

Таблиця 16.7 - Допустимі напруження для зварних швів
при статичному навантаженні

Вид технологічного	Допустиме напруження у швах
--------------------	-----------------------------

процесу зварювання	при розтя- гу $[\sigma]'$	при стис- ку $[\sigma]'$	при зрізі $[\tau]'$
Автоматичне під флюсом та ручне електродами Э42А та Э50А. Контактне стикове	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65 [\sigma]_p$
Ручне дугове електродами Э42 та Э50	$0,9 [\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,60 [\sigma]_p$
Контактне точкове та шо- вне	—	—	$0,5 [\sigma]_p$

Примітка. Допустиме напруження розтягу для основного металу $[\sigma]_p = \sigma_r / s$, де коефіцієнт запасу міцності $s = 1,35 \dots 1,60$ для вуглецевих та $s = 1,50 \dots 1,70$ для низьколегованих сталей.

16.5 Заклепкові з'єднання

16.5.1 Конструкції заклепкових з'єднань та області їх використання

Заклепкове з'єднання здійснюються за допомогою спеціальної деталі – заклепки, яку встановлюють у отвори з'єднуваних деталей.

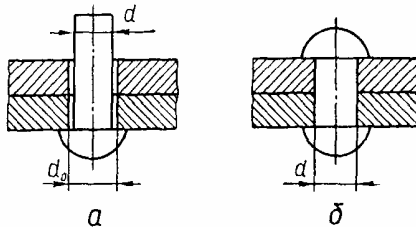


Рисунок 16.24 – Утворення заклепкового з'єднання

Заклепка має циліндричний стержень і закладну головку (рис.16.24, а) на одному кінці. Після пластичного деформування другого кінця утворюється замикаюча головка, і таким чином маємо з'єднання деталей (рис.16.24, б). Для зручності вставлення заклепки діаметр отвору d_0 у з'єднуваних елементах дещо більший, ніж діаметр стержня d заклепки. Під час клепаання (щоб мати замикаючу головку) стержень заклепки збільшує свій діаметр і щільно заповнює отвір. В готовому заклепковому з'єднанні діаметр заклепки дорівнює діаметру отвору під заклепку. Заклепки стягують з'єднувані деталі, завдяки чому частина навантаження з'єднання передається за рахунок сил тертя в площині стику, а частина сприймається стержнем заклепки.

Форма та розміри основних видів заклепок стандартизовані. Широке застосування мають заклепки (рис.16.25) з напівкруглою (а), потайною (б) та напівпотайною (в) головками. Крім цих заклепок із суцільним стержнем у машино- та приладобудуванні використовують трубчасті пістони, що виготовляють точінням (рис.16.25, г) або штампуванням (рис.16.25, д, е).

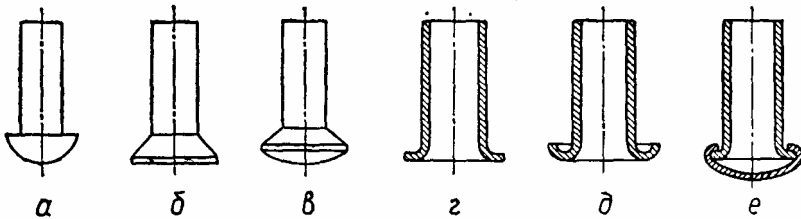


Рисунок 16.25 – Конструкції заклепок

Матеріал заклепки повинен бути достатньо пластичним, щоб забезпечити формування головок при виготовленні і клепанні заклепок. Заклепки бувають сталеві, алюмінієві, латунні, мідні та ін. Матеріал заклепок повинен бути таким самим, як і матеріал металевих з'єднуваних деталей для запобігання хімічної корозії в з'єднаннях. Заклепки із кольорових металів та їх сплавів широко застосовують для з'єднання деталей із неметалевих матеріалів.

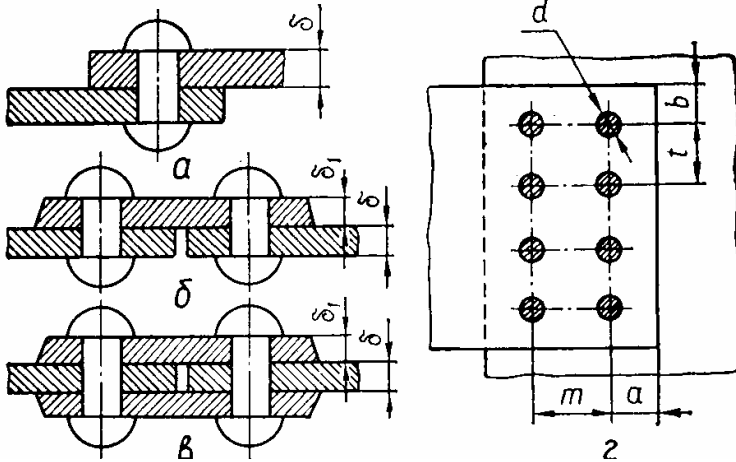


Рисунок 16.26 – Конструкції заклепкових з'єднань

З'єднання елементів машини чи споруди, утворене групою заклепок, називаються **заклепковим швом**.

За конструкцією заклепкові шви (рис. 16.26) поділяються на такі: напусткові (а), стикові з однією накладкою (б) і з двома накладками (в).

Товщина накладок $\delta_1 = 0,75\delta$, де δ - товщина основних з'єднуваних елементів. Діаметр заклепок у з'єднанні $d \approx 2\delta$ при $\delta \leq 5\text{мм}$, $d \approx (1,1 \dots 1,6)\delta$ при $\delta = (6 \dots 20)\text{мм}$.

Заклепкові шви бувають одно-, дво- (рис.16.26, г) та багаторядні з рядним або шаховим розміщенням заклепок. Відстань t між заклепками по довжині шва називається кроком заклепкового шва. В більшості випадків $t = (3 \dots 4)d$. Відстань між рядами в заклепковому шві

беруть $m=(2,5...3)d$, а відстань заклепок до краю з'єднаних елементів $a=(1,5...2)d$ і $b \approx 2d$ (рис.16.26,г).

За призначенням заклепкові шви поділяються на міцні, щільно-міцні та щільні. Щільноміцні та щільні шви призначені для з'єднання елементів котлів, резервуарів та трубопроводів високого або низького тиску. Крім достатньої міцності, до цих швів ставлять вимоги забезпечення їхньої герметичності. Міцні або силові заклепкові шви використовують головним чином у різних металевих конструкціях, що сприймають інтенсивні вібрації або ударні навантаження (ферми, обшивки літаків та ін.).

Взагалі заклепкові з'єднання застосовують у конструкціях, що не допускають зварювання.

16.5.2 Розрахунок заклепкових з'єднань

Оскільки основні розмірні параметри заклепкового шва попередньо можуть бути вибрані за рекомендаціями 16.5.1, розрахунок на міцність заклепкових з'єднань виконується як перевірний або в результаті розрахунку визначають потрібне число заклепок у з'єднанні.

Деталі, що з'єднуються заклепками, здебільшого знаходяться під дією сил, що намагаються зсунути одну деталь відносно іншої. Цьому зсуву чинять опір сили тертя в стику з'єднаних деталей та самі заклепки. Оскільки оцінити силу тертя в заклепковому з'єднанні неможливо, при розрахунках допускають, що все зовнішнє навантаження сприймається стержнями заклепок і вони навантажуються рівномірно.

Як приклад розглянемо розрахунок заклепкового шва з одним рядом заклепок при нахльостуваному з'єднанні деталей (рис.16.27). Деталі з'єднання навантажені зовнішньою силою F , що лежить у площині стику і проходить через центр ваги перерізів заклепок. Для визначеності припустимо, що $\delta_1 < \delta_2$, а розміри d , t , a і b попередньо вибрані.

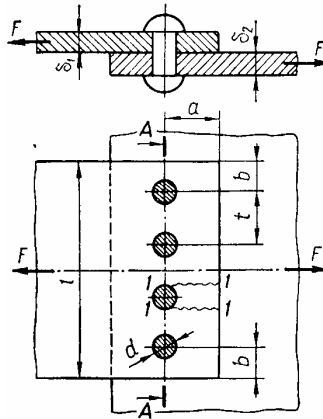


Рисунок 16.27 – До розрахунку заклепкового з'єднання

У заданій схемі навантаження виконують такі види розрахунків на міцність заклепкового з'єднання:

1.Перевірка міцності заклепок на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{F}{0,785Zd^2} \leq [\tau]_{зр}, \quad (16.55)$$

де Z – число заклепок у шві.

2.Перевірка міцності заклепок та з'єднування деталей (листів) на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{Z\delta_1 d} \leq [\sigma]_{зм}. \quad (16.56)$$

Тут записана умова міцності на зминання для меншої поверхні навантаженого контакту заклепок і листа, бо $\delta_1 < \delta_2$.

3.Перевірка міцності листа на розтяг в ослабленому перерізі А-А

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta_1(\ell - Zd)} \leq [\sigma]_p \quad (16.57)$$

4. Перевірка міцності за зріз (виколювання) листа одночасно в двох площинах 1-1 за умови, що зріз відбувається на довжині $a-0,5d$:

$$\tau'_{зр} = \frac{F}{2Z\delta_1(a-0,5d)} \leq [\tau']'_{зр}. \quad (16.58)$$

За умовами міцності (16.55)-(16.58) можна виконати перевірний розрахунок заклепкового з'єднання з відомими розмірами. Якщо не виконується умови (16.55) і (16.56), то треба збільшити кількість заклепок Z або їхній діаметр d . Якщо умова (16.57) не виконується, то треба збільшити розмір ℓ і відповідно крок t заклепок при їх числі Z , яке задовольняє умови (16.55) та (16.56). Перевірка міцності за умовою (16.58) для підтвердження правильності вибору розміру a .

Умови міцності (16.55) і (16.56) можна використати для попереднього визначення кількості заклепок у з'єднанні, до того ж розрахункове число заклепок Z можна взяти більше з двох добутих значень. Аналогічно виконується розрахунок на міцність заклепкових швів із однією або двома накладками (див.рис.16.26, б, в). У заклепковому з'єднанні слід урахувати дві площини зрізу для кожної заклепки.

16.5.3 Допустимі напруження в розрахунках заклепкових з'єднань

Допустимі напруги для деталей заклепкового з'єднання залежать від їхніх матеріалів, способу виконання отворів у деталях та характеру дії на з'єднання зовнішнього навантаження (постійне чи змінне).

У розрахунках міцних заклепкових швів сталевих конструкцій, що знаходяться під дією постійного навантаження, допустимі напруги для сталевих заклепок і з'єднуваних деталей беруть за табл. 16.8.

Якщо заклепкове з'єднання працює в умовах знакозмінних навантажень, то наведені в табл. 16.8 допустимі напруження для малоуглецевих сталей зменшують множенням на коефіцієнт γ , який визначається за формулою

$$\gamma = \frac{1}{1 - 0,3 \frac{F_{min}}{F_{max}}} \leq 1, \quad (16.59)$$

Таблиця 16.8. Допустимі напруження для заклепок і деталей заклепкового з'єднання, МПа.

Вид деталей	$[\tau]_{зр}$	$[\sigma]_{зм}$	$[\sigma]_p$	$[\tau]_{зр}'$	$[\sigma]_{зм}$
-------------	---------------	-----------------	--------------	----------------	-----------------

Сталеві заклепки при виконанні отворів:					
свердлінням	140*	280*	—	—	—
	140**	320**	—	—	—
продавлюванням	100*	240*	—	—	—
	100**	280**	—	—	—
Деталі заклепкового з'єднання	—	—	140*	90*	210*
	—	—	160**	100**	240**

* Матеріал Ст2; 10кп

** Те саме, Ст3; 20кп

де F_{min} , F_{max} – відповідно найменше і найбільше взяті зі своїми знаками значення знакозмінного навантаження, що діє на заклепкове з'єднання.

16.6. З'єднання деталей паянням та склеюванням

За конструкцією з'єднання паянням (паяні з'єднання) та склеюванням (клейові з'єднання) подібні до зварних з'єднань. На відміну від зварювання, паяння та склеювання здійснюється без розплавлювання з'єднуємих деталей. Зв'язок між елементами тут забезпечується силами молекулярної взаємодії або адгезії поверхонь деталей із додатковим матеріалом – припоєм або клеєм.

Паянням та склеюванням можна з'єднувати деталі не тільки з однорідних, а й неоднорідних матеріалів. За допомогою паяння з'єднують деталі з чорних та кольорових металів та сплавів, деталі зі скла, кераміки, графіту. Склеювати можна деталі з металів із деталями зі скла, фарфору, кераміки, дерева, гуми.

За міцністю паяні та клейові з'єднання поступаються перед зварними, виконаними якісним зварюванням. Тільки при з'єднанні тонкостінних конструкцій можна досягти рівномірності з'єднання паянням та склеюванням і матеріалу деталей.

Область використання паяних та клейових з'єднань у техніці все більше розширюється у зв'язку із застосуванням нових конструкційних матеріалів, високоміцних легованих сталей, багато з яких важко

піддаються зварюванню. На сьогодні паяння широко застосовують в авіабудуванні.

Паяння використовують при виготовленні камер згорання сучасних реактивних двигунів, ядерних реакторів та інших об'єктів (радіаторів автомобілів і тракторів, паливних та масляних трубопроводів). Паяні з'єднання можуть працювати при високих тисках, температурах та в агресивних середовищах. Клейові з'єднання також застосовують у відповідних конструкціях, у будівництві мостів, авіабудівництві. Паяні та клейові з'єднання дуже широко розповсюджені в приладобудуванні.

16.6.1 Паяні з'єднання

На практиці використовують переважно стикові (рис.16.28, а) та напусткові (рис.16.28, б) з'єднання деталей. Міцність стикового з'єднання підвищується, якщо застосовувати ступеневу або косу форму кромки з'єднуваних паянням деталей. Міцність напусткового з'єднання можна підвищувати, збільшуючи напуск або застосовуючи одну або дві накладки. Аналогічним чином виконують паяні з'єднання трубопроводів (рис.16.28, в).

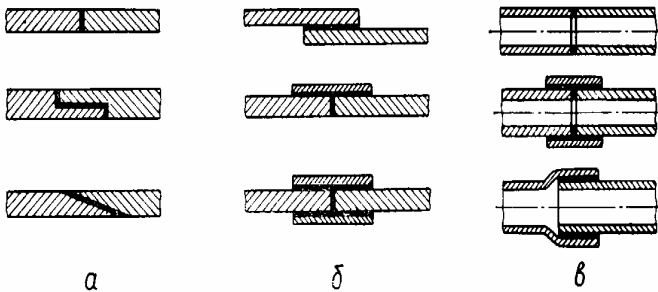


Рисунок 16.28 – Конструкції паяних з'єднань

Процес з'єднання деталей паянням здійснюється нагріванням з'єднуючих деталей до температури плавлення додаткового матеріалу – припою.

Особливістю процесу паяння є потреба існування малих і рівномірних зазорів між з'єднуваними поверхнями деталей. Розмір зазо-

рів залежно від виду припою може бути від кількох сотих до десятих часток міліметра.

Для припоїв застосовують сплави на основі олова, міді, срібла. Розрізняють легкоплавкі або м'які припої (олов'яно-свинцеві) з температурою плавлення до 350°C та тугоплавкі або тверді припої (сріблі або мідно-цинкові) з температурою плавлення більше 600°C. До перших припоїв відносяться: ПОС30, ПОС40, ПОС50 і ін., до других – ПСр40, ПСр45 та ін.

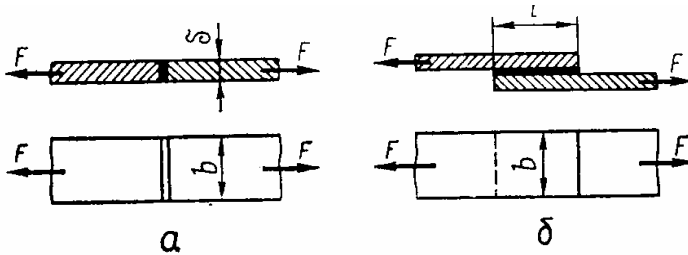


Рисунок 16.29 – До розрахунку паяних з'єднань

Розрахунок на міцність паяних з'єднань виконують аналогічно розрахунку зварних з'єднань. Для стикового з'єднання (рис. 16.29, а) умову міцності на розтяг записують у вигляді

$$\sigma'_p = \frac{F}{b\delta} \leq [\sigma]_p, \quad (16.60)$$

а для напусткових з'єднань (рис. 16.29,б) умова міцності на зріз

$$\tau'_{зр} = \frac{F}{b\ell} \leq [\tau]_{зр}. \quad (16.61)$$

У наведених формулах розміри з'єднань відповідають вказаним на рис.16.29. Поверхня напусткового з'єднання, що передає навантаження від однієї деталі до іншої і знаходиться під дією зсуву, дорівнює площі стику деталей. Допустимі напруги можна приймати:

на розтяг: $[\sigma]'_p = (100 \dots 120) \text{ МПа};$

на зріз: для м'яких припоїв, $[\tau]'_{зр} = (20 \dots 30) \text{ МПа};$ для твердих припоїв, $[\tau]'_{зр} = (175 \dots 230) \text{ МПа}.$

Слід відзначити, що м'які припої застосовують у з'єднаннях працюючих при температурах $\leq 100^{\circ}\text{C}$ і тому вони знайшли широке застосування у приладобудуванні.

16.6.2 Клейові з'єднання

Конструкції клейових з'єднань подібні до конструкцій паяних з'єднань (див. рис. 16.28), тільки замість припою використовується клей. Після затвердіння клею виникають сили адгезії, за рахунок яких передається з'єднанням деяке навантаження. Процес склеювання відбувається без нагрівання або в умовах порівняно невеликого нагрівання з'єднуваних деталей (для прискорення затвердіння клею). Перед склеюванням поверхні деталей повинні бути очищені та оброблені наждачним папером, оскільки шорсткість збільшує поверхню склеювання.

На сьогодні виготовляються клейові суміші з вибірковою адгезією до будь-яких певних матеріалів (спеціальні клеї) або з високою адгезією до різних матеріалів (універсальні клеї, наприклад, типу БФ).

Несуча здатність клейових з'єднань залежить від товщини клейового шару (оптимальне значення 0,05-0,15 мм). Найрозповсюдженішими є клейові з'єднання, що працюють на зріз (напусткові з'єднання). На розтяг клейовий шар працює значно гірше.

Розрахунок на міцність клейових з'єднань можна виконувати за тими самими формулами, що й паяні.

Допустимі напружки на зріз клейового шва можна приймати:

для клею БФ-2, $[\tau]_{зр} = (15 \dots 20) \text{ МПа}$;

для клею БФ-4, $[\tau]_{зр} = (25 \dots 30) \text{ МПа}$.

ЛЕКЦІЇ 22 І 23

17 МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Механічною передачею називають механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини з перетворенням параметрів руху. В більшості випадків механічні передачі перетворюють параметри обертового руху, змінюючи модуль або напрям швидкості, а інколи і характер руху (обертовий рух перетворюють у поступальний).

Обертовий рух найпоширеніший у машинах із огляду на властиві йому переваги в порівнянні з іншими видами руху: існує можливість здійснення неперервного та рівномірного руху; невеликі втрати на тертя в спряженнях обертових деталей; порівняльна простота та компактність деталей, що забезпечують обертовий рух.

Безпосередній зв'язок двигуна з робочим органом машини хоча і можливий, але використовується рідко, наприклад, у відцентрових насосах, де вал електродвигуна безпосередньо з'єднується з валом насоса. Потреба впровадження механічної передачі між двигуном та робочим органом машини диктується такими міркуваннями:

а) потрібні швидкості робочих органів машини, як правило, не узгоджуються з найвигіднішими швидкостями двигуна; швидкості робочих органів машини найчастіше низькі; а створення тихохідних двигунів спричинює збільшення їхньої маси та габаритних розмірів;

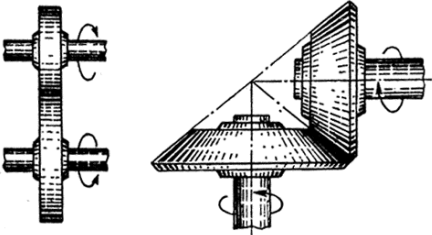
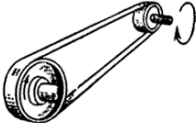

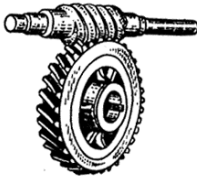

б) у деяких машинах треба регулювати швидкість руху, проте регулювання швидкості двигуна не завжди можливе та доцільне;

в) вал двигуна здійснює обертовий рух здебільшого з постійною швидкістю, а в машинах інколи потрібен нерівномірний рух або рух поступальний, гвинтовий тощо.

Одже, основне призначення механічних передач- це узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху вала двигуна.

Усі механічні передачі поділяють на дві групи: а) передачі, що базуються на використанні сил тертя (пасові, фрикційні); б) передачі, що базуються на зачепленні (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові).

Таблиця 17.1 - Основні групи та види механічних передач

Групи передач	Передачі з безпосереднім дотиканням		Передачі гнучким зв'язком
Передачі тертям	Фрикційна		Пасова
Передачі зачепленням			
	Зубчаста	Черв'ячна Гвин — гайка	Ланцюгова
			

У свою чергу, передачі тертям та передачі зачепленням можуть здійснюватися безпосереднім дотиканням ведучого та веденого елементів передачі (фрикційні, зубчасті, черв'яні) і за допомогою проміжної гнучкої ланки-так звані передачі гнучким зв'язком (пасові, ланцюгові).

Основні види механічних передач наведені в табл.17.1.

17.1 Циліндричні зубчасті передачі

Циліндричні зубчасті передачі є найрозповсюдженішими механічними передачами у сучасному машино-та приладобудуванні. Вони застосовуються як у механізмах найточніших приладів, де розміри коліс вимірюються кількома міліметрами, так і в найпотужніших машинах і з розмірами коліс до 10 м.

Зубчаста передача складається з двох коліс, на ободі яких розміщені зубці. Зубці цих коліс входять у зачеплення між собою і завдя-

ки їхній взаємодії забезпечують передачу обертового руху від одного колеса до другого. Менше з двох спряжених коліс називають шестірнею, більше-колесом; термін “зубчасте колесо” належить до обох коліс передачі.

Зубчасті передачі можуть використовуватись для передавання обертового руху між довільно розміщеними у просторі валами, мають високий ККД ($\eta=0,94\dots0,99$), можуть легко та зручно компонуватись у окремі агрегати для серійного виробництва (редуктори), забезпечують достатній діапазон передаточних чисел ($u \leq 20$).

Конструкція зубчастих коліс залежить від їхніх розмірів, матеріалу, способу і технології виготовлення заготовки, експлуатаційних вимог. Якщо діаметр кола впадин мало відрізняється від діаметра вала, шестерню виготовляють із валом як одну деталь (рис. 17.1, а, б). Зубчасті колеса, що допускають посадку та закріплення на валу, як правило, виготовляють насадними. Зубчасті колеса невеликого діаметра ($d \leq 200\text{мм}$) можуть виготовлятись із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок у вигляді суцільного диска без маточини або з маточиною (рис.17.1, в). Колеса середніх діаметрів ($d \leq 600\text{ мм}$) виготовляють із заготовок куванням, штампуванням або литтям.

У більшості випадків такі колеса мають дискову конструкцію (рис.17.1, г, д). Наближені розміри елементів цих коліс такі: діаметр маточини $d_m=(1,8\dots2,0)d_0$; довжина маточини $l_m=(1,0\dots1,2)b$; товщина диска $\delta_d(0,25\dots0,35)b$; товщина обода $\delta_0=(3\dots4)m$.

Для великогабаритних передач заготовки для зубчастих коліс виготовляють литтям (рис.17.1, д) або зварюванням (рис.17.1, е). При використанні для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса (рис.17.1, е). У цьому разі зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтами.

Одним із основних показників якості зубчастих передач є їх точність. Точність виготовлення зубчастих коліс та передач визначає не тільки їхні кінематичні та експлуатаційні показники, а й такі характеристики, як інтенсивність шуму та вібрації, також суттєво впливає на показники міцності передачі, довговічність її роботи, втрати на тертя тощо.

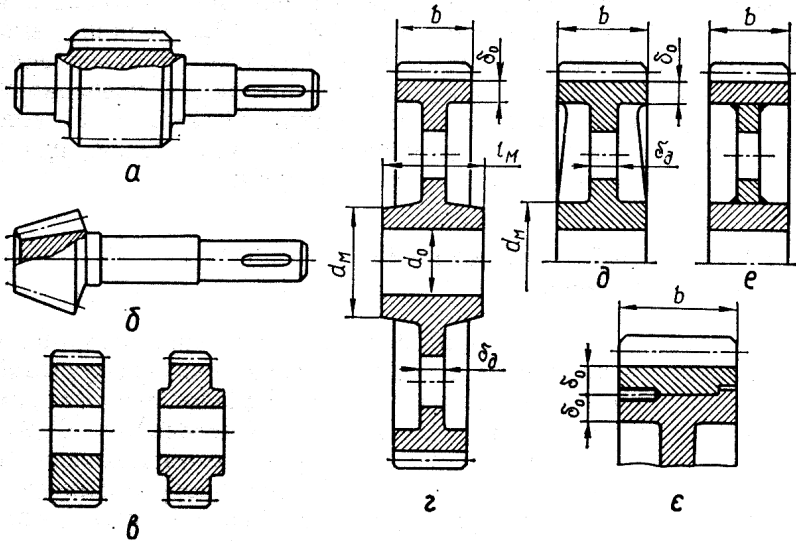


Рисунок 17.1 - Конструкції зубчастих коліс

За нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців зубчасті передачі і колеса поділяють на 12 ступенів точності (із збільшенням номера ступеня точності точність зменшується). Найбільше розповсюдження мають зубчасті передачі із ступенем точності 5, 6, 7, 8 та 9.

Зубчасті колеса виготовляють із різноманітних матеріалів. Основним із них є сталь, яка допускає зміцнюючу термічну та хімікоте-рмічну обробку. Сталеві зубчасті колеса забезпечують високу несучу здатність та довговічність зубчастої передачі.

Для виготовлення зубчастих коліс найбільше застосування мають якісні вуглецеві сталі 40, 45, 50, сталі з підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г, леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА та ін.

Залежно від твердості сталеві зубчасті колеса умовно можна поділити на дві основні групи:

а) зубчасті колеса з $HV \leq 3500 \text{ МПа}$, вони мають велику приробленість, добру податливість, а також не піддаються крихкому руйнуванню при динамічних навантаженнях;

б) зубчасті колеса з $HV > 3500 \text{ МПа}$, мають підвищену міцність і жорсткість, а також зносостійкість.

Для ліпшого припрацювання зубців твердість шестерні рекомендується назначити більшою від твердості колеса на (300...500) МПа.

17.1.1 Види руйнування зубців та критерії їх працездатності

Під час роботи зубчастої передачі зубці коліс періодично взаємодіють між собою. При цьому лінія контакту зубців постійно міняє своє положення на активній поверхні зубців за час знаходження їх у контакті. Наявність ковзання активних поверхонь призводить до виникнення сил тертя між навантаженими зубцями. Такий складний характер навантаження контакту зубців зубчастих коліс є причиною певних руйнувань як поверхневого шару зубців, так і зубців взагалі.

Практика експлуатації зубчастих передач показує, що найбільш характерними є такі види руйнування зубців: втомне викришування активних поверхонь, поломка зубців, абразивне спрацювання та заїдання зубців.

Втомне викришування активних поверхонь зубців пов'язане з дією циклічно змінних контактних напружень. Ці напруги спричинюють виникнення втомних тріщин у поверхневих шарах матеріалу зубців, подальший розвиток яких призводить до викришування частинок металу, тобто до зносу контактуючих поверхонь зубців.

Поломка зубців внаслідок раптового характеру появи є дуже небезпечним видом їхнього руйнування. Вона є результатом періодичної дії змінного навантаження при кожному входженні зубців у зачеплення.

Абразивне спрацювання зубців - це основна причина виходу з ладу зубчастих передач із недостатнім змащуванням зубців. Суть його полягає в стиранні активних поверхонь зубців, яке залежить від тиску, швидкості ковзання зубців, можливості попадання в зону зачеплення абразивних частинок (пісок, камінці та ін.)

Заїдання спостерігається переважно у високонавантажених та високошвидкісних зубчастих передачах. У зоні контакту зубців цих передач розвивається висока температура, яка сприяє розриву масляної плівки і утворенню безпосереднього металевого контакту зубців. Тут відбувається зчеплення частинок металу з подальшим відривом їх від менш міцної поверхні. Нерівності, що утворились при цьому задирають робочі поверхні зубців у напрямі ковзання. Ударні навантаження, особливо кромковий удар, сприяють заїданню зубців.

Критерії працездатності визначаються видами пошкодження зубців і з них впливає два розрахунки передач:

- 1) розрахунок на витривалість робочих поверхонь, тобто на контактну міцність;
- 2) розрахунок на згин для запобігання зламу зубців.

Перший вид розрахунку є основним критерієм розрахунку для закритих передач, другий – для відкритих передач і перевірочним для закритих передач. Досвід показує, що розміри передач, які визначені із умов контактної міцності, забезпечують достатню міцність і на згин.

17.1.2 Параметри прямо- та косозубих зубчастих передач

Згідно з діючими стандартами параметри початкового контуру для циліндричних прямо- та косозубих передач регламентовані такими значеннями (для зубчастих коліс із модулем $m \geq 1$ мм): кут головного профілю $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнти-висоти головки зубця $h_a^* = 1$, радіального зазора $C^* = 0,25$, висоти ніжки зубця $h_f^* = h_a^* + C^* = 1,25$ радіуса кривизни перехідної кривої $\rho_f^* = 0,38$.

Розглянемо основні залежності для розрахунку розмірів зубців та вінців некоригованих зубчастих коліс.

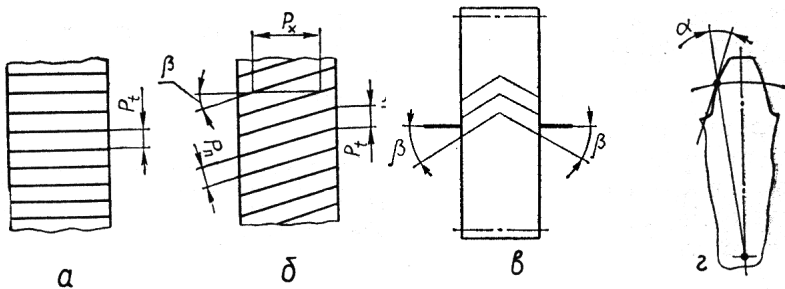


Рисунок 17.2 - Форма та розміщення зубців зубчастих коліс

Основною відмінністю косозубих коліс (рис.17.2, б) у порівнянні з прямозубими (рис.17.2, а) є те, що у косозубих лінія зубців нахилена під деяким кутом β до твірної ділильного циліндра (рис.17.2, б). Різновидністю косозубих коліс є шевронні зубчасті колеса

(рис.17.2,в). Шевронне зубчасте колесо складається як би з двох косозубих коліс, суміщених торцями так, щоб зубці мали протилежний нахил.

Кут нахилу зубців прямозубих коліс $\beta=0$, косозубі колеса використовують із кутом нахилу зубців $\beta=8\dots 20^\circ$, а у шевронних колесах беруть $\beta=20\dots 40^\circ$.

Відстань між однойменними профілями двох сусідніх зубців по дузі концентричного кола зубчастого колеса називається коловим кроком зубців і позначається P_t (рис. 17.2 а, б). Розрізняють ділильний, початковий та інші колові кроки зубців, що відповідають ділильному, початковому та іншим концентричним колам зубчастого колеса. Для косих зубців (рис. 17.2 б, в) крім колового крока P_t розрізняють нормальний крок зубців P_n , який є найкоротшою відстанню по ділильному колу зубчастого колеса між однойменними профілями двох сусідніх зубців, а також осьовий крок зубців P_x . Із рис. 17.2, б маємо зв'язок між P_n та P_t і P_x :

$$P_n = P_t \cos \beta ; \quad P_x = \frac{P_n}{\sin \beta} = P_t \operatorname{ctg} \beta \quad (17.1)$$

Лінійна величина, що в π разів менше за коловий крок зубців, називається коловим модулем зубців m_t , а лінійна величина, що в π разів менша за нормальний крок зубців, називається нормальним модулем зубців m_n :

$$m_t = \frac{P_t}{\pi} ; \quad m_n = \frac{P_n}{\pi}. \quad (17.2)$$

Для косих зубців маємо співвідношення:

$$m_n = m_t \cos \beta , \quad (17.3)$$

а для прямих зубців $m_n = m_t = m$.

Модулі зубців стандартизовані (у прямозубих колесах колові $m_t = m$, а у косозубих нормальні m_n). У ГОСТ9563-60 наведено значення модулів, починаючи від 0,05 до 100мм. Стандартні модулі від 1 до 18 мм такі:

1-й ряд 1 1,25 1,5 2 2,5 3 4 5 6 8 10 12 16

2-й ряд 1,125 1,375 1,75 2,25 2,75 3,5 4,5 5,5 7 9 11 14 18

Модуль зубців є основною характеристикою розмірів вінців зубчастих коліс.

Використовуючи довжину ділительного кола зубчастого колеса, що

$$\pi d = z P_t = \frac{z P_n}{\cos \beta}, \quad (17.4)$$

то тоді із співвідношення (17.4) ділительний діаметр косозубого колеса

$$d = \frac{m \cdot Z}{\cos \beta}, \quad (17.5)$$

де z – кількість зубців.

Для прямозубого зубчастого колеса при $\beta=0$ відповідно маємо

$$d = m \cdot Z \quad (17.6)$$

До параметрів евольвентного зачеплення належить також кут профілю зубця. Гострий кут у поперечному перерізі зубця між дотичною до профілю зубця у даній точці та лінією, яка проходить через цю точку і центр колеса, називають кутом профілю зубця (рис.17.2, z). Розрізняють ділительний α , початковий α_w та інші кути профіля зубця. У разі збігання початкових та ділительних коліс початковий кут профілю зубця α_w дорівнює куту зачеплення α і дорівнює 20° .

Згідно зі значеннями параметрів стандартного початкового контуру розміри зубців циліндричних зубчастих коліс (рис.17.3) визначають за формулами, наведеними у табл. 17.2

Таблиця 17.2 Розміри елементів зубців в циліндричних зубчастих коліс

Елементи зубця	Колесо	
	прямозубе	косозубе (шевронне)
Висота:		
голівки	$h_a = h_a^* m = m$	$h_a = h_a^* m_n = m_n$
ніжки	$h_f = (h_a^* + c^*) m = 1,25m$	$h_f = (h_a^* + c^*) m_n = 1,25m_n$
зубця	$h = h_a + h_f = 2,25m$	$h = h_a + h_f = 2,25m_n$
Радіальний зазор	$c = c^* m = 0,25m$	$c = c^* m_n = 0,25m_n$
Радіус кривини перехідної кривої	$\rho_f = \rho_f^* m = 0,38m$	$\rho_f = \rho_f^* m_n = 0,38m_n$

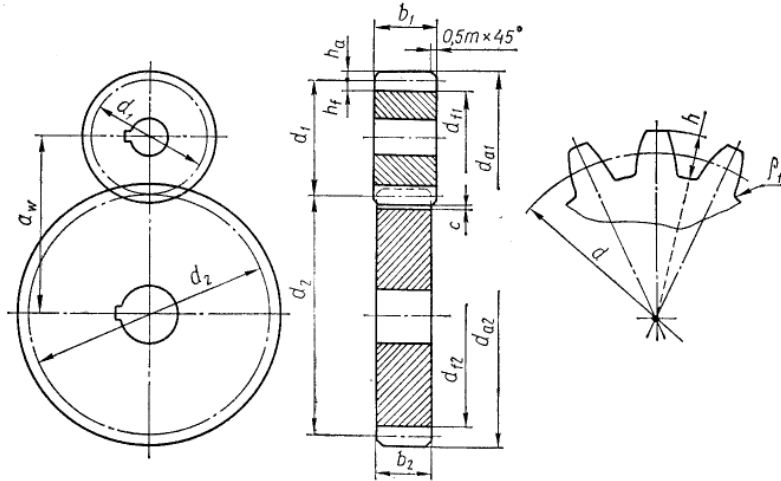


Рисунок 17.3 - Параметри циліндричної зубчастої передачі

Формули для розмірів вінців циліндричних зубчастих коліс із числами зубців Z_1 , Z_2 , що утворюють зубчасту передачу згідно з рис.17.3, наведені у табл.17.3

Таблиця 17.3 - Розміри вінців пари циліндричних зубчастих коліс

Діаметри вінців	Передача	
	прямозуба	косозуба (шевронна)
Ділильні	$d_1 = mz_1$; $d_2 = mz_2$	$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta$; $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$
Вершин	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m$; $d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2m$;	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m_n$; $d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2m_n$;
Впадин	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,5m$; $d_{f2} = d_2 - 2h_f = d_2 - 2,5m$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,5m_n$; $d_{f2} = d_2 - 2h_f = d_2 - 2,5m_n$

Міжосьова відстань циліндричних зубчастих передач:

прямозубої

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(d_1 + d_2) \quad (17.7)$$

косозубої (шевронної)

$$a_w = \frac{0,5m_n(z_1 + z_2)}{\cos \beta} \quad (17.8)$$

Ширину зубчастого вінця b_2 колеса (рис.17.3) потрібно брати залежно від міжосьової відстані передачі:

$$b_2 = \psi_{bd} \cdot a_w, \quad (17.9)$$

де ψ_{bd} – коефіцієнт ширини вінця, який беруть: $\psi_{bd} = 0,1 \dots 0,4$ – для прямозубих передач; $\psi_{bd} = 0,2 \dots 0,5$ – для косозубих та $\psi_{bd} = 0,4 \dots 0,8$ – для шевронних передач. Менші значення ψ_{bd} вживають при несиметричному або консольному розміщенні зубчастого колеса щодо опор вала, а також при твердості зубчастих коліс $HB > 3500$ МПа.

Граничні значення ψ_{bd} повинні бути такими, щоб виконувались умовні $\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 0,5 \psi_{bd}(u+1) \leq 1$ – для прямозубих передач, $\psi_{bd} \leq 1,5$ – для косозубих передач та $\psi_{bd} \leq 2,5$ – для шевронних зубчастих передач.

Ширину зубчастого вінця шестерні b_1 беруть на 2-5 мм більшою від ширини вінця колеса з метою забезпечення повноти контакту зубців по довжині їх при можливих похибках у монтажі валів передачі в осьовому напрямі.

17.1.3 Навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач

У навантаженій зубчатій передачі сила взаємодії зубців розподілена вздовж їхнього контакту. Цю розподілену силу замінимо зосередженою силою, прикладеною до зубця у середньому нормальному його перерізі. Силами тертя, що виникають у результаті ковзання профілів зубців, можна знехтувати, оскільки коефіцієнт тертя в зоні контакту малий, і тому таке припущення не впливає практично на кінцевий результат.

На рис.17.4,а показане косозубе зубчасте колесо, яке навантажене обертовим моментом T_l . Зубці цього колеса взаємодіють

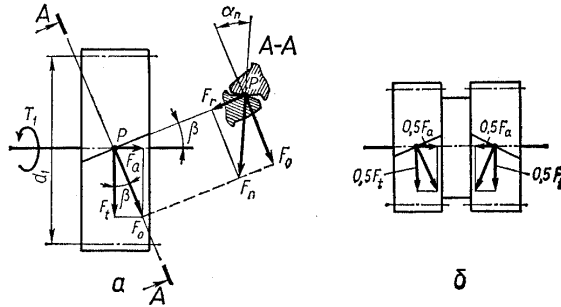


Рисунок 17.4 - Зусилля на зубці циліндричних зубчастих коліс

із зубцями спареного зубчастого колеса. Схема взаємодії зубців показана у їх середньому нормальному перерізі $A-A$.

Сила F_n направлена вздовж нормалі до профілів зубців у точці їх контакту, тобто вздовж лінії зачеплення, яка утворює кут зачеплення α_n із перпендикуляром до лінії центрів коліс. Силу F_n замінимо двома взаємно перпендикулярними складовими F_r і F_o , які перенесемо на схему колеса. Тут сила F_r проєкціюється у точку P , а сила F_o направлена перпендикулярно до лінії зубця. Тепер силу F_o також замінимо двома її взаємно перпендикулярними складовими F_t і F_a .

Отже, замість однієї нормальної сили F_n на зубець маємо три взаємно перпендикулярні її складові F_t, F_a і F_r . Таке зображення сил, що діють на зубці у зачепленні, зручне для розрахунків зубчастої передачі, її валів та їхніх опор.

Сила F_t , яка називається коловою силою, лежить у площині дії обертового моменту T_1 і направлена по дотичній до ділильного кола зубчастого колеса. Тому:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad (17.10)$$

Складова F_a , яка перпендикулярна до площини колеса і паралельна осі його вала, називається осьовою силою. Вона може бути виражена через F_t та кут нахилу зубців β :

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (17.11)$$

Сила F_r діє у площині колеса і направлена вздовж його радіуса, тому її називають радіальною силою. Для визначення F_r попередньо знайдемо

$$F_o = \frac{F_t}{\cos \beta}, \quad (17.12)$$

а тоді (див. переріз А-А на рис.17.4, а) запишемо

$$F_r = F_o \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}. \quad (17.13)$$

Нормальна сила F_n до профілів зубців дорівнює геометричній сумі сил F_t , F_a і F_r .

Модуль цієї сили можна визначити за формулою

$$F_n = \frac{F_o}{\cos \alpha_n} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha_n \cos \beta}. \quad (17.14)$$

У разі зачеплення прямозубих коліс ($\beta=0$) колова сила також визначається за формулою (17.10), осьова сила $F_a=0$, а радіальна сила може бути знайдена за формулою $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$ (17.15).

Наявність осьової сили F_a у зачепленні косозубих коліс, що додатково навантажує вали та їхні опори, обмежує використання косозубих коліс із великим кутом нахилу лінії зубців β (F_a зростає із збільшенням β). Цього недоліку позбавлені шевронні зубчасті передачі, де осьові сили у зачепленні взаємно зрівноважуються (рис.17.4, б), бо лівий та правий півшеvronи мають протилежний нахил зубців. Цим пояснюється можливість збільшення кутів нахилу зубців у шевронних колесах у порівнянні з косозубими. Колова та радіальна сили у зачепленні шевронних зубчастих коліс визначається відповідно за формулами (17.10) і (17.13).

17.1.4 Розрахунок циліндричних зубчастих передач на міцність

17.1.4.1 Проектний розрахунок циліндричних зубчастих передач

Проектний розрахунок має бути тільки для попереднього визначення орієнтовних розмірів передачі і не може замінити виконання перевірних розрахунків, які є основними.

Проектний розрахунок для закритих і відкритих передач різний.

1. Закриті передачі. Для цих передач критерієм розрахунку є розрахунок на контактну міцність. Тому спочатку визначається мінімальна міжосьова відстань за формулою

$$a_{wmin} = K_a(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H \beta}{u \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (17.16)$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт, який рекомендується брати: $K_a = 495$ МПа, $K_a = 415$ МПа – для прямозубих передач із сталевими та чавунними зубчастими колесами відповідно; $K_a = 430$ МПа, $K_a = 360$ МПа – для косозубих (шевронних) передач із сталевими та чавунними колесами відповідно; $U = \frac{Z_2}{Z_1}$ – передаточне число переда-

чі; знак “плюс” береться для зовнішнього зачеплення, а знак “мінус” – для внутрішнього зачеплення зубчастої пари коліс; T_2 – обертовий момент, передаваний зубчастим колесом; $K_H \beta$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців, вибирається залежно від параметра ψ_{bd} за графіками на рис.17.5; ψ_{bd} – коефіцієнт ширини вінця, який беруть із розділа 17.1.2; $[\sigma]_H$ – допустима контактна напруга.

У формулі (17.16) T_2 слід брати у $(H \cdot м)$, $[\sigma]_H$ у МПа тоді a_{wmin} дістанемо у мм. Припустима напруга $[\sigma]_H$ визначається:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_R \cdot K_{HL}, \quad (17.17)$$

де σ_{Hlim} – границя контактної витривалості поверхонь зубців, що відповідає базі випробувань N_{HO} ; Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубців (беруть спільним для пари коліс, але для більш грубої поверхні одного з них $Z_R = 1$ при $R_a = 1,25 \dots 0,63$ мкм; $Z_R = 0,95$ при $R_a = 2,5 \dots 1,25$ мкм і $Z_R = 0,9$ при $R_z = 40 \dots 10$ мкм); K_{HL} – коефіцієнт довговічності; S_H – коефіцієнт запасу (для зубчастих коліс із однорідною структурою $S_H = 1,1$, а для коліс із поверхневим зміцненням зубців $S_H = 1,2$).

Границю контактної витривалості поверхонь зубців σ_{Hlim} знаходять залежно від термічної обробки зубців та їхньої твердості за табл.17.4, а базу випробувань N_{HO} -за формулою (твердість N_{HB} в одиницях Брінелля)

$$N_{HO} = 30 H_{HB}^{2.4}. \quad (17.18)$$

Таблиця 17.4 - Границі контактної витривалості зубців

Сталі	Термообробка або хіміко-термічна обробка зубців	Твердість поверхонь зубців	σ_{Hlim} , МПа
Вуглецеві та леговані	Нормалізація або поліпшення	$H \leq 350$ HB	$2H_{HB} + 70$
	Об'ємне гартування	38—50 HRC	$18H_{HRC} + 150$
Леговані	Поверхнєве гартування	40—50 HRC	$17H_{HRC} + 200$
	Цементация або нітроцементация	$H \geq 56$ HRC	$23H_{HRC}$
	Азотування	550—750 HV	1050

Коефіцієнт довговічності K_{HL} враховує можливості збільшення припустимої напруги при еквівалентному числі циклів N_{HE} навантаження зубців за строк служби передачі, меншому від бази випробувань N_{HO} :

$$K_{HL} = 6 \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}. \quad (17.19)$$

Еквівалентне число циклів навантаження зубців за строк служби передачі визначають з урахуванням режиму навантаження зубчастих коліс

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma} \quad (17.20)$$

де K_{HE} - коефіцієнт інтенсивності навантаження при типових режимах навантаження деталей машин (для постійного режиму навантаження $K_{HE}=1,0$, а для інших режимів навантаження $K_{HE}<1,0$); N_{Σ} – сумарне число циклів навантаження зубців, яке знаходять за формулою

$$N_{\Sigma} = 60 \text{ inh}, \quad (17.21)$$

де i -число зубчастих коліс, спряжених із данним зубчастим колесом; n - частота руху передачі, об/хв; h - строк служби передачі в годинах.

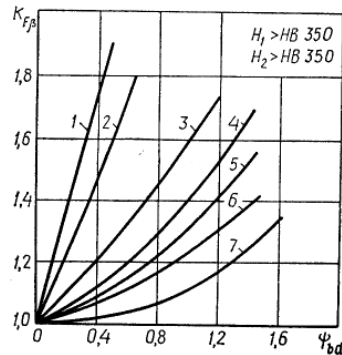
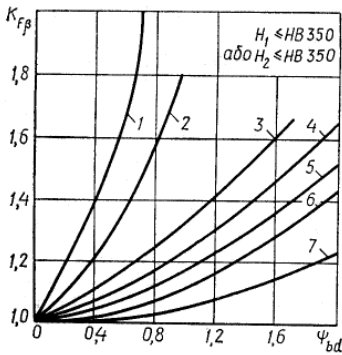
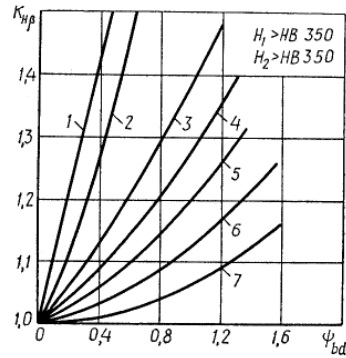
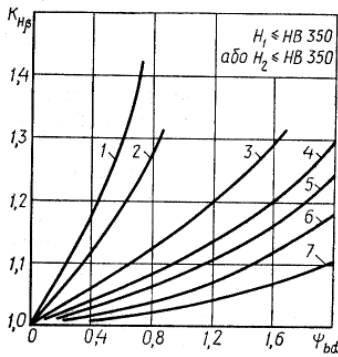
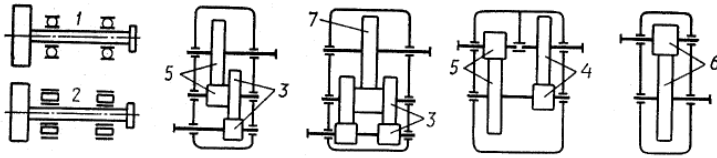


Рисунок 17.5 - Графіки для визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$

Існують такі обмеження коефіцієнта довговічності K_{HL} :

а) при $N_{HO} < N_{HE}$ і постійному режимі навантаження ($K_{HE}=1$) рекомендують брати

$$K_{HL} = 24 \sqrt[3]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 0,9, \quad (17.22)$$

а для інших типових режимів навантаження беруть K_{HL} ;

б) при $N_{HO} > N_{HE}$ і однорідній структурі матеріалу зубчастих коліс $K_{HL} \leq 2,6$, а для зубців із поверхневим зміцненням $K_{HL} \leq 1,8$.

У розрахунках прямо-і косозубих передач із твердістю зубців $HV > 3500$ МПа за розрахункову допустиму напругу $[\sigma]_H$ беруть менше із двох значень $[\sigma]_{H1}$ та $[\sigma]_{H2}$, розрахованих для зубців шестерні та колеса. Для косозубих передач, якщо твердість зубців хоча б одного колеса $HV < 3500$ МПа, за розрахункову допустиму контактну напругу беруть

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \leq 1,23[\sigma]_{H_{\min}} \quad (17.23)$$

де $[\sigma]_{H \min}$ - менше з двох $[\sigma]_{H1}$, і $[\sigma]_{H2}$.

Обчислена за формулою (17.16) міжосьова відстань $a_{w\min}$ дає можливість визначити модуль зубців та розміри вінців зубчастих коліс (див.табл.17,3). На основі залежності (17.8) потрібний модуль може бути визначений за формулою

$$m'_n = (0,01 \dots 0,02) a_{w\min}, \quad (17.24)$$

а після його приймають згідно стандартних рядів, які приведені у 17.12

Потім визначаються розміри зубчастої передачі. Спочатку визначається сумарна кількість зубців

$$Z_c = \frac{2a_w}{m_n} \cos \beta, \quad (17.25)$$

якщо кут β був не задан, то його приймають $\beta=10^\circ$.

Визначається кількість зубців шестерні

$$Z_1 = \frac{Z_c}{u+1} \geq Z_{\min} = 17 \cos^3 \beta \quad (17.26)$$

Визначається кількість зубців колеса $Z_2 = Z_c - Z_1$ і після цього уточнюється передаточне число U_ϕ .

$$U_\phi = Z_2 / Z_1 \quad (17.27)$$

Далі уточнюється кут нахилу зубців

$$\beta = \arccos \frac{z_c \cdot m_n}{2a_w} \quad (17.28)$$

і розраховуються геометричні параметри зубчастих коліс.

2. Відкриті передачі. У відкритих передачах, як правило, використовують прямозубі циліндричні передачі. Такі передачі працюють при колових швидкостях зубчастих коліс не більше як 2 м/с. У процесі роботи передачі зубці інтенсивно спрацьовуються, що визначає особливості їхнього розрахунку.

Відкриті передачі проектуєть з вузькими колесами (коефіцієнт ширини вінця $\psi_{bd} = 0,1 \dots 0,15$). Розміри передачі визначають із розрахунку на згин, тобто визначають потрібний модуль зачеплення з умови міцності на згин, але можливо визначати розміри передачі із розрахунку на контактну втому з подальшою перевіркою на згин (за аналогією закритих передач). Міжосьову відстань передачі визначають за формулою (17.16). При цьому коефіцієнти, що враховують розподіл навантаження по ширині вінця коліс, беруть $K_{H\beta} = K_{P\beta} = 1$.

Спрацювання зубців у відкритих передачах допускається до 25% початкової їхньої товщини по ділильному колу. Міцність зубців на згин при цьому зменшується приблизно у 2 рази. Тому треба так підібрати модуль зачеплення зубців, щоб розрахункова напружка згину σ_F була в 2 рази менше від попередньо обчисленої припустимої напруги $[\sigma]_F$.

17.1.4.2 Перевірочний розрахунок циліндричних зубчастих передач

1. Розрахунок зубців на контактну втому. Він зводиться до визначення розрахункової контактної напруги і порівнянні її з припустимою напругою за формулою

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_E \frac{U_\phi \pm 1}{U_\phi} \sqrt{\frac{10^3 \cdot T_2 \cdot K_{H2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} (U_\phi \pm 1)}{2a_w^3 \cdot \psi_{\phi a}}} \leq [\sigma]_H, \quad (17.29)$$

де U_ϕ визначається згідно (17.27); величини $T_2, K_{H\beta}, a_w, \psi_{\phi a}$, і $[\sigma]_H$ обчислюється згідно (17.1.4.1); Z_H - коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців, який визначається для зубчастих передач без зміщення ($X_\Sigma = 0$) за спрощеною залежністю при $\alpha_n = 20^\circ$, $Z_H = 1,77 \cos \beta$; Z_M - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених у передачі коліс: для сталевих зубчастих коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}^{0,5}$, для поєднання сталь-чавун $Z_M = 215 \text{ МПа}^{0,5}$, для чавунних коліс $Z_M = 200 \text{ МПа}^{0,5}$; Z_ε - коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній; $K_{H\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями, його приймають згідно табл.17.5, причому для прямозубої передачі $K_{H\alpha} = 1,0$; K_{HV} - коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців, його приймають згідно табл.17.6.

Коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній визначається:

а) для прямозубих передач та косозубих при $\varepsilon_\beta \leq 0,9$ згідно формули

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (17.30)$$

Таблиця 17.5. Коефіцієнти $K_{H\alpha}$ для косозубих та шевронних передач

Колова швидкість коліс v , м/с	Значення $K_{H\alpha}$ для ступеня точності за нормами плавності				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,01	1,03	1,07	1,13	—
15	1,01	1,04	1,09	—	—
20	1,02	1,05	1,12	—	—
25	1,02	1,06	—	—	—

б) для косозубих при $\varepsilon_\beta > 0,9$ та шевронних передач за формулою

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}}, \quad (17.31)$$

де $\varepsilon_{\alpha}, \varepsilon_{\beta}$ - коефіцієнти торцевого та осевого перекриття зубців відповідно, які визначаються за формулою

$$\varepsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2(1/Z_1 \pm 1/Z_2)] \cos \beta, \quad (17.32)$$

і

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_2}{P_x} = \frac{b_2 \sin \beta}{P_n} = \frac{b_2 \sin \beta}{\pi m_n} \quad (17.33)$$

у прямокутних зубчастих передачах $\varepsilon_{\beta} = 0$ і рекомендується брати $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,2$, а у косозубих передачах рекомендується брати $\varepsilon_{\alpha} \geq 1$ і $\varepsilon_{\beta} \geq 1,1$, що досягається вибором ширини вінця b_2 при заданих β та m_n .

У формулі (17.29) треба брати T_2 - в мм; a_w - в мм; σ_H , $[\sigma]_H$ - в МПа і враховувати, що знак “плюс” відноситься до зовнішнього зачеплення, а знак “мінус” - до внутрішнього зачеплення зубчастої пари коліс.

Якщо умова (17.29) не виконується, то можна змінити відповідно ширину вінця колеса b_2 , не виходячи за межі рекомендованих значень $\psi_{\text{вн}}$, а якщо і це не дає бажаного результату, то змінюють міжосьову відстань або назначають інші матеріали коліс чи іншу термобробку і розрахунок повторюють.

2. Розрахунок зубців на втому при згині. При розрахунку на згин зубець розглядають як консольну балку. Розрахункове навантаження прикладається до вершини зубця, тобто вибирають найнебезпечніший випадок навантаження зубця з точки зору виникнення максимальної напруги згину у його основі.

Розрахунок зубців на втому при згині зводиться до визначення робочої напруги згину і порівнянні її з припустимою напругою за формулою

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot K_{Fa} \cdot K_{FV} \cdot \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{Z_1^2 \cdot \psi_{\text{вн}} \cdot m_n^3} \leq [\sigma]_F, \quad (17.34)$$

Таблиця 17.6 - Коефіцієнти динамічного навантаження зубців K_{Hv} і K_{Fv}

Степень точності за нормою плавності	Твердість зубців колеса	Коефіцієнт	Колова швидкість зубців v , м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,03/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,17/1,04	1,23/1,06	1,28/1,07
		K_{Fv}	1,06/1,02	1,13/1,05	1,26/1,10	1,40/1,15	1,53/1,20	1,67/1,25
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,02/1,00	1,04/1,00	1,07/1,02	1,10/1,02	1,15/1,03	1,18/1,04
		K_{Fv}	1,02/1,01	1,04/1,02	1,08/1,03	1,11/1,04	1,14/1,06	1,17/1,07
7	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,04/1,02	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
		K_{Fv}	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,67/1,22	1,80/1,27
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
		K_{Fv}	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,04/1,01	1,08/1,02	1,16/1,04	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
		K_{Fv}	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
		K_{Fv}	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
		K_{Fv}	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,77/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05
		K_{Fv}	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

Примітка. У чисельнику — значення для прямозубих передач, у знаменнику — для косозубих.

де U_F - коефіцієнт форми зубців, який визначається залежно від еквівалентного числа зубців Z_V шестерні та колеса (див табл.17.7); U_ε - коефіцієнт перекриття зубців, який у розрахунках прямозубих та косозубих (шевронних) передач можна наближено брати $U_\varepsilon=1$; U_β коефіцієнт нахилу зубців, для прямозубих передач $U_\beta=1$, а для косозубих та шевронних $U_\beta=1-\beta/140^\circ$; $K_{F\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями; $K_{F\beta}$ коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження за шириною зубчастих вінців коліс (див. рис.17.5); K_{Fv} - коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців, приймається згідно табл.17.6.; T_1 (в н·м) - обертовий момент передаваний зубчастою шестерню; Z_1 - кількість зубців шестерні; ψ_{ed} - коефіцієнт ширини вінця приймається згідно розділу 17.1.2.; m_n - (в

мм) – нормальний модуль зачеплення; $[\sigma]_F$ (в МПа) - припустима напруга на згин.

Величини Z_V , $K_{F\alpha}$ визначаються:

а) еквівалентне число зубців дістаємо за формулою

$$Z_V = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad (17.35)$$

б) коефіцієнт $K_{F\alpha}$ дістаємо за такою формулою

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n_{cm} - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \quad (17.36)$$

де n_{cm} - ступінь точності за нормою контакту зубців,

$5 \leq n_{cm} \leq 9$, якщо $n_{cm} > 9$, то беруть $n_{cm} = 9$ і аналогічно, якщо $n_{cm} < 5$, то $n_{cm} = 5$.

У розрахунках зубців на втому при згині припустиму напругу визначають окремо для зубців шестерні $[\sigma]_{F1}$ та зубців колеса $[\sigma]_{F2}$ за формулою

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{F\alpha}. \quad (17.37)$$

Таблиця 17.7 - Коефіцієнти Y_F форми зубців

z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F
17	4,26	25	3,90	50	3,65
18	4,20	28	3,82	60	3,62
19	4,11	30	3,80	80	3,61
20	4,08	32	3,78	100	3,60
21	4,01	37	3,71	150	3,60
22	4,00	40	3,70	∞	3,63
24	3,92	45	3,68		

де $\sigma_{F\lim}$ - границя витривалості зубців при згині, що відповідає базі випробувань $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ при коефіцієнті асиметрії, що дорівнює нулю, то вона визначається за табл.17.8; K_{FC} - коефіцієнт впливу на-

пряму прикладення навантаження на зубці; K_{FL} - коефіцієнт довговічності; S_F - коефіцієнт запасу, який беруть: $S_F=1,75$ – при ймовірності неруйнування зубців 0,9; $S_F=2,2$ - при ймовірності неруйнування більше від 0,99.

Таблиця 17.8 - Границі витривалості зубців при згині

Сталі	Термообробка або хіміко-термічна обробка зубців	Твердість зубців		σ_{Flim} , МПа
		поверхні	серцевини	
Вуглецеві та леговані 40, 45, 40Х, 40ХН Леговані 40Х, 40ХН, 40ХФА Леговані 20Х, 12ХНЗА, 20ХГТ Леговані 40Х, 40ХФА, 38ХМЮА	Нормалізація, поліпшення	180—300 НВ	180—300 НВ	$1,8H_{HB}$
	Об'ємне гартування	45—55 HRC	45—55 HRC	600
	Цементация	56—62 HRC	24—40 HRC	800
	Азотування	550—700 НV	24—40 HRC	$300+12H_{HRC}$

При однобічному прикладанні до зубців навантаження (нереверсивні передачі) коефіцієнт $K_{FC}=1$, а при двобічному прикладанні навантаження (реверсивні передачі) коефіцієнт K_{FC} визначають за формулою

$$K_{FC} = 1 - \gamma_{FC} \cdot \frac{T_1''}{T_1'} \quad (17.38)$$

де γ_{FC} - коефіцієнт, що враховує здатність матеріалу чинити опір руйнуванню при зміні напрямку навантаження ($\gamma_{FC}=0,35$ для зубців після нормалізації або поліпшення; $\gamma_{FC}=0,25$ - для зубців із поверхневим зміцненням; $\gamma_{FC}=0,1$ - для зубців після азотування);

$T_1' > T_1''$ - обертові моменти, що навантажують передачу у протилежних напрямках.

Коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} . \quad (17.39)$$

Тут m_F - показник степеня кривої втоми який беруть: $m_F = 6$ для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубців $HV \leq 3500$ МПа та за шліфованою перехідною поверхнею незалежно від твердості; $m_F = 9$ - для зубчастих коліс із нешліфованою перехідною поверхнею при твердості зубців $HV > 3500$ МПа; N_{FE} - еквівалентне число циклів зміни напруги згину за строк служби передачі, яке знаходять із урахуванням режиму навантаження передачі (для постійного режиму $K_{FE} = 1,0$, а для інших режимів він менше ніж одиниця)

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma} . \quad (17.40)$$

Сумарне число циклів навантаження зубців N_{Σ} за строк служби передачі визначають за формулою (17.21).

Необхідно враховувати такі обмеження коефіцієнта K_{FL} : якщо $N_{FO} < N_{FE}$, то беруть $K_{FL} = 1$; якщо $N_{FO} > N_{FE}$ і $m_F = 6$, то $K_{FL} \leq 2,08$, а якщо $m_F = 9$, то $K_{FL} \leq 1,63$.

Із співвідношення (17.34) видно, що за інших рівних умов напруги згину в зубцях тим більші, чим менший модуль зубців m_n . Міцність зубців на згин для передачі з відомою міжосьовою відстанню можна підвищити, збільшуючи модуль та зменшуючи відповідно числа зубців шестерні та колеса.

17.2 Черв'ячні передачі

За допомогою черв'ячної передачі здійснюється передавання обертового руху між валами, осі яких мимобіжні в просторі і утворюють, як правило, прямий кут.

Черв'ячна передача (рис. 17.6) складається із черв'яка 1, що має форму гвинта, та черв'ячного колеса 2, яке нагадує зубчасте колесо з косими зубцями угнутої форми. Передавання обертового руху у черв'ячній передачі здійснюється за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як, а гайкою є колесо-сектор, вирізаний із довгої гайки і зігнутий по колу. У більшості випадків ведучим є черв'як і передача працює на зменшення частоти обертання веденого валу, хоча можливе передавання обертового руху і від черв'ячного колеса до черв'яка.

У зачепленні контакт витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса відбувається по лінії (на відміну від гвинтових зубчастих передач, де є точковий контакт зубців), до того ж із значним ковзанням. Тому через значні втрати у зачепленні черв'ячні передачі застосовують для передавання малих та середніх (до 50 кВт) потужностей, хоча зустрічаються передачі, які здатні передавати потужність до 200 кВт.

За допомогою черв'ячної передачі можна реалізувати велике передаточне число $u=7\ldots 100$ і більше. Такі передачі як кінематичні, так і силові використовують у підйомно-транспортних машинах, різних металообробних верстатах, транспортних засобах тощо.

Порівняно з іншими механічними передачами черв'ячні передачі мають такі переваги:

- а) плавність та безшумність роботи при високих швидкостях;
- б) достатньо висока надійність та простота догляду в експлуатації;
- в) компактність, тобто малі габаритні розміри при великому передаточному числі;
- г) можливість виконання передачі самогальмівною (неможлива передача обертового руху від черв'ячного колеса до черв'яка).

До недоліків черв'ячних передач належать:

- а) порівняно невисокий ККД, що не перевищує в деяких випадках $0,70\ldots 0,85$;
- б) потреба використання для черв'ячного колеса дорогих антифрикційних матеріалів;
- в) низька несуча здатність у порівнянні з зубчастими передачами.

Мале значення ККД черв'ячних передач не дозволяє використовувати їх для передавання великих навантажень, оскільки суттєві втрати потужності за рахунок тертя у зачепленні призводять до значного нагрівання передачі. Тому черв'ячні передачі краще застосовувати у приводах періодичної дії.

Черв'ячні передачі і їхні елементи класифікують за такими ознаками: за формою початкової поверхні черв'яка – циліндричні чи глобоїдні; за формою профілю витків черв'яка у торцевій площині – конволутні, евольвентні, архімедові та ін.; за розміщенням черв'яка щодо колеса – з нижнім, верхнім та бічним розміщенням черв'яка; за конс-

конструктивним оформленням – відкриті та закриті, що працюють у спеціальному корпусі.

На практиці більше застосовують черв'ячні циліндричні передачі з архімедовим черв'яком як більш прості у виготовленні.

17.2.1 Параметри черв'ячної передачі

Циліндричні черв'яки. Черв'як – це циліндричне тіло на поверхні якого є витки за формою гвинтової лінії (рис. 17.7)

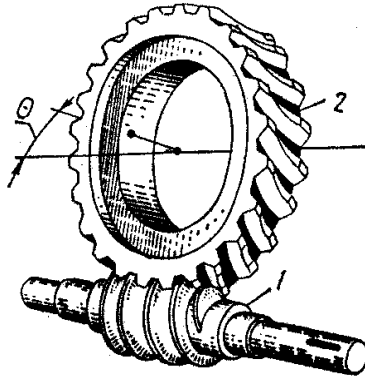


Рисунок 17.6 – Деталі черв'ячної передачі

Якщо у торцевій площині витки черв'яка мають профіль архімедової спіралі, то такі черв'яки називають архімедовими (їх позначають ZA). В осьовому перерізі А-А (рис. 17.7, а) бічні поверхні витка черв'яка ZA окреслені прямими лініями з профільним кутом α . Витки черв'яка у торцевій площині можуть мати профіль продовженої або скороченої евольвенти. Такі черв'яки називають конволютними (позначають ZN; різновидності ZN1, ZN2, ZN3). Черв'яки типу ZN (рис. 17.7, б) мають прямолінійні профілі у їх нормальному перерізі В-В. Кут профілю витків у нормальному перерізі α_n .

Якщо витки черв'яка у торцевій площині мають профіль нормальної евольвенти, то такі черв'яки називають евольвентними (позначають ZI). Евольвентні черв'яки мають прямолінійний профіль витків у перерізі площиною С-С (рис. 17.7, в), паралельно-осьовій, але зміщеною на радіус основного циліндра черв'яка.

Черв'яки можуть виготовлятися із одним або кількома витками. Стандартом на силові черв'ячні передачі передбачається застосування черв'яків із числом витків $Z_1 = 1; 2; 4$.

Відстань між відповідними бічними сторонами двох суміжних профілів, виміряна паралельно осі черв'яка (рис. 17.7), називається осьовим кроком витків і позначається P_x . Також відстань між суміжними профілями одного і того ж витка називається ходом гвинтової лінії витка P_z . Якщо $z_1 = 1$, то $P_z = P_x$, а в інших випадках $P_z = z_1 \cdot P_x$.

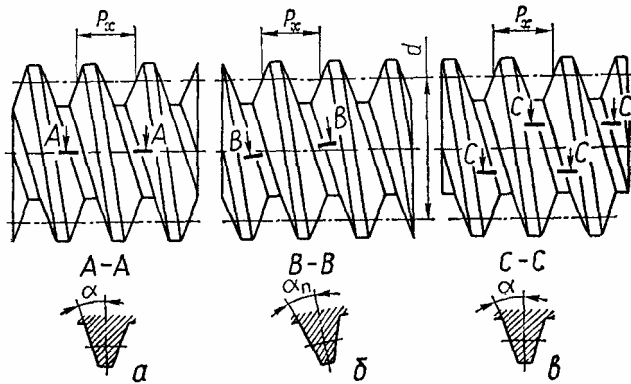


Рисунок 17.7 – Типи циліндричних черв'яків

Відношення $P_x / \pi = m$ називається модулем. Для черв'яка він є основним, а для колеса – коловим. Стандартні значення модулів m , мм вибираються з ряду: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; допускається використовувати модулі 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12 і 14 мм.

Дільний діаметр черв'яка визначають за формулою

$$d_1 = m q \quad (17.41)$$

де q – коефіцієнт діаметра черв'яка його стандартні значення і відповідні їм модулі наведені в табл. 17.9.

Таблиця 17.9 – Відповідність модулів m і коефіцієнтів діаметра черв'яка q

m , мм	q	m , мм	q
2	8; 10; 12; 12,5; 16; 20	5	8; 10; 12,5; 16; 20
2,5	8; 10; 12; 12,5; 16; 20	6	9; 10
3	10; 12	6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	7	12
3,5	10; 12*; 14*	8	8; 10; 12,5; 16; 20
4	8; 9; 10; 12*; 12,5; 16; 20	10	8; 10; 12,5; 16; 20

*Тільки для числа витків $Z_1 = 1$

Ділильний кут підйому γ витка черв'яка (рис. 17.8, *a*) може бути встановлений шляхом розгортки витка на площину. Тому можна записати

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_z}{\pi \cdot d_1} = \frac{z_1 \cdot \pi m}{\pi \cdot m q} = \frac{z_1}{q} \quad (17.42)$$

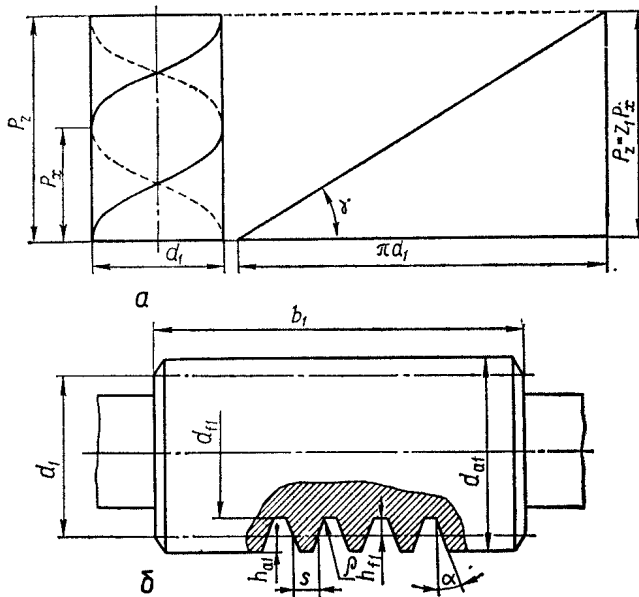


Рисунок 17.8 – Параметри черв'яка

Розміри елементів витків черв'яка при модулі $1 \leq m \leq 25$ мм визначаються параметрами початкового черв'яка за ГОСТ 19036-81, які мають такі значення: кут профілю витків $\alpha = 20^\circ$ (для черв'яків ЗА-в осьовому перерізі, для черв'яків ZN та ZI – у нормальному до витків перерізі); коефіцієнт висоти головки витка $h_a^* = 1$; коефіцієнт радіального зазору $C^* = 0,2$; коефіцієнт висоти ніжки витка $h_f^* = h_a^* + C^* = 1,2$; коефіцієнт радіуса кривини перехідної кривої витка $\rho_f^* = 0,3$, коефіцієнт розрахункової товщини витка $S^* = 0,5\pi$.

Згідно з параметрами стандартного початкового черв'яка розміри елементів витків (рис. 17.8, б) визначають за формулами:

а) висота головки витка $h_{a1} = h_a^* m = m$;

б) висота ніжки витка $h_{f1} = h_f^* m = 1,2m$;

в) радіус кривизни перехідної кривої витка $\rho_f = \rho_f^* \cdot m = 0,3m$;

г) розрахункова товщина витка $S = S^* m = 0,5\pi m$.

Інші розміри вінця черв'яка:

Діаметр вершин витків

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m; \quad (17.43)$$

Діаметр впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad (17.44)$$

Довжина нарізуваної частини черв'яка (ГОСТ 19650-74)

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m \text{ при } z_1=1 \text{ або } 2; \quad (17.45)$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m \text{ при } z_1=4; \quad (17.45)$$

Тут z_2 – число зубців черв'ячного колеса. Формули для визначення b_1 записані для випадку, коли коефіцієнти зміщення $x=0$. Для черв'яків, робочі поверхні яких шліфують, знайдене за формулами (17.45) та (17.46) значення b_1 треба збільшити на 25мм при $m < 10$ мм і на (35...40)мм при $m = (10...16)$ мм.

Черв'ячні колеса. Особливість геометрії черв'ячного колеса є те, що бічні поверхні його зубців утворюються інструментом (черв'ячною фрезою), різальні кромки якого у верстатному зачепленні відтворюють у просторі початковий твірний черв'як. Параметри початкового твірного черв'яка за ГОСТ 19036-81: кут профілю витків

$\alpha = 20^\circ$; коефіцієнт висоти головки витка $h_{a0}^* = h_a^* + C^* = 1,2$; коефіцієнт висоти ніжки витка h_{f0}^* не регламентується; коефіцієнт висоти головки витка до початку закруглення $h_{ak0}^* \geq 1$; коефіцієнт закруглення кромки на вершині витка $\rho_{k0}^* = 0,3$.

Для черв'ячного колеса розміри вінця і зубців задаються у його середньому перерізі площиною, що проходить через вісь черв'яка перпендикулярно до осі черв'ячного колеса. Тому модуль зубців черв'ячного колеса рівний модулю витків m в осьовому перерізі черв'яка, а кут нахилу зубців черв'ячного колеса дорівнює ділильному куту підйому γ витків черв'яка.

Розміри вінця черв'ячного колеса з числом зубців z_2 визначають за формулами (рис. 17.9):

Ділильний діаметр

$$d_2 = m z_2; \quad (17.47)$$

Таблиця 17.10 – Найбільший діаметр і ширина вінця черв'ячного колеса

Число витків z_1	d_{a2}	b_2
1	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq 0,75d_{a1}$
2	$\leq d_{a2} + 1,5m$	
4	$\leq d_{a2} + m$	$\leq 0,67d_{a1}$

Діаметр вершин зубців

$$d_{a2} = d_2 + 2m. \quad (17.48)$$

Діаметр впадин

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m. \quad (17.49)$$

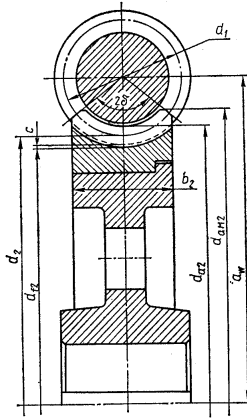


Рисунок 17.9 – Параметри черв'ячного колеса та черв'ячної передачі

Ширина вінця b_2 та найбільший діаметр черв'ячного колеса $d_{a_{m2}}$ які відповідають куту обхвату черв'яка $2\delta=90\dots110^\circ$, дістають за формулами наведеними в табл. 17.10.

Черв'ячна передача. Для черв'ячної передачі без зміщення між-осьова відстань визначається як півсума ділільних діаметрів черв'яка та черв'ячного колеса (див. рис. 17.9):

$$a_w = a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2) . \quad (17.50)$$

17.2.2 Матеріали і конструкції деталей черв'ячної передачі.

Критерії роботоздатності та розрахунків

Наявність високих швидкостей ковзання у зачепленні ставить до матеріалів черв'ячної передачі такі вимоги, як високі антифрикційні властивості, стійкість проти спрацювання та стійкість до заїдання.

Черв'яки здебільшого виготовляються із якісних вуглецевих сталей (45, 50, 40Г2), а у передачах відповідального призначення – із легованих сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА та ін.) Термообробка до твердості $H_1 \geq (45\dots55)$ HRC і подальше шліфування та полірування робочих поверхонь витків черв'яка дозволяють суттєво підвищити несучу здатність та довговічність передачі, оскільки зменшують можливість заїдання робочих поверхонь у контакт. У допоміжних, невідповіда-

льних та тихохідних передачах можуть використовувати черв'яки з твердістю витків $H_1=(300...320)HB$, тобто з $HV=(3000...3200)$ МПа.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно з бронзи, а інколи з латуні та чавуну. Олов'яні бронзи БрОНФ10-1-1, БРОФ10-1 та інші є кращими матеріалами для вінців черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання ($V_s > 5$ м/с), однак вони дорогі та дефіцитні. Тому такі бронзи використовують лише для відповідальних черв'ячних передач. Менш дефіцитні і дешевші безолов'яні бронзи БрАЖН10-4-4, БрАЖ9-3Л та ін. Вони мають достатньо великі показники міцності, але дещо гірші антифрикційні властивості і меншу здатність до припрацювання. Безолов'яні бронзи вимагають високих твердості та чистоти робочих поверхонь витків черв'яка і застосовуються при середніх швидкостях ковзання $V_s = (2...5)$ м/с.

Для допоміжних, малонавантажених та тихохідних ($V_s < 2$ м/с) черв'ячних передач можливе виготовлення черв'ячного колеса із чавуну (С415, С418) або пластмас (текстоліту, поліамідів).

Конструктивно черв'яки виготовляються у більшості випадків разом із валом як одну деталь (рис. 17.10, а) і лише у рідких випадках насадними (рис. 17.10, б).

З метою економії кольорових металів черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин (рис. 17.10, в, г): бронзового вінця, який з'єднується з чавунним або сталевим колісним центром по відповідній посадці і закріплюється додатково гвинтами або болтами. Можливі інші варіанти закріплення колісного центра з вінцем черв'ячного колеса. При малих діаметрах черв'ячних коліс або чавунних колесах застосовують суцільні черв'ячні колеса (рис. 17.10, д).

Зубці черв'ячних коліс – найслабкіші елементи у черв'ячних передачах. Значні швидкості ковзання в зачепленні спричиняють спрацювання та заїдання. Ці явища посилюються невідповідними умовами змашування контакту, бо напрям швидкості ковзання утворює малий кут із напрямом лінії контакту витків та зубців. Тому за аналогією із зубчастими передачами для черв'ячних передач виконують такі розрахунки:

1) розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактні втому та міцність при дії максимального навантаження;

2) розрахунок зубців черв'ячного колеса на втому при згині та на міцність при згині максимальним навантаженням.

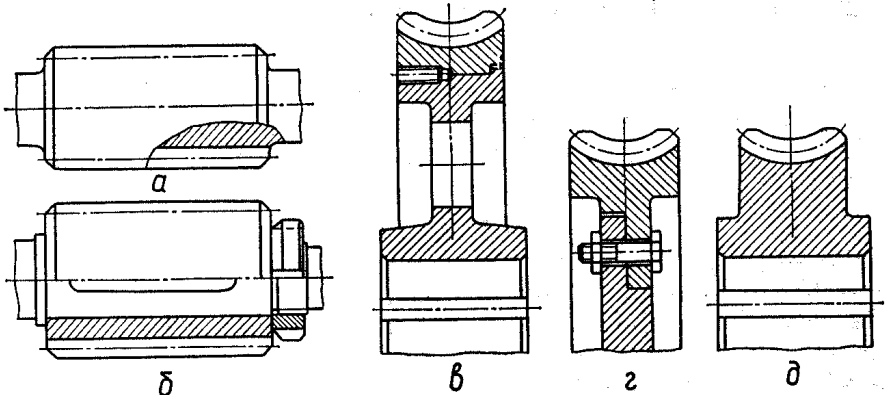


Рисунок 17.10 – Конструкції черв'яків та черв'ячних коліс

Особливості руйнування і специфіка зачеплення витків та зубців у черв'ячній передачі при її розрахунках враховуються відповідним вибором припустимої напруги.

17.2.3 Допустимі напруги у розрахунках черв'ячних передач

Допустимі контактні напруження. При розрахунку на контактну втому активних поверхонь зубців черв'ячних коліс, виготовлених із олов'яних бронз, допустима контактна напруга визначається за формулою

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} \cdot K_{HL}, \quad (17.51)$$

де $[\sigma]_{HO}$ - допустима контактна напруга для бази випробувань $N_{HO}=10^7$; K_{HL} - коефіцієнт довговічності.

За табл. 17.11 $[\sigma]_{HO}$ залежить від границі міцності σ_m бронзи та коефіцієнта C_V інтенсивності спрацювання зубців: $C_V=0,95$ при $V_S = 5$ м/с; $C_V=0,88$ при $V_S = 6$ м/с; $C_V=0,83$ при $V_S = 7$ м/с; $C_V=0,80$ при $V_S \geq 8$ м/с. При виконанні проектного розрахунку, коли розміри передачі ще невідомі, орієнтовне значення швидкості ковзання V_S , м/с, можна дістати за формулою

$$V_S = \frac{\omega_1}{250} \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (17.52)$$

де ω_1 – кутова швидкість черв'яка, рад/с;

T_2 – обертовий момент на веденому валу передачі, н·м

Коефіцієнт довговічності рекомендують визначати за співвідношенням

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \quad (17.53)$$

де N_{HE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк служби передачі, яке визначається за формулами (17.20 та 17.21). Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із твердих безолов'яних бронз та чавунів, допустима контактна напруга вибирається із умови опору заїдання залежно від швидкості ковзання V_s і беруть $[\sigma]_H = [\sigma]_{HO}$ за табл. 17.11. Орієнтовне значення V_s дістають за формулою (17.52).

Рекомендації щодо вибору допустимих граничних контактних напружень також наведені в табл. 17.11.

Допустимі напруги на згин. Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із бронз, допустиму напругу для розрахунку на втому при згині визначають за формулою

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{Fo} \cdot K_{FL}, \quad (17.54)$$

Тут $[\sigma]_{Fo}$ – допустима напруга для бази випробувань, що дорівнює 10^6 (див. табл. 17.11), залежить від границі міцності σ_m та текучості σ_T бронз; K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин,

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}, \quad (17.55)$$

Еквівалентне число циклів N_{FE} навантаження зубців за строк служби передачі обчислюють за формулами (17.21 та 17.40), а коефіцієнт довговічності беруть у межах $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$. Для зубців чавунних черв'ячних коліс $[\sigma]_F = [\sigma]_{Fo}$ (див. табл. 17.11). Вибір допустимих граничних напружень згину $[\sigma]_{Fmax}$ для розрахунків зубців на міцність при згині максимальним навантаженням також виконують за даними табл. 17.11.

17.2.4 Навантаження на зубці черв'ячного колеса

У навантаженій черв'ячній передачі сила взаємодії між валами черв'яка та зубцями колеса розподіляється вздовж лінії їхнього контакту. Таку розподілену схему замінимо зосередженою і прикладеною до зубця черв'ячного колеса у його середньому нормальному до осі перерізі. При цьому сила тертя у зачепленні не враховується.

Дія обертового моменту T_2 на валу черв'ячного колеса спричинює появу нормальної сили F_n з боку витка черв'яка на зубець колеса. Ця сила діє у площині А-А, нормальній до лінії зубця (рис. 17.11, а), напрямлена по нормалі до профілів витка та зубця у точці їх контакту і утворює кут зачеплення α_n з перпендикуляром до лінії центрів черв'яка і черв'ячного колеса.

Замінімо силу F_n двома її взаємно перпендикулярними складовими F_{r2} і F_{a2} , які перенесемо на схему черв'ячного колеса. Тут сила F_{r2} проектується в точку Р, а сила F_{a2} лежить у площині А-А і напрямлена по дотичній до початкового циліндра колеса. Зобразимо силу F_0 також у вигляді двох взаємно перпендикулярних складових F_{t2} і F_{a2} . Отже, замість нормальної сили маємо три її взаємно перпендикулярні складові F_{t2} , F_{r2} і F_{a2} .

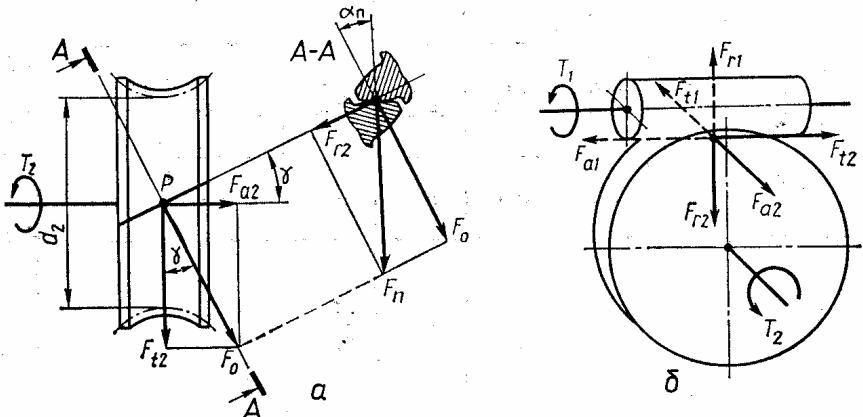


Рисунок 17.11 - Зусилля на зубці черв'ячного колеса (а) і витки черв'яка (б)

Таблиця 17.11 – Механічні характеристики матеріалів та допустимі напруження для зубців черв'ячних коліс

Матеріал вілля черв'ячного колеса	Спосіб відли- вання	Границя текучості $\sigma_{\text{т}}$ МПа	Границя міцності $\sigma_{\text{г}}$ МПа	[σ] НР, МПа, при твердості черв'яка		[σ] Р, МПа, при наванта- женні		[σ] Нmax, МПа	[σ] Рmax, МПа	
				$H_1 \geq 45 \text{ HRC}$	$H_1 < 45 \text{ HRC}$	реверсному	неревер- сному			
BrO10H1Ф1	ц	285	165	0,9 $\sigma_{\text{г}}$	0,75 $\sigma_{\text{г}}$	0,08 $\sigma_{\text{г}}$ + 0,25 $\sigma_{\text{г}}$	0,16 $\sigma_{\text{г}}$	4 $\sigma_{\text{т}}$	0,8 $\sigma_{\text{г}}$	
BrO10Ф1	к с	275 230	200 140							
BrO5Ц5С5	к с	200 145	90 80	300—25 $\sigma_{\text{с}}$		275—25 $\sigma_{\text{с}}$	2 $\sigma_{\text{т}}$			
BrA10Ж4Н4	ц к	700 650	460 430							
BrA10Ж3Мц1,5	к с	550 450	360 300							
BrA9Ж3Л	ц с	530 425	245 195							
СЧ 18 СЧ 15	с с	355 315	— —	— —		0,12 $\sigma_{\text{г}}$	0,075 $\sigma_{\text{г}}$	1,65 $\sigma_{\text{г}}$	0,75 $\sigma_{\text{г}}$	

Примітки: 1. Позначення способів відливання: ц — відцентровий; к — у кокіль; с — у землю.
 2. Для бронз $\sigma_{\text{г}}$, $\sigma_{\text{т}}$ — при розтягу; для чавуну $\sigma_{\text{г}}$ — при згині.
 3. Швидкість ковзання v , м/с.

Колова сила на черв'ячному колесі визначається через обертовий момент

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (17.56)$$

Осьова сила на черв'ячному колесі подається через колову силу

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (17.57)$$

Для визначення радіальної сили F_{r2} попередньо запишемо $F_0 = F_{t2} / \cos \gamma$, а тоді дістанемо

$$F_{r2} = F_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma}. \quad (17.58)$$

Враховуючи, що $\operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma = \operatorname{tg} \alpha$, де $\alpha = 20^\circ$ - кут зачеплення у площині, перпендикулярній до осі колеса, запишемо вираз для визначення радіальної сили:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,364 F_{t2}. \quad (17.59)$$

Нормальна сила F_n на зубець колеса дорівнює геометричній сумі складових сил F_{t2} , F_{r2} і F_{a2} а її модуль визначається за формулою

$$F_n = \frac{F_0}{\cos \alpha_n} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_n \cos \gamma}. \quad (17.60)$$

На витки черв'яка з боку зубців колеса діють такі самі сили, але в протилежному напрямі (рис. 17.11, б), до того ж деякі з них міняють свою назву.

Колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на черв'ячному колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (17.61)$$

Осьова сила на черв'яку дорівнює коловій силі на колесі:

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (17.62)$$

Радіальна сила на черв'яку дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = 0,364 F_{t2}. \quad (17.63)$$

17.2.5 Розрахунок черв'ячної передачі на міцність

17.2.5.1 Проектний розрахунок черв'ячної передачі

У проектному розрахунку визначають міжосьову відстань черв'ячної передачі як основний параметр, що визначає габаритні розміри

передачі. Міжосьову відстань розраховують із умови стійкості активних поверхонь зубців колеса проти втомного руйнування та заїдання.

Вихідні дані для проектного розрахунку черв'ячної передачі є такі: розрахункове тривало діюче навантаження T_{2H} ; передаточне число передачі u ; тип черв'яка; типовий режим навантаження передачі та строк її служби; матеріали для черв'яка та черв'ячного колеса, за якими визначають допустиму контактну напругу.

Мінімальна міжосьова відстань черв'ячної передачі визначається за формулою

$$a_{\omega min} = K_a \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta} \cdot q^2}{(Z_2 \cdot [\sigma]_H)^2}}. \quad (17.64)$$

Тут слід брати обертовий момент T_{2H} у (н·м), допустиму напругу $[\sigma]_H$ у (МПа) і тоді дістанемо міжосьову відстань $a_{\omega min}$ у (мм).

У формулі (17.64) для усереднених значень розрахункових коефіцієнтів беруть: $K_a = 310 \text{ МПа}^{1/3}$ - для поєднання матеріалів черв'яка та колеса сталь-бронза; $K_a = 315 \text{ МПа}^{1/3}$ - для поєднання матеріалів сталь-чавун.

Для визначення $a_{\omega min}$ треба попередньо вибрати кількість зубців черв'ячного колеса z_2 . У силових черв'ячних передачах рекомендують $28 \leq z_2 \leq 80$. Мінімальна кількість зубців $z_{2 \min} = 28$ обмежується умовою непідрізання, а максимальна кількість зубців $z_{2 \max} = 80$ - умовою обмеження габаритних розмірів передачі та забезпечення міцності зубців на згин. У деяких випадках допускається кількість зубців $z_2 = 100 \dots 150$ і більше. При заданому передаточному числі передачі u та вибраній кількості витків черв'яка z_1 кількість зубців колеса $z_2 = u z_1$. Кількість витків черв'яка $z_1 = 1; 2; 4$ потрібно брати по можливості більшим (тоді підвищується ККД передачі), але так, щоб при заданому u кількість зубців z_2 була у рекомендованих межах.

Коефіцієнт діаметра черв'яка q вибирають із числа стандартних значень (див. табл. 17.9). Більші значення q рекомендують брати для насадних черв'яків або при великих передаточних числах, щоб забезпечити жорсткість черв'яка.

Коефіцієнт $K_{H\beta}$, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса, визначається:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x) = K_{F\beta}. \quad (17.65)$$

Тут z_2 - кількість зубців черв'ячного колеса; θ - коефіцієнт деформації черв'яка (див. табл. 17.12); x - коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи передачі на припрацювання зубців. Для типових режимів навантаження він має такі значення: $x=1$ для режиму П (постійний); $x=0,77$ для В (важкий); $x=0,6$ для СР (середній рівномірний); $x=5$ для СН (середній нормальний); $x=0,31$ для Л (легкий).

Після визначення $a_{w \min}$, знаходять потрібний модуль зачеплення передачі:

$$m' = \frac{2a_{w \min}}{q + z_2}. \quad (17.66)$$

Значення модуля узгоджують із стандартним, наприклад, див. табл. 17.9.

Отже маючи z_1 , z_2 , q і m , можна визначити всі розміри вінців черв'яка та черв'ячного колеса. За розмірами, добутими в проектному розрахунку, належить виконати перевірні розрахунки на міцність і жорсткість, а також зробити тепловий розрахунок.

Таблиця 17.12 - Коефіцієнти деформації черв'яка

Число витків черв'яка	Коефіцієнт деформації θ при коефіцієнті діаметра q						
	8	9	10	12	12,5	14	16
1	72	89	108	138	157	179	194
2	57	71	86	112	125	149	163
4	47	58	70	93	101	120	131

17.2.5.2 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактні втому та міцність

Стійкість проти втомленого відкришування та проти заїдання активних поверхонь зубців черв'ячного колеса забезпечується при виконанні загальної умови

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_2} \sqrt{\frac{2T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_2}} \leq [\sigma]_H \quad (17.67)$$

У виразі (17.67) маємо: Z_M - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка та черв'ячного колеса: для поєднання матеріалів сталь-бронза ($E_1=2,1 \cdot 10^5$ МПа; $E_2=0,9 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1=0,28$; $\mu_2=0,33$) $Z_M=210$ МПа^{0,5}; для матеріалів сталь-чавун ($E_1=2,1 \cdot 10^5$ МПа; $E_2=10^5$ МПа; $\mu_1=0,28$; $\mu_2=0,27$) $Z_M=215$ МПа^{0,5}; Z_H - коефіцієнт форми спряжених поверхонь витків черв'яка та зубців колеса, $Z_H=1,8$ для усереднених значень γ ; Z_ε - коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній у зачепленні; у розрахунках беруть $Z_\varepsilon=0,75$ (для мінімального значення коефіцієнта торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha = 1,8$); d_2 і b_2 - відповідно дільний діаметр і ширина вінця черв'ячного колеса в мм; $T_2=T_{2H}$ - обертовий момент, н·мм; $K_{H\beta}$ - коефіцієнт який визначається (див. 17.65); K_{HV} - коефіцієнт динамічного навантаження, приймається згідно табл. 17.13; $[\sigma]_H$ - припустима контактна напруга, МПа.

Виконання умови (17.67) при перевірному розрахунку черв'ячної передачі забезпечує стійкість активних поверхонь зубців колеса проти втомного руйнування та заїдання.

Таблиця 17.13 - Значення коефіцієнтів $K_{HV}=K_{FV}$ динамічного навантаження для черв'ячної передачі

Ступінь точності передачі	Коефіцієнти K_v при швидкості ковзання v_s , м/с			
	$\geq 1,5$	1,5—3,0	3,0—7,5	7,5—12
6	—	—	1,0	1,1
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	—
9	1,25	—	—	—

У розрахунках допускається $0,8[\sigma]_H < \sigma_H < 1,05[\sigma]_H$. При невиконання цієї умови треба змінити розміри передачі.

17.2.5.3 Особливості розрахунку зубців черв'ячного колеса на згин

Точний розрахунок напруги згину зубців черв'ячного колеса ускладнюється змінною формою перерізів зубця по ширині колеса і тим, що зубець має угнуту форму. У розрахунках черв'ячне колесо розглядається як косозубе циліндричне. При цьому у розрахунковій залежності (17.34) для зубців циліндричної зубчастої передачі роблять деякі коректування коефіцієнтів і формула виглядає:

$$\sigma_{F_2} = Y_{F_2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \frac{2T_2}{d_2 \cdot m \cdot b_2} K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma]_{F_2}, \quad (17.68)$$

де T_2 - обертовий момент який передається черв'ячним колесом, Н·мм; d_2 , m і b_2 - відповідно дільний діаметр, мм, модуль зачеплення, мм і ширина вінця, мм черв'ячного колеса; $K_{F\beta}$ - коефіцієнт, див. формулу (17.65); K_{FV} - коефіцієнт, див. табл. 17.13 і $[\sigma]_{F_2}$ - припустима напруга на згин для черв'ячного колеса.

Коефіцієнт $Y_{F_2}=Y_F$ форми та підвищеної міцності зубців черв'ячного колеса знаходять за табл. 17.14 залежно від еквівалентної кількості зубців $Z_{v2}=Z_2/\cos^3\gamma$.

Коефіцієнт Y_ε перекриття зубців у розрахунках можна брати 0,75.

Коефіцієнт Y_β нахилу зубців черв'ячного колеса слід визначати за виразом $Y_\beta = (1 - \gamma/140)/\cos\gamma$, або його можна брати $Y_\beta \approx 0,95$ (для деякого середнього значення кута нахилу зубців $\gamma \approx 10^\circ$).

Таблиця 17.14 - Коефіцієнти Y_F зубців черв'ячного колеса

z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F
28	1,80	37	1,61	60	1,40
30	1,76	40	1,55	80	1,34
32	1,71	45	1,48	100	1,30
35	1,64	50	1,45	150	1,27

Виконання умови (17.68) при перевірному розрахунку черв'ячної передачі забезпечує втомну міцність зубців черв'ячного колеса при дії циклічних напружень згину.

17.2.6 Розрахунок черв'яка на жорсткість

Для того щоб забезпечити надійну роботу черв'ячної передачі, слід надати черв'яку достатніх міцностей та жорсткості. Розрахунок черв'яка на міцність виконують за аналогією з розрахунком валів (див. 18.1.4).

Потреба розрахунку черв'яка на жорсткість пов'язана з тим, що черв'як у більшості випадків має порівняно малий діаметр і значну відстань між опорами. Дія на черв'як сил, що виникають у його зачепленні з колесом, може призвести до його значного поперечного прогину, який негативно впливає на зачеплення витків та зубців і на роботу черв'ячної передачі. Тому умови достатньої жорсткості черв'яка запишемо у вигляді

$$y \leq [y], \quad (17.69)$$

де y - розрахункова стрілка прогину черв'яка; $[y]$ - допустима стрілка прогину за умови нормальної роботи зачеплення.

Для розрахункової схеми навантаження черв'яка (рис. 17.12) стрілку прогину знаходять за відомою формулою

$$y = \frac{Fl^3}{48EI_0}, \quad (17.70)$$

де $F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$ - рівнодійна колової та радіальної сил на черв'яку [див. формули (17.61) та (17.63)]; $l \approx (0,8 \dots 1,0)d_2$ - орієнтовна відстань між опорами черв'яка; E - модуль пружності матеріалу черв'яка; $I_0 = \pi d_{f1}^4 / 64$ - осьовий момент інерції перерізу черв'яка без врахування впливу витків.

Формула (17.70) для черв'яка наближена, бо черв'як за довжиною має змінні розміри поперечних перерізів.

Допустиму стрілку прогину черв'яка визначають залежно від модуля m у межах $[y] = (0,010 \dots 0,005)m$.

Якщо при розрахунку виявиться, що жорсткість черв'яка недостатня ($y > [y]$), то потрібно збільшити коефіцієнт діаметра черв'яка q , або, за можливістю, зменшити відстань l між його опорами.

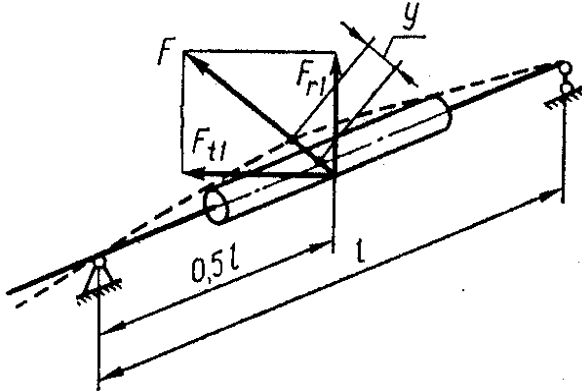


Рисунок 17.12 - До визначення прогину вала черв'яка

17.2.7 ККД черв'ячної передачі та її тепловий розрахунок

Загальний ККД черв'ячної передачі можна визначити за залежністю

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3, \quad (17.71)$$

де P_2 , P_1 - потужності на веденому і ведучому валах передачі відповідно; η_1 , η_2 , η_3 - ККД, що відображають втрати потужності у зачепленні, підшипниках та переміщування мастила у корпусі передачі відповідно.

Найбільшими є втрати потужності у зачепленні черв'ячної передачі, обумовлені ковзанням витків черв'яка по зубцях черв'ячного колеса. ККД черв'ячного зачеплення при передаванні навантаження від черв'яка до черв'ячного колеса (черв'як ведучий) можна визначити за виразом

$$\eta_1 = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{F_{t2} \cdot d_2 \cdot \omega_2}{F_{t1} \cdot d_1 \cdot \omega_1}. \quad (17.72)$$

Якщо у записане співвідношення підставити $d_2 = m z_2$, $d_1 = m q$, $\tan \gamma = z_1 / q$ і $\omega_1 / \omega_2 = u = z_2 / z_1$ і врахувати, що $F_{t1} = F \sin(\gamma + \varphi')$, а $F_{a1} = F_{t2} = F \cos(\gamma + \varphi')$ див. рис. 17.13, то матимемо остаточну формулу для визначення ККД зачеплення черв'ячної передачі

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (17.73)$$

де γ - дільний кут підйому витка черв'яка; φ' - зведений кут тертя вінця черв'ячного колеса і черв'яка.

Значення зведеного кута тертя φ' для бронзового вінця колеса і сталевго черв'яка наведені в табл. 17.15. Менші значення відповідають передачам із шліфованим черв'яком і твердістю витків $H > 45 \text{ HRC}$.

ККД черв'ячного зачеплення суттєво залежить від дільного кута підйому витків черв'яка γ , тобто від числа витків z_1 та коефіцієнта діаметра черв'яка q . Середні значення ККД зачеплення залежно від числа витків черв'яка такі:

$$\eta_1 = 0,70 \dots 0,75 \text{ при } z_1 = 1; \quad \eta_1 = 0,80 \dots 0,90 \text{ при } z_1 = 2 \dots 4.$$

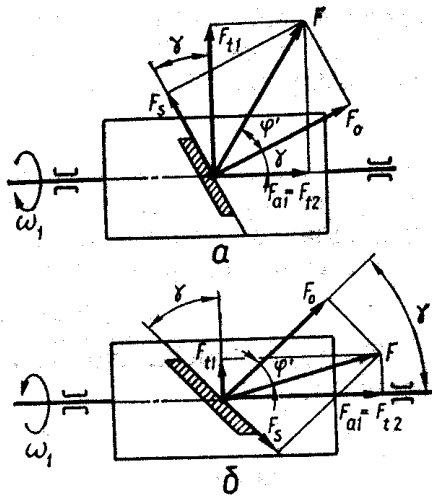


Рисунок 17.13 - До визначення ККД черв'ячної передачі

Втрати потужності у підшипниках та на перемішування мастила в корпусі передачі здебільшого оцінюються $\eta_2 \eta_3 = 0,95 \dots 0,96$. Тому загальний ККД черв'ячної передачі рекомендують визначати за формулою

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}. \quad (17.74)$$

Таблиця 17.15 - Зведені кути тертя у зачепленні черв'ячної передачі

$v_{\text{сг}}, \text{ м/с}$	φ'	$v_{\text{сг}}, \text{ м/с}$	φ'
0,1	4° 34' — 5° 09'	4	1° 19' — 1° 43'
1,0	2° 35' — 3° 08'	7	1° 02' — 1° 29'
2	2° 00' — 2° 35'	10	0° 55' — 1° 22'
3	1° 36' — 2° 00'	15	0° 48' — 1° 09'

Через значні втрати потужності за рахунок низького ККД черв'ячної передачі відбувається нагрівання корпусу передачі і мастила, що в ньому знаходиться. При підвищених температурах мастило втрачає свої мастильні властивості, що може призвести до виходу передачі з ладу. Тому для черв'ячної передачі виконують тепловий розрахунок. Цим розрахунком слід забезпечити умову

$$t_M \leq [t]_M, \quad (17.75)$$

де t_M - температура мастила при усталеному режимі роботи передачі; $[t]_M$ - допустима температура мастила, що становить 75...85°C. деякі спеціальні марки мастил допускають температуру до 100...110°C.

Потужність, що втрачається у передачі,

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta), \quad (17.76)$$

Тепловий потік, що виділяється поверхнею площі A корпусу передачі,

$$\Phi = KA(t_M - t_C). \quad (17.77)$$

Усталений режим роботи передачі має тепловий баланс $\Delta P = \Phi$ або $P_1(1 - \eta) = KA(t_M - t_C)$, звідки дістаємо температуру мастила

$$t_M = t_C + \frac{P_1(1 - \eta)}{KA}, \quad (17.78)$$

де P_1 - потужність, що підводиться до передачі, Вт; K - коефіцієнт теплопередачі, $K = (9...17) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ залежно від швидкості повітря, що омиває корпус передачі; A - площа охолоджуваної поверхні корпусу, м^2 ; t_C - температура середовища, в якому працює передача, °C.

Площу охолоджуваної поверхні корпусу можливо визначити аналітично за формулою

$$A = 20a_w^{1.7}, \text{ м}^2, \quad (17.79)$$

де a_w - міжосьова відстань у м.

Щоб задовольнити умову (17.75), інколи збільшують поверхню корпусу передачі (ребристі форми корпусів), застосовують обдування корпусу вентилятором тощо. При обдуванні за допомогою вентилятора $K = (25 \dots 30) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

ЛЕКЦІЇ 24 і 25

18 ВАЛИ, ПІДШИПНИКИ ТА МУФТИ

18.1 Вали

Окремі елементи машин, що здійснюють обертовий рух, розміщують на осях та валах, які забезпечують для цих елементів постійне положення геометричної осі обертання.

Вал – це деталь, яка призначена для передавання крутильного (обертового) моменту та підтримування елементів машини у їхньому обертovому русі. Існують деякі види валів, наприклад гнучкі дротяні та торсіонні, які не підтримують деталей, а лише передають крутильний момент.

Вали за формою геометричної осі можуть бути прямолінійними або колінчастими. Колінчасті вали використовують у двигунах внутрішнього згорання, поршневих помпах; їхні конструкції та розрахунок розглядаються у відповідних спеціальних дисциплінах. Різновидністю валів із непрямої лінійною геометричною віссю є гнучкі дротяні вали, які також належать до спеціальних деталей.

Найрозповсюдженіші прямолінійні вали за конструкцією можуть бути циліндричними постійного діаметра (Рис.18.1, *а*), ступінчастими (Рис.18.1, *б*) і з нарізаними на них зубчастими вінцями або шліцями (Рис.18.1, *в*). Ступінчасті вали і вали з нарізаними зубчастими вінцями більш складні за конструкцією та у виготовленні, але дають змогу більш просто здійснити різні посадки деталей на окремих ділянках, забезпечують створення упорів та буртиків для осьової фіксації

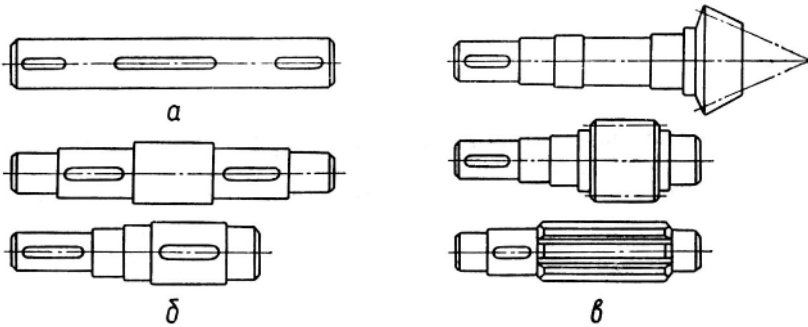


Рисунок 18.1 - Конструкції валів

встановлених на валах деталей. Крім цього, зміцнюючи розміри перерізів, можна наблизити форму вала до найвигіднішої форми бруса рівного опору, що особливо важливо для валів, навантажених змінними за довжиною згинаючими та крутними моментами.

За видом поперечного перерізу вали можуть бути суцільними (Рис.18.2,а) або порожнистими (Рис.18.2,б), а за обрисом перерізу гладкими циліндричними, із шпонковим пазом, шліцевими або прямокутними (Рис.18.2 в,г,д). Із використанням порожнистих валів значно зменшується їхня маса. Наприклад, якщо відношення $d_o/d=0,5\dots0,6$ то маса зменшується на 22...30%.

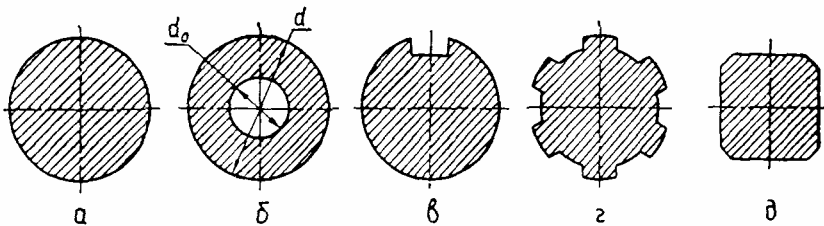


Рисунок 18.2 - Форми поперечних перерізів валів

Опорні частини валів називають цапфами. Проміжні цапфи називають шийками, а кінцеві – шипами.

Основними матеріалами для валів є вуглецеві та леговані сталі. Поверхні валів, що призначені для спряження з іншими деталями, по-

винні бути точно і чисто оброблені різцями. Параметри жорсткості поверхонь: під підшипники кочення $R_a = (3,2 \dots 0,80)$ мкм, а під підшипники ковзання $R_a = (0,40 \dots 0,10)$ мкм.

Для валів, розміри поперечних перерізів яких вибирають за умовою жорсткості, переважно використовують сталі Ст5 і Ст6. Для більшості інших випадків застосовують сталі 45, 50, 40Х, 40ХН та ін. Вали з цих сталей піддаються нормалізації, поліпшенню або гартуванню з нагрівом СВЧ і низьким відпуском (шліцеві вали, вали, що працюють у підшипниках ковзання, та інші випадки).

18.1.1 Розрахункові схеми валів і їх критерії розрахунку

Розрахункові схеми валів зображають у вигляді балок на шарнірних опорах, які навантажені поперечними та осьовими силами, що виникають у зачепленні встановлених на них зубчастих коліс, від натягу віток пасової чи ланцюгової передачі, від дії власної ваги шківів, барабанів та інших встановлених на валу деталей. При складанні розрахункових схем валів необхідно із певним наближенням визначити відстань між опорами, місця розміщення деталей, через які передаються на вали зовнішні навантаження.

Розрахункові схеми валів можуть бути надзвичайно різноманітними. Власну вагу валів та встановлених на них деталей здебільшого у розрахунках не беруть до уваги при невеликих їхніх розмірах, хоча її врахування не створює принципових труднощів.

Деякі найпоширеніші розрахункові схеми валів зубчастих передач зображені на рис. 18.3.

На рис.18.3 а, б зображені розрахункові схеми валів відповідно циліндричної та конічної передач з розміщенням зубчастого колеса між опорами 1, 2 вала і консольним розміщенням колеса. В цих схемах вали навантажуються крутильним моментом T , поперечними та осьовими силами F_t , F_r , F_a , що виникають у зачепленні зубців відповідної передачі. Крім сил у зачепленні на вал можуть діяти також сили ваги від натягу віток пасивної чи ланцюгової передачі (сила F на рис.18.3,б) або сили від взаємодії деталей муфт, що з'єднують вали.

Розрахункові схеми проміжних валів багатоступеневих зубчастих передач зображені на рис. 18.3 в, г, д. Ці схеми відрізняються між собою взаємним розміщенням місць прикладання сил, що виникають

у зачепленні зубчастих коліс, розміщених на валу. Під час аналізу таких схем навантаження валів слід розглядати окремо силові фактори в різних площинах, а відтак сумувати геометрично.

Із розглянутих схем видно, що вали в процесі роботи зазнають деформацій згину, розтягу або стиску і кручення. Сталість напряму поперечних щодо поздовжньої осі вала сил спричинює у валах, що обертаються, появу циклічно змінних напружень згину, а для осьових сил – виникнення у перерізах валів напруги розтягу або стиску. Характер зміни дотичної напруги кручення відповідає характеру зміни в часі крутного моменту M_k .

Отже різні перерізи валів знаходяться під дією змінних у часі нормальних і дотичних напружень. Тому для більшості валів, сучасних швидкохідних машин такий критерій міцності, як стійкість валів проти втомного руйнування, має вирішальне значення. Втомне руйнування відбувається у 40-50% випадків виходу валів із ладу. Для тихохідних валів або валів, що зазнають дії короточасних пікових перевантажень, основним розрахунковим критерієм є також статична міцність.

Вали, що мають значні (порівняно з діаметром) відстані між опорами, можуть бути недостатньо жорсткими у поперечному напрямі. Це може спричинити порушення геометрії зачеплень зубчастих коліс, заклинювання валів в опорах або недопустимі поперечні коливання валів. Тому важливим критерієм розрахунку довгих валів є також умова достатньої жорсткості.

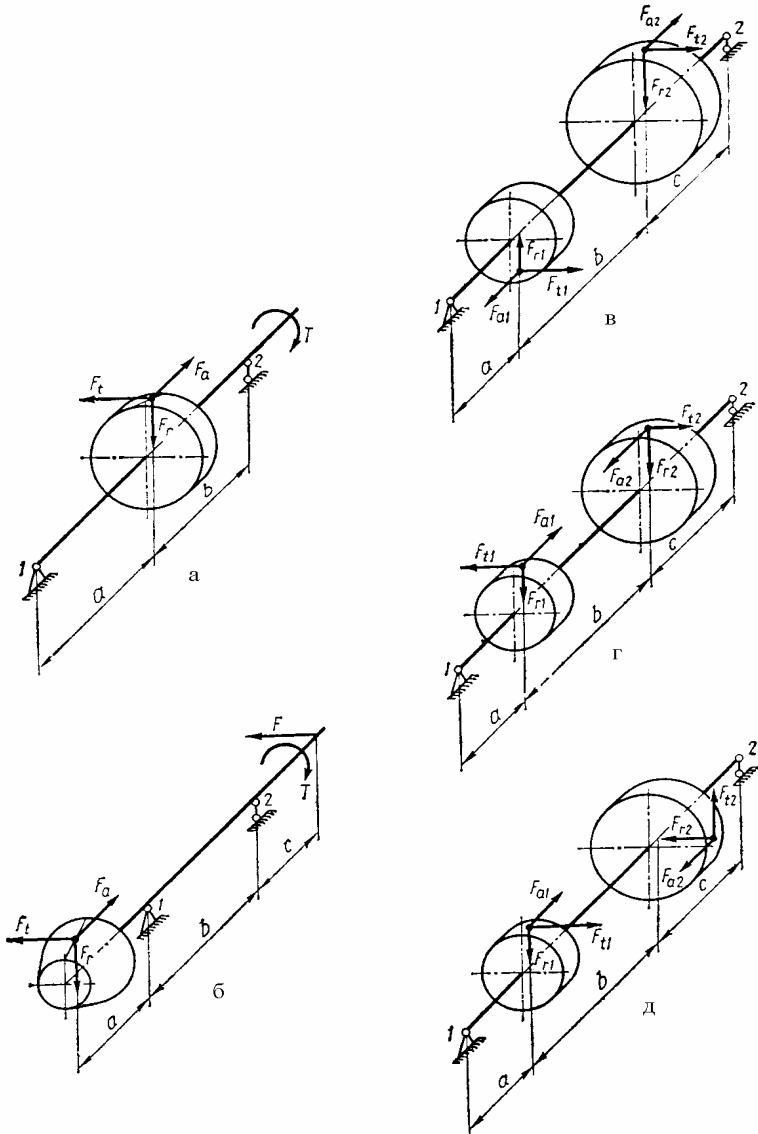


Рисунок 18.3 - Розрахункові схеми валів

18.1.2 Цикли напруги, що зустрічаються у валах

Змінні напруги, що виникають у деталях машин, у більшості випадків змінюються в часі періодично. На Рис.18.4. показаний графік можливої періодичної зміни нормальної σ чи дотичної τ напруги в часі t .

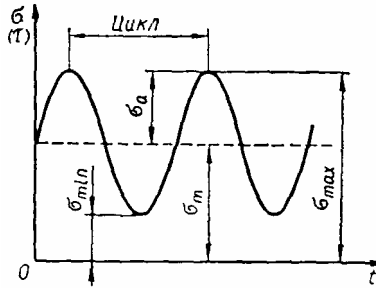


Рисунок 18.4 - Періодична зміна напруги у часі

Сукупність всіх напружень за один період зміни їх називається циклом напружень. Цикл напружень характеризується максимальною σ_{\max} і мінімальною σ_{\min} напругою, а також амплітудою напруги σ_a та коефіцієнтом асиметрії циклу R . Середня напруга σ_m циклу дорівнює алгебраїчній півсумі максимальної і мінімальної напруги:

$$\sigma_m = 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) \quad (18.1)$$

Амплітуда напруги σ_a циклу – це алгебраїчна піврізниця максимальної та мінімальної напруги:

$$\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \quad (18.2)$$

Відношення мінімальної напруги циклу до максимальної, взяте з відповідним знаком, називається коефіцієнтом асиметрії циклу

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}. \quad (18.3)$$

На рис.18.5 показані різні цикли напружень, які можуть бути на практиці.

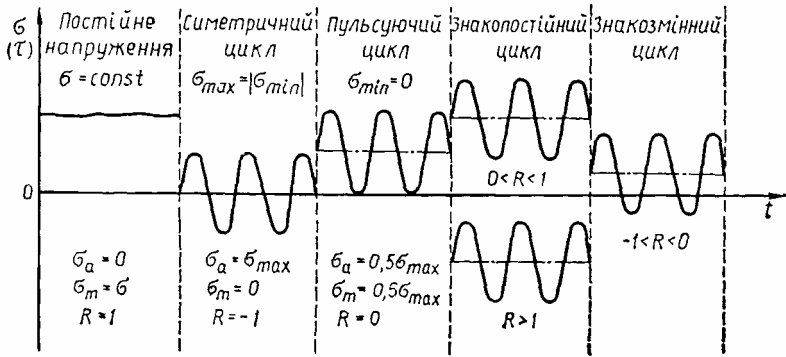


Рисунок 18.5 - Можливі цикли змінних напружень

Практичне застосування в розрахунках деталей машин знаходять: постійне напруження ($\sigma_m = \sigma$; $\sigma_a = 0$; $R = 1$), симетричний ($\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$; $R = -1$) і пульсуючий ($\sigma_m = \sigma_a = 0,5\sigma_{\max}$; $R = 0$) цикли напружень. Усі інші цикли напружень можуть бути зведені до певної сукупності названих трьох циклів.

Відомо, що змінні напруги спричиняють явища втоми матеріалу деталей. Характеристикою міцності матеріалу в цьому випадку виступає границя витривалості σ_R (відповідно σ_{-1} , τ_{-1} для симетричного і σ_0 , τ_0 для пульсуючого циклів).

18.1.3 Проектний розрахунок валів та їхнє конструювання

Під час виконання проектного розрахунку на початковому етапі відомі лише деталі, що розміщуються на валу, та діючі зовнішні навантаження. Виходячи з умов роботи вала та деяких вимог, що ставляться до конструкції вала, вибирають матеріал для його виготовлення. Надалі орієнтовано визначають діаметр вала у характерних його перерізах за умовою міцності на кручення.

$$\tau = \frac{M_K}{W_P} \leq [\tau]. \quad (18.4)$$

Беручи полярний момент опору перерізу $W_p = \pi d^3/16$, в якому діє крутний момент M_K , із умови (18.4) можна визначити потрібний діаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_K}{\pi[\tau]}}. \quad (18.5)$$

Діаметр вала за умовою (18.5) визначають для його перерізів, у яких діє крутний момент, до того ж у цьому випадку для сталевих валів допустиму навантаження беруть $[\tau]=(35\dots40)$ МПа. Наприклад, у конструкції вала на рис.18.6,а ділянка вала діаметром d_1 зазнає тільки деформації кручення, тому значення цього діаметра попередньо можна оцінити за умовою міцності на кручення.

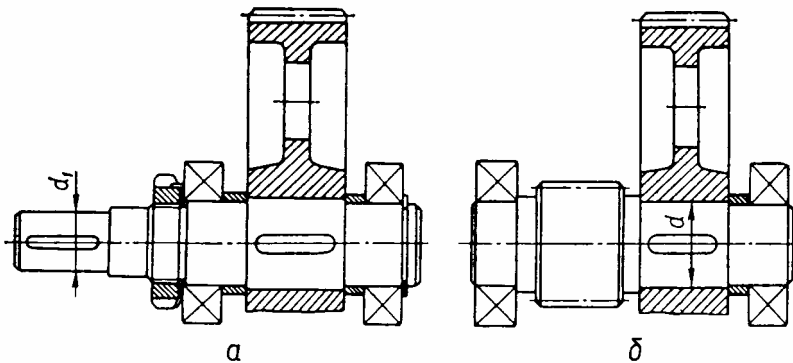


Рисунок 18.6 - Конструкції валів зубчастих передач

У деяких випадках, наприклад у конструкції проміжного вала зубчастого редуктора (Рис.18.6,б), не має перерізів, що зазнають тільки деформації кручення. Між опорами вал зазнає згин у всіх перерізах, а ділянка вала між зубчастими колесами додатково скручується. Тут також діаметр d під зубчастим колесом попередньо можна оцінити з умови міцності на кручення [див формулу (18.5)], беручи заздалегідь занижене допустиме напруження $[\tau]=(25\dots30)$ МПа. Далі для валів визначаються діаметри під підшипники, зубчасті колеса та інші деталі, використовуючи при цьому залежності, що $d_{\Pi}+5\text{мм}=d_k$ та $d_{\Pi}=d+5\text{мм}$, а інші діаметри валів визначають конструктивно.

Маючи розміри деталей, що розміщуються на валу, та враховуючи зручність їхнього монтажу і способи їхньої фіксації, надалі

розробляють усю конструкцію вала. При цьому слід забезпечувати мінімальні перепади діаметрів сусідніх ступенів вала, але достатні для створення упорних буртиків, потрібних для осьової фіксації деталей. Радіуси галтелей слід брати достатньо великими для зменшення концентрації напружень. Якщо для вала передбачено кілька шпонкових пазів, то їх слід розміщувати на одній лінії. Під час конструювання вала треба приділяти значну увагу технологічності та економічності виготовлення з урахуванням обсягу виробництва. На цьому етапі назначають також посадки деталей на вал.

У результаті попередньої розробки конструкції вала дістають розміри всіх його конструктивних елементів. За цими розмірами виконують перевірні розрахунки. Якщо результати розрахунків будуть незадовільні, то розміри вала слід коректувати.

18.1.4 Розрахунок валів на втомну міцність

При розрахунку валів на втомну міцність враховуються характер зміни напружень, характеристики витривалості матеріалів, фактори концентрації напружень тощо. Розрахунок на втомну міцність у більшості випадків виконують у вигляді перевірки коефіцієнтів запасу міцності в певних перерізах валів за умовою $S \geq [S] = 1,5 \dots 2,5$.

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності визначають за формулою

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (18.6)$$

де коефіцієнти запасу міцності за нормальними S_σ і дотичними S_τ напругами (без урахування поверхневого зміцнення) визначаються:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \quad (18.7)$$

Границі витривалості матеріалу валів для необмеженого строку служби можна брати: при симетричному циклі згину $\sigma_{-1} \approx 0,45 \sigma_m$; при симетричному та пульсуючому циклі кручення $\tau_{-1} \approx 0,25 \sigma_m$ (σ_m – границя міцності матеріалу вала, МПа).

При розрахунку вала на згин (симетричний цикл) приймають $\sigma_a = \sigma_{3\sigma}$, а $\sigma_m = 0$.

При розрахунку вала на кручення при реверсивній його роботі (симетричний цикл) приймають $\tau_a = \tau_{kp}$, а $\tau_m = 0$; при нереверсивній (односторонньому навантаженні) його роботі (пульсуючий цикл) приймають $\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{kp}$.

Для вала напруга згина визначається

$$\sigma_{3\sigma} = \frac{M_z}{W_z}, \quad (18.8)$$

де W_z - осьовий момент опору.

Для вала напруга кручення визначається

$$\tau_{kp} = \frac{M_K}{W_P}, \quad (18.9)$$

де W_p - полярний момент опору. Моменти опору визначаються: для гладеньких валів

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32} \text{ і } W_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad (18.10)$$

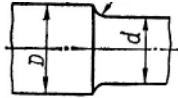
для валів із шпонковим пазом

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \text{ і } W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \quad (18.11)$$

де d - діаметр вала; b - ширина шпонки; t - глибина шпонкового паза.

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_σ і K_τ вибирають залежно від механічних характеристик матеріалу вала та форми концентратора напружень у перерізі вала, де визначають коефіцієнт запасу міцності. Концентраторами напружень для валів можуть бути галтелі, кільцеві рівці, поперечні отвори, різьба, шпонкові пази, напресовка на вал інших деталей тощо. Якщо у перерізі вала є кілька концентраторів напружень, то у розрахунках беруть той, для якого K_σ і K_τ більші. Значення K_σ і K_τ для деяких форм концентраторів напружень наведені у таблицях 18.1 і 18.2.

Таблиця 18.1 - Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_σ і K_τ для валів із галтелями



D/d	r/d	K_σ для валів із сталі, що має $\sigma_{\text{г}}$, МПа			K_τ для валів із сталі, що має $\sigma_{\text{г}}$, МПа		
		500	800	1000	500	800	1000
1,05	0,02	1,70	1,88	2,05	1,24	1,29	1,33
	0,05	1,48	1,57	1,63	1,15	1,18	1,20
	0,10	1,28	1,33	1,36	1,08	1,10	1,12
	0,15	1,20	1,23	1,25	1,06	1,08	1,09
	0,20	1,16	1,20	1,22	1,05	1,06	1,07
1,10	0,02	2,0	2,24	2,47	1,40	1,52	1,62
	0,05	1,64	1,70	1,75	1,25	1,28	1,30
	0,10	1,37	1,42	1,45	1,12	1,16	1,18
	0,15	1,27	1,31	1,34	1,09	1,12	1,14
	0,20	1,20	1,24	1,27	1,06	1,08	1,10
1,25	0,02	2,12	2,68	3,10	1,64	1,73	1,80
	0,05	1,81	1,97	2,10	1,40	1,45	1,48
	0,10	1,47	1,54	1,60	1,20	1,27	1,32
	0,15	1,35	1,40	1,43	1,15	1,20	1,24
	0,20	1,30	1,32	1,34	1,09	1,13	1,16

Коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень, можна брати для сталевих валів:

$$\Psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_m; \quad \Psi_\tau = 0,56 \Psi_\sigma, \quad (18.12)$$

де σ_m - границя міцності матеріалу вала, МПа.

Таблиця 18.2 - Ефективні коефіцієнти концентрації і напружень K_σ і K_τ при згині та крученні валів для деяких концентраторів

σ_m МПа, для матеріалу вала	Шліц		Шпоноківий паз		Поперечний отвір	
	K_σ	K_τ^*	K_σ^{**}	K_τ	K_σ^{***}	K_τ
500	1,45	2,25/1,37	1,64/1,38	1,37	2,00/1,65	1,70
600	1,55	2,36/1,46	1,76/1,46	1,54	2,05/1,85	1,80
800	1,65	2,55/1,58	2,01/1,62	1,88	2,10/1,90	1,95
1000	1,72	2,70/1,58	2,26/1,77	2,22	2,20/2,00	1,90

* У чисельнику — для валів із прямокутними шліцями, в знаменнику — для валів із евольвентними шліцями.

** У чисельнику — для пазів, виконаних пальцевою фрезою, у знаменнику — для пазів, виконаних дисковою фрезою.

*** У чисельнику при відношенні діаметра отвору до діаметра вала 0,05... 0,15, у знаменнику — при 0,15...0,25.

Таблиця 18.3 - Коефіцієнти K_d впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу вала

Матеріал вала	K_d при діаметрі перерізу d , мм							
	10	20	30	40	50	70	100	200
Вуглецева сталь $\sigma_m = (400...500)$ МПа	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,63
Вуглецева або легувана сталь $\sigma_m = (500...800)$ МПа	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,73	0,68	0,61
Легувана сталь $\sigma_m = (800...1200)$ МПа	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65	0,59

Коефіцієнти, що враховують вплив абсолютних розмірів перерізу вала, залежать від його матеріалу та діаметра перерізу і можуть бути визначеними за табл.18.3.

Виконуючи розрахунок вала на втомну міцність, для визначення коефіцієнтів запасу міцності потрібно вибирати перерізи, де виникають максимальні напруження і розміщені концентратори напружень.

У деяких перерізах валів можуть виникати тільки нормальні σ або тільки дотичні τ напруги. Тоді визначають S_σ або S_τ , а розрахунковий коефіцієнт запасу міцності $S=S_\sigma$ або $S=S_\tau$.

18.1.5 Розрахунок валів на жорсткість

Для нормальної роботи механічних передач та підшипників валам потрібно надавати достатню жорсткість. Ступінь жорсткості валів характеризується такими параметрами: прогином вала y , кутом нахилу поперечного перерізу $\theta=y'$, кутом закручування вала φ . Прогини валів можуть спричинити перекося зубців у зачепленні зубчастих коліс, кути нахилу перерізів валів – заклинювання підшипників, а кути закручування валів можуть зменшити точність ділильних механізмів та ін.

Умови достатньої жорсткості валів записують у вигляді:

$$y \leq [y]; \theta \leq [\theta]; \varphi \leq [\varphi]. \quad (18.13)$$

Допустимі пружні переміщення перерізів валів $[y]$, $[\theta]$ і $[\varphi]$ залежать від конкретних вимог до валів і беруть у кожному окремому випадку на основі досвіду експлуатації певних систем. Існують загальні наближені рекомендації щодо вибору допустимих пружних переміщень:

$[y] \approx 0,1 \text{ м}$ – для перерізів валів під циліндричними зубчастими колесами;

$[y] = (0,0002 \dots 0,0003) l$ – для валів загального призначення у верстатобудуванні (l – відстань між опорами вала);

$[\theta] \leq 0,001$ рад – для підшипників ковзання;

$[\theta] \leq 0,01$ рад – для радіальних кулькових підшипників;

$[\varphi] = (0,015 \dots 0,025)$ рад/м – для валів, що застосовуються в електротехнічній галузі.

Ступені жорсткості валів y , θ , φ визначають відомими методами опору матеріалів.

18.2 Підшипники кочення

18.2.1 Загальні відомості

Підшипники кочення – це елементи опор осей, валів та інших деталей, що працюють на використанні принципу тертя кочення.

У більшості випадків підшипник кочення (Рис.18.7) складається із зовнішнього 1 та внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3 і сепаратора 4. Внутрішнім кільцем підшипник розміщують на валу, а зовнішнім – у корпусі опори. Відносне обертання внутрішнього кільця відносно зовнішнього забезпечується за рахунок тіл кочення між кільцями. Тіла

кочення перекочуються по доріжкам кочення (бігових доріжках), які передбачені на зовнішньому та внутрішньому кільцях підшипника. Сепаратор розділяє тіла кочення і утримує їх на однаковій відстані.

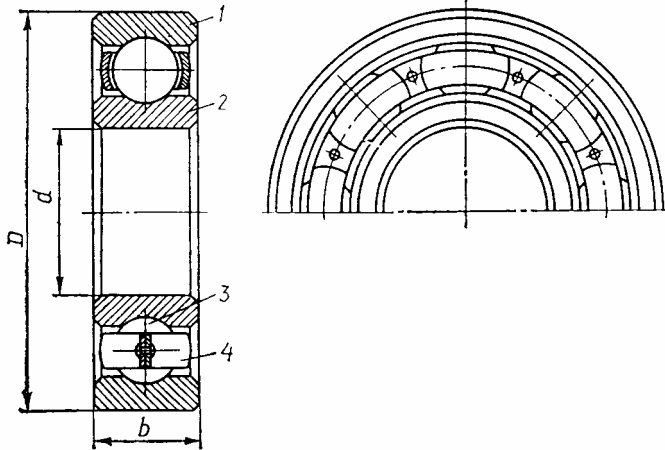


Рисунок 18.7 - Підшипник кочення

Підшипники кочення належать до групи деталей, які найширше стандартизовані у міжнародному масштабі і централізовано виготовляються на спеціалізованих заводах масовим виробництвом.

Широке використання підшипників кочення для опор різних обертових деталей обумовлене деякими їхніми перевагами у порівнянні з іншими видами опор. Це такі переваги:

- а) малі втрати на тертя, що забезпечує високий ККД опор (до 0,99);
- б) висока несуча здатність;
- в) малі габаритні розміри в осьовому напрямі;
- г) незначні витрати мастильних матеріалів;
- д) невисокі вимоги до матеріалу та якості поверхонь цапф валів, що розміщуються у підшипниках кочення.

До недоліків підшипників кочення належать такі:

- а) значні діаметральні габаритні розміри, що утруднює застосування їх при малих відстанях між осями валів;
- б) обмежений строк служби, особливо при великих навантаженнях та швидкостях;
- в) низька здатність демпфувати ударні навантаження;

г) підвищений шум при високих швидкостях обертання.

Підшипники кочення поділяють за такими основними ознаками:

1. За формою тіл кочення підшипники бувають кулькові та роликові. Основні форми тіл кочення зображені на Рис. 18.8, а-ж.

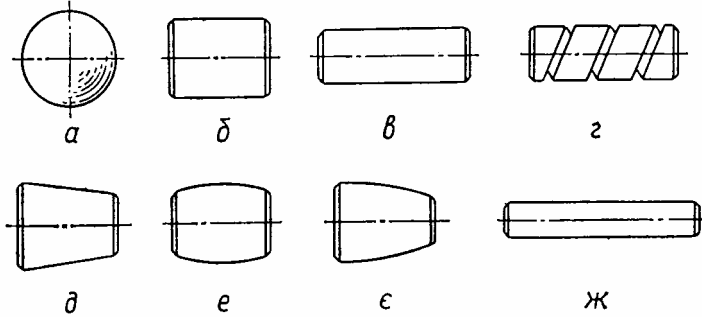


Рисунок 18.8 - Форми тіл кочення у підшипниках

Роликові підшипники за тією ж ознакою ділять на підшипники із короткими та довгими роликами (Рис. 18.8 б, в); із витими роликами (Рис. 18.8, г); із конічними роликами (Рис. 18.8, д); із бочкоподібними роликами (Рис. 18.8, е, є) і з голчастими роликами (Рис. 18.8, ж).

2. За напрямом сприйманного навантаження підшипники кочення поділяють на радіальні – сприймають тільки радіальні навантаження, яке направлене перпендикулярно до осі обертання (деякі радіальні підшипники, наприклад, кулькові, можуть сприймати певні осьові навантаження); упорні – сприймають тільки осьове навантаження; упорно-радіальні – сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження.

Усі підшипники кочення мають умовне позначення, яке складається з ряду цифр. Дві перші цифри, рахуючи справа, означають умовно внутрішній діаметр підшипників, до того ж для всіх підшипників із внутрішнім діаметром 20 мм і більше ці дві цифри означають частку від ділення діаметра (в міліметрах) на 5. Для підшипників з внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра, мм. Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00; 01; 02; 03 відповідно.

Третя цифра праворуч свідчить про серію підшипників всіх діаметрів ($d \geq 10$ мм): основна з особливо легких серій позначається цифрою 1, легка – 2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5, середня широка – 6 і т.д.

Четверта цифра праворуч показує на тип підшипника: 0 – радіальний кульковий однорядний; 1 – радіальний кульковий дворядний сферичний; 2 – радіальний із короткими циліндричними роликами; 3 – радіальний роликовий дворядний сферичний; 4 – роликовий із довгими циліндричними роликами або голчастий; 5 – роликовий із витими роликами; 6 – радіально-упорний кульковий; 7 – роликовий конічний; 8 – упорний кульковий; 9 – упорний роликовий.

П'ята та шоста цифри праворуч, що вводяться не для всіх підшипників, характеризують їхні конструктивні особливості.

Цифри 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак “тире” перед умовним позначенням підшипника, означають його клас точності (2 – найвищий клас точності). Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка не показується.

Приклади позначення підшипників: 318 – внутрішній діаметр $d=18 \cdot 5=90$ мм; 3 – середня серія; 0 – радіальний кульковий однорядний підшипник (нулі перед значущими цифрами спереду позначення не записуються); 7216 – внутрішній діаметр 80 мм, легка серія, підшипник роликовий конічний.

Основні параметри стандартних підшипників – розміри, маса, вантажність (статична і динамічна), гранична швидкість обертання – наводяться у спеціальних каталогах підшипників кочення.

Основний матеріал для кілець та тіл кочення підшипників – це підшипникові високовуглецеві хромисті сталі ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС. Твердість після відповідної термообробки кілець і роликів становить 60...65 HRC, а кульок – 62...66 HRC.

Для основних деталей підшипників кочення великих розмірів широко застосовують цементовані сталі марок 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х2Н4А та інші з твердістю 59...60 HRC.

Сепаратори в більшості випадків виготовляють із м'якої вуглецевої сталі методом штампування; для високошвидкісних підшипників використовують масивні сепаратори з антифрикційних бронз, латуні, алюмінієвих сплавів або пластмас (текстоліту, поліаміду).

Підшипники кочення поділяють на п'ять класів точності (ГОСТ 520-89), які позначаються цифрами (у порядку підвищення точності): 0, 6, 5, 4 і 2. Точність підшипників кочення в основному характеризується: а) точністю основних розмірів (внутрішнього і зовнішнього діаметрів підшипника та ширини кілець); б) точністю форми взаємного розміщення поверхонь кілець; в) точністю обертання. Із підвищенням класу точності вартість підшипника кочення значно зростає.

Конструкція опор кочення, правильне складання і монтаж підшипників суттєво впливають на надійність та довговічність роботи підшипників кочення. Підшипники монтують, щоб забезпечувалось потрібне радіальне та осьове фіксування вала, але при цьому вони не повинні додатково навантажуватись силами від високих натягів у посадках кілець, температурних деформацій, перетяжки при монтажі, перекосів кілець.

Для осевого фіксування вала і забезпечення можливості сприймання опорою осевих навантажень обидва кільця підшипника фіксуються: внутрішнє кільце – на валу, зовнішнє – у корпусі опори.

На рис.18.9 показані деякі характерні способи монтажу підшипників на валу. Внутрішні кільця підшипників закріплюють на валах, використовуючи буртики вала і посадку з натягом (рис.18.9,а), пружинні стопорні кільця (рис.18.9,б), торцеві шайби (рис.18.9,в) і круглі спеціальні гайки разом із стопорними шайбами (рис.18.9,г). Такий монтаж підшипників на валах здебільшого використовується для валів, що обертаються відносно нерухомого корпусу.

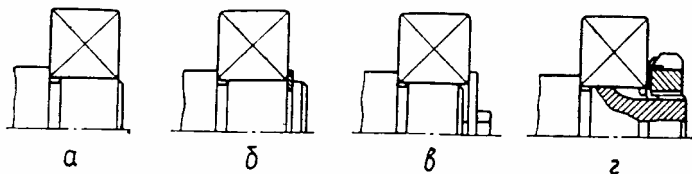


Рисунок 18.9 - Монтаж підшипників кочення на валах

Монтаж підшипників кочення у нерухомому корпусі може здійснюватись за способами, показаними на Рис.18.10.

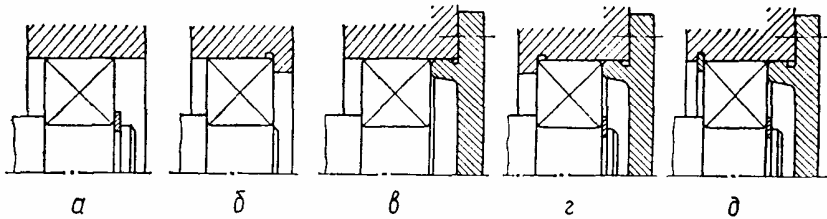


Рисунок 18.10 - Кріплення підшипників кочення у корпусі опори

За потребою забезпечення осьового переміщення вала, зовнішнє кільце підшипника не фіксується в осьовому напрямі в корпусі (рис.18.10,а). Однобічна фіксація осьового положення вала може здійснюватись однобічним закріпленням зовнішнього кільця підшипника буртиком у гнізді корпусу або кришкою підшипника (рис.18.10,б,в). Двобічне закріплення зовнішнього кільця в гнізді корпусу виконується за допомогою буртика або пружинного стопорного кільця та кришки підшипника (рис.18.10, г,д). Існують також інші способи монтажу та фіксації підшипників кочення у гнізді корпусу.

Посадки кілець підшипників на вал і в гніздо корпусу залежать від режиму роботи, виду навантаження, типу підшипника та способу його регулювання.

Поле допуску на вал під підшипник вибирають за системою отвору, хоча сам отвір внутрішнього кільця підшипника має допуск в мінус від номіналу (тобто не за системою отвору). Поле допуску гнізда корпусу під зовнішнє кільце підшипника назначають за системою вала.

Існують такі рекомендації щодо вибору посадок з урахуванням типу підшипників. Посадки роликопідшипників вибирають більш щільними ніж кулькових підшипників, оскільки натяги посадки в них можуть суттєво змінити зазори (у радіально-упорних підшипниках зазори усувають при складанні опори та регулюванні).

Кільця підшипників, які повинні при регулюванні зазорів переміщатись на валу або в корпусі, встановлюють по рухомій посадці.

Призначення полів допусків для посадки підшипників кочення слід робити з урахуванням наведених нижче рекомендацій:

1.Поля допусків вала для посадки внутрішніх кілець підшипників:

при циркуляційному навантаженні (вал обертається) – j6, k6, m6, n6.

при місцевому навантаженні (вал не обертається) – g6, h6.

2. Поля допусків отворів в корпусі для посадки зовнішніх кілець підшипників:

при циркуляційному навантаженні (корпус обертається) – K6, M7, N7.

при місцевому навантаженні (корпус не обертається) – I₇, H7, K6, M7.

Щоб зменшити тертя між тілами кочення, кільцями і сепаратором, захистити від корозії та підвищити герметизацію робочої зони підшипника кочення їх періодично змащують. Практичне застосування для змащування підшипників кочення мають рідкі мінеральні та пластичні мастила.

Щоб захистити підшипники кочення від забруднення та запобігти витіканню з них мастила, слід застосовувати в опорах валів ущільнювальні пристрої.

18.2.2 Види руйнувань і критерії розрахунку підшипників кочення

Підшипники кочення втрачають свою роботоздатність внаслідок руйнування їхніх деталей, яке проявляється в різних формах.

Втомне викришування робочих поверхонь відбувається в результаті дії циклічно змінних контактних напружень на бігових доріжках кілець і спостерігається у довгочасно працюючих у нормальних умовах підшипників. Здебільшого викришування починається на доріжках кочення найбільш напружених кілець: у більшості підшипників – на внутрішніх, а у сферичних – на зовнішніх кільцях.

Спрацьовування кілець та тіл кочення спостерігається при недостатньому захисті підшипників від впливу зовнішнього абразивного середовища. Спрацьовування підшипників можна зменшити, забезпечивши достатнє змащування та використовуючи надійні конструкції ущільнень.

Руйнування кілець підшипника та тіл кочення пов'язане з ударними перевантаженнями, неправильним монтажем опори, який може

спричинити перекоси кілець і заклинювання підшипника. При нормальній експлуатації руйнування кілець підшипників не спостерігається.

Руйнування сепараторів – результат дії відцентрових сил та навантаження сепаратора збоку тіл кочення.

Залишкові деформації на бігових доріжках кілець виникають внаслідок динамічних та ударних навантажень у формі місцевих ямок та вм'ятин. Спостерігаються у важко навантажених тихохідних підшипниках, а також у підшипниках, кільця яких при роботі повертаються на невеликий кут.

На сучасному етапі розрахунок підшипників кочення базують тільки на двох критеріях – за умовою запобігання появи залишкових деформацій (розрахунок на статичну вантажність) і за умовою запобігання появи ознак втомного руйнування робочих поверхонь протягом розрахункового строку служби (розрахунок на динамічну вантажність).

Через обмежене число типів та розмірів стандартних підшипників кочення експериментально встановлені для кожного підшипника статична та динамічна вантажності, які наводяться у каталогах. Методика підбору підшипників кочення стандартизована.

18.2.3 Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипники кочення

Розрахунковим еквівалентним навантаженням R для радіальних та радіально-упорних підшипників називається така постійна радіальна сила, яка при її дії на підшипник (зовнішнє кільце нерухоме, а внутрішнє обертається) забезпечує довговічність, що даний підшипник буде мати при дійсних умовах навантаження і обертання. Для упорних та упорно-радіальних підшипників – це постійна центральна осьова сила при обертанні кільця, закріпленого на валу, і нерухомому кільці у корпусі.

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипники кочення визначаються за залежністю

$$R = (XVR_r + YR_a) \cdot K_\theta K_T \quad (18.14)$$

де R_r , R_a – радіальне та осьове зовнішні навантаження на підшипник відповідно; X і Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно; V – коефіцієнт обертання ($V=1$ – якщо відносно до вектора навантаження внутрішнє кільце обертається і $V=1,2$ – якщо не обертається); K_6 – коефіцієнт безпеки ($K_6=1$ – при спокійному навантаженні; $K_6=1,2$ – при легких поштовхах і короткочасних перевантаженнях до 125%; $K_6=1,5$ – при помірних поштовхах і перевантаженнях до 150%; $K_6=2$ – при значних поштовхах та вібраціях і перевантаженнях до 200%; $K_6=3$ – при ударному навантаженні та перевантаженні до 300%); K_t – температурний коефіцієнт (якщо робоча температура опори $t \leq 100^\circ\text{C}$, то $K_t=1$; якщо $t=125^\circ\text{C}$, то $K_t=1,05$; якщо $t=150^\circ\text{C}$, то $K_t=1,1$).

Значення коефіцієнтів X і Y вибирають на основі порівняння відношення R_a/VR_t і параметра осевого навантаження e (див.табл.18.4).

18.2.4 Підбір підшипників за динамічною вантажністю

Динамічно навантаженими вважають такі підшипники, у яких рухоме кільце обертається зі швидкістю $\omega > 0,1$ рад/с, до того ж при $0,1 < \omega < 1$ рад/с у розрахунках беруть $\omega = 1$ рад/с. Динамічно навантажені підшипники підбирають за фактичною їхньою довговічністю в заданих умовах експлуатації за умови відсутності проявів втомного руйнування.

Базова динамічна вантажність – це постійне радіальне навантаження (а для упорних і упорно-радіальних підшипників осьове навантаження), яке підшипник може умовно сприймати протягом одного мільйона обертів при ймовірності безвідказної роботи 90%.

На основі результатів багатьох експериментальних досліджень була встановлена залежність між навантаженням на підшипник та його довговічністю:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R} \right)^p \quad (18.15)$$

Тут L – довговічність підшипника до появи ознак втоми, млн.об.; a_1 і a_{23} – коефіцієнти; C_r – базова динамічна вантажність, яка визначається із каталогу для прийнятого типорозміру підшипника; R –

розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник; p – показник степеня, яка згідно з результатами експериментів для кулькових підшипників дорівнює 3, а для роликових підшипників 10/3.

Отже, підбір підшипників кочення за динамічною вантажністю фактично зводиться до визначення їхньої довговічності в конкретних умовах роботи.

Якщо відома кутова швидкість ω , рад/с, рухомого кільця підшипників, то за добутим із формули (18.15) значеннями L довговічність L_h , год, можна визначити за співвідношенням:

$$L_h = \frac{10^6 \pi L}{1800 \omega} = \frac{1745 L}{\omega}. \quad (18.16)$$

Потрібна довговічність підшипників L_h визначається строком служби машини між капітальними ремонтами. В загальному машинобудуванні беруть $L_h = (3000 \dots 50000)$ годин.

Стандарти запроваджують довговічність підшипників: $L_h = 10000$ год. для зубчастих редукторів; $L_h = 5000$ год. для черв'ячних редукторів.

Коефіцієнти a_1 і a_{23} у формулі (18.15) уведені за рекомендацією ISO. Коефіцієнт a_1 враховується у разі потреби мати підшипники підвищеної надійності: $a_1 = 1$ при 90%-й надійності; $a_1 = 0,62$ при 95%-й; $a_1 = 0,44$ при 97%; $a_1 = 0,33$ при 98%-й. Коефіцієнт a_{23} враховує якість матеріалу деталей підшипника та умови експлуатації. Для звичайних умов роботи серійних підшипників: кулькових, крім сферичних, $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$; кулькових сферичних і роликових із циліндричними роликами $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$; роликових конічних $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$.

Якщо довговічність підшипників, що розрахована за базовою динамічною вантажністю, незадовільна, то слід підібрати підшипник більшого типорозміру.

Таблиця 18.4 - Коефіцієнти радіальних та осевих навантажень

Типи підшипників	R_a/C_0	ϵ	$R_a/(VR_p) \leq \epsilon$		$R_a/(VR_p) > \epsilon$		X_0	Y_0
			X	Y	X	Y		
Радіальні кулькові однорядні, тип 0000	0,014	0,19	1	0	0,56	2,30	0,6	0,5
	0,028	0,22				1,99		
	0,056	0,26				1,71		
	0,084	0,28				1,55		
	0,110	0,30				1,45		
	0,170	0,34				1,31		
	0,280	0,38				1,15		
	0,420	0,42				1,04		
	0,560	0,44				1,00		
Радіально-упорні кулькові однорядні: тип 36000, $\alpha = 12^\circ$	0,014	0,30	1	0	0,45	1,81	0,5	0,46
	0,029	0,34				1,62		
	0,059	0,37				1,46		
	0,086	0,41				1,34		
	0,110	0,45				1,22		
	0,170	0,48				1,13		
	0,290	0,52				1,04		
	0,430	0,54				1,01		
	0,570	0,54				1,00		
тип 46000, $\alpha = 26^\circ$	—	0,68	1	0	0,41	0,87	0,5	0,37
тип 66000, $\alpha = 36^\circ$	—	0,95	1	0	0,37	0,66	0,5	0,28

продовження таблиці 18.4

Типи підшипників	R_a/C_0	ϵ	$R_a/[VR_p] \leq \epsilon$		$R_a/[VR_p] > \epsilon$		X_0	Y_0
			X	Y	X	Y		
Радіально-упорні роликові конічні однорядні, тип 7000	—	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$ (див. каталог)	1	0	0,40	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$ (див. каталог)	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$ (див. каталог)
Радіальні з циліндричними роликами однорядні, тип 2000; 12000; 32000; 42000	—	—	1	0	1	0	1	0

18.3 Підшипники ковзання

18.3.1 Загальні відомості

Підшипники ковзання – це елементи опор валів і осей, поверхня цапфи яких взаємодіє через шар мастила або безпосередньо з охоплюючою її нерухомою поверхнею підшипника. Нормальна робота підшипників ковзання без систематичного спрацьовування поверхонь цапфи вала і підшипника можлива лише при розділенні цих поверхонь шаром мастила достатньої товщини.

Підшипники ковзання у сучасному машинобудуванні мають вужче застосування, ніж підшипники кочення. Однак за деякими своїми позитивними характеристиками вони у деяких випадках мають переважне або рівне використання з підшипниками кочення. Підшипники ковзання застосовують у таких випадках:

а) для опор валів ($\omega > 500$ рад/с), у режимах роботи яких довговічність підшипників кочення досить низька;

б) для валів великого діаметра через відсутність стандартних підшипників кочення;

в) у випадках, коли підшипники за умовами складання машини повинні бути роз'ємними (наприклад, для опор колінчастих валів);

г) при роботі підшипників у воді або агресивному середовищі, де підшипники кочення нероботоздатні;

д) при потребі малих діаметральних розмірів, наприклад, для близько розмішених паралельних валів;

е) для тихохідних валів невідповідальних механізмів, де підшипники ковзання простіші за конструкцією і дешевші, ніж підшипники кочення.

Підшипники ковзання вимагають систематичного нагляду та неперервного змащування, мають більш високі втрати на тертя при малих швидкостях обертання валів і потребують підвищених пускових моментів під час пуску машини в дію. Крім цього, цапфи валів, що працюють у підшипниках ковзання, повинні мати високу якість поверхні для того, щоб запобігти прискореному спрацюванню підшипника та цапфи.

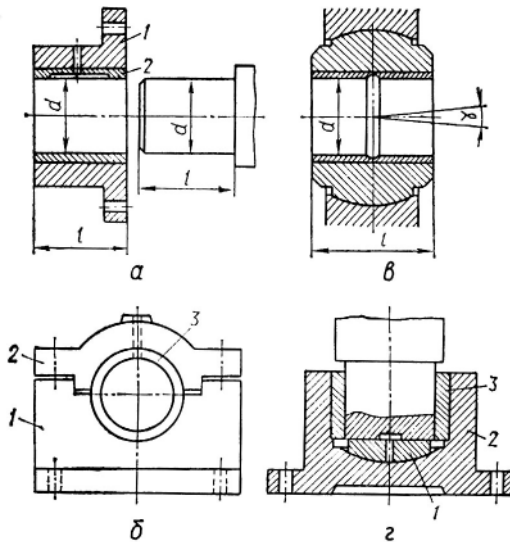


Рисунок 18.11 - Конструкції підшипників ковзання

За конструкцією підшипники ковзання бувають дуже різноманітні.

У найпростішому вигляді (рис.18.11,а) підшипник ковзання складається з корпусу 1 та вкладиша 2, який розміщується і фіксується у корпусі. Взаємодія опорної цапфи вала з підшипником відбувається через шар мастила між їхніми поверхнями. Для подачі мастила у корпусі і у вкладиші підшипника передбачається спеціальний отвір. Підшипник ковзання на рис. 18.11 а, є жорстким нероз'ємним

підшипником. Приклад конструкції роз'ємного підшипника ковзання показано на рис.18.11.б. Такий підшипник складається з корпусу 1, кришки 2 та вкладиша 3 (двох половинок циліндричної втулки). Кришка до корпусу кріпиться за допомогою болтів або шпильок. Роз'ємні підшипники зручні при монтажі валів і допускають регулювання зазорів у підшипнику зближенням кришки і корпусу. Тому переважне застосування мають роз'ємні підшипники ковзання. Якщо виникають значні прогини валів або неможливо виконати точний монтаж, то використовують самоустановні підшипники ковзання (рис.18.11 в). Корпус такого підшипника має сферичну опорну поверхню, яка дозволяє самовстановлюватись підшипнику у межах кута $\gamma=7..8^\circ$. Застосування самоустановчих підшипників дозволяє забезпечити рівномірне навантаження вкладиша по його довжині.

Розглянуті конструкції підшипників ковзання здатні сприймати тільки радіальне навантаження (рис.18.11.а, б, в). Існують також підшипники ковзання, які призначені для сприймання осьового або осьового та радіального навантаження одночасно (рис.18.11 г). Підшипники ковзання, що сприймають осьове навантаження, називають під'ятниками, а елементи валів, що працюють у таких підшипниках, називають п'ятами. На рис.18.11 г під'ятник 1 сприймає осьове навантаження з боку вала і повинен бути зафіксованим від обертання у корпусі 2 підшипника. Вкладиш 3 сприймає тільки радіальне навантаження.

Основними розмірами підшипників ковзання є посадочний діаметр підшипника d та його довжина l . Здебільшого підшипники ковзання виготовляють із співвідношенням $l/d=0,5...1$. Вузькі підшипники ($l/d < 0,5$) мають низьку вантажність і слабо утримують мастило. Довгі підшипники ($l/d > 1$) вимагають підвищеної жорсткості валів та точності їхнього монтажу. Товщина стінки суцільного вкладиша $\Delta=(0,1...0,2)d$.

Найвідповідальнішою деталлю у підшипнику ковзання є вкладиш, який безпосередньо сприймає навантаження. Матеріал вкладишів повинен бути стійким проти спрацювання та заїдання, мати достатню пластичність, щоб, не руйнуючись, сприймати ударні навантаження, а коефіцієнт тертя пари цапфа-вкладиш повинен бути мінімальним. Бажана також висока теплопровідність для кращого відведення теплоти від поверхонь тертя у підшипнику.

За техніко-економічними міркуваннями більш доцільно, щоб у парі цапфа-вкладиш більш стійкою проти спрацювання була поверхня цапфи. З цією метою цапфи валів піддають поверхневому гартуванню, яке забезпечує високу твердість робочої поверхні.

Вкладиши виготовляють із різних матеріалів: чавуну, сплавів кольорових матеріалів, спечених матеріалів, графіту та синтетичних матеріалів.

До кольорових антифрикційних сплавів належать бронзи, латуні, бабіти, алюмінієві сплави.

Спечені матеріали мають у своїй основі мідний або залізний порошок.

Неметалеві матеріали (гума, тверді породи деревини та пластмаси) значно розповсюджені як підшипникові матеріали, що пов'язано з їхніми високими антифрикційними властивостями в парі із сталевую цапфою вала. Їх важливою перевагою є можливість роботи при змащуванні водою.

Для змащування підшипників ковзання застосовують рідкі, пластичні та тверді мастильні матеріали.

Основним мастильним матеріалом є рідкі мастила, бо вони рівномірно розподіляються на поверхнях тертя і задовільно працюють у широкому діапазоні температур. Переважне застосування знаходять мінеральні мастила, які є продуктом переробки нафти.

Подача мастильного матеріалу до підшипників ковзання залежно від їхнього призначення та умов роботи може бути індивідуальною або централізованою, періодичною або неперервною, самоподачею або під тиском. Для змащування використовують спеціальну мастильну арматуру.

18.3.2 Критерії роботоздатності та розрахунку підшипників ковзання

Основними критеріями роботоздатності підшипників ковзання є стійкість проти спрацювання та стійкість проти втомного руйнування робочих поверхонь.

Стійкість проти спрацювання характеризується опором абразивному спрацюванню та заїданню. Абразивне спрацювання може бути при недостатній несучій здатності мастильного шару в підшипниках під час усталеного режиму роботи і особливо під час

пуску та зупинки машини під навантаженням. Абразивне спрацювання дуже інтенсивне при попаданні у підшипник разом із мастилом твердих абразивних частинок, співрозмірних із товщиною мастильного шару. Заїдання виникає при втраті мастильного плівкою своєї захисної здатності при високих місцевих тисках і температурах. Воно проявляється особливо активно при незагартованих цапфах валів і при твердих матеріалах вкладишів. Заїданню сприяють підвищений тиск на кромках вкладишів, дефекти поверхонь тертя, температурні деформації валів.

Втомне руйнування вкладишів підшипників ковзання спостерігається під час дії на них змінних навантажень (наприклад, у поршневих машинах, машинах ударної та вібраційної дії). Крихкому руйнуванню піддаються маломіцні антифрикційні матеріали, такі як бабіти та деякі пластмаси.

Основним розрахунком підшипників ковзання є розрахунок за умовою забезпечення рідинного тертя, який базується на тому, що мастильний шар повинен сприймати навантаження. При рідинному терті досягається стійкість проти спрацювання та заїдання підшипника.

Під час рідинного тертя робочі поверхні цапфи вала і вкладиша підшипника розділені шаром мастила, товщина h якого більша суми висот нерівностей поверхонь цапфи R_{z1} та вкладиша R_{z2} :

$$h > R_{z1} + R_{z2} \quad (18.17)$$

Якщо записана умова виконується, що шар мастила сприймає зовнішнє навантаження, не допускаючи при цьому безпосереднього дотикання робочих поверхонь підшипника, то критичне значення товщини шару мастила, при якому порушується режим рідинного тертя, беруть

$$h_{кр.} = (1,5 \dots 2,0) (R_{z1} + R_{z2}) \quad (18.18)$$

18.3.3 Умовні розрахунки підшипників ковзання

Ці розрахунки виконують, якщо режим рідинного тертя не може бути забезпеченим. Вони у наближеній формі передбачають запобігання інтенсивному спрацюванню, перегріванню та заїданню у підшипниках. Суть умовних розрахунків полягає у обмеженні тиску p у підшипнику та у обмеженні параметра pV_s .

Відповідно розрахункові умови записують у такому вигляді:

$$p = \frac{F}{d\ell} \leq [p], \quad (18.19)$$

$$\text{і} \quad pV_s \leq [pV_s], \quad (18.20)$$

де F – радіальне навантаження на підшипник; d – діаметр цапфи; ℓ – довжина підшипника; $V_s = 0,5\omega d$ швидкість ковзання або колова швидкість цапфи.

При високих швидкостях ковзання і невеликих тисках надійність підшипників ковзання зменшується через підвищення температури. В цьому разі обмежують також швидкість ковзання за умовою $V_s \leq [V_s]$.

Допустимі значення тиску $[p]$, швидкості ковзання $[V_s]$ та параметра $[pV_s]$ визначені з досвіду експлуатацію підшипників ковзання з різними матеріалами вкладишів. Деякі з них наведені у табл. 18.5.

Таблиця 18.5. Допустимі значення $[p]$, $[V_s]$ та $[pV_s]$ для підшипників ковзання

Матеріал вкладиша підшипника	$[p]$, МПа	v_s , м/с	$[pv_s]$, МПа·м/с
Чавун:			
АЧС-1	2,5	5	10
АЧС-5	20	1	20
Латунь:			
ЛКС80-3-3	12	2	10
ЛМцЖ52-4-1	4	2	6
Бронза:			
БрС30	25	12	30
БрО10Ф1	15	10	15
БрА9Ж4Л	15	4	12
Бабіт:			
Б83	10—15	50	50—75
Б16	10	30	3
Фторопласт-4	1,5	5	—
Поліамід АК-7	15—20	4	20
Капрон Б	2—2,5	5	20
Текстоліт	5	5—10	25
Гума (при змащуванні водою)	4—10	10—20	—

18.4 Муфти приводів

18.4.1 Загальні відомості та класифікація муфт

Муфтами називають пристрої, що з'єднують вали і передають обертовий момент. Інколи муфтами з'єднують вал із розміщеними на ньому деталями – зубчастими колесами, шківками, зірочками.

Застосування муфт пов'язане з тим, що більшість машин, у тому числі і їх привод, компонують із окремих складальних одиниць, що мають входні та вихідні вали. Такими складальними одиницями є, наприклад, двигун і робочий орган машини (див.рис.18.12,а) або двигун, редуктор і робочий орган машини (див.рис.18.12,б). Безпосередній кінематичний і силовий зв'язок між двигуном і редуктором, редуктором і робочим органом здійснюється за допомогою муфт. Потреба у муфтах виникає і в тих випадках, коли довгі вали за умовами технології виготовлення і складання або транспортування слід виготовляти з кількох складових частин.

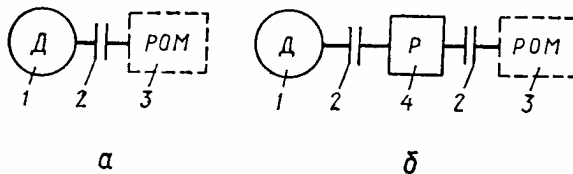


Рисунок 18.12 - Найпростіші схеми приводів машини
1 – двигун; 2 – муфта; 3 – робочий орган машини; 4 – редуктор

У машинобудуванні використовують муфти дуже різноманітних конструкцій. Як самостійні складальні одиниці найбільш часто вживаються муфти стандартизовані.

Основною характеристикою кожної муфти є обертовий момент T_p , на передавання якого вона розрахована. Іншими важливими показниками конструкцій муфт є гранична частота обертання, габаритні розміри, маса і момент інерції муфти щодо осі обертання.

Стандартні муфти не розраховують, а підбирають за обертовим моментом у відповідних довідниках. Лише у деяких випадках в разі потреби виконують перевірні розрахунки.

Муфти обчислюють за розрахунковим обертовим моментом $T_p = K_n T$, де T – номінальний обертовий момент; K_n – коефіцієнт, що враховує короткочасні перевантаження або режим роботи муфти. Для машин із невеликими приводними масами і спокійному навантаженні

$K_n=1,0\dots1,5$, для машин із середніми масами та змінним навантаженням (поршневі компресори, стругальні верстати) $K_n=1,5\dots2,0$. У машинах із великими приводними масами та ударним навантаженням (молоти, прокатні стани, роторні дробарки) беруть $K_n=2,5\dots3,0$.

Усі муфти приводів машин за принципом роботи поділяють на три основні типи: механічні, електричні та гідравлічні. Нижче розглядаємо тільки найпоширеніші та типові конструкції механічних муфт.

Класифікація механічних муфт наведена на рис.18.13 у вигляді структурної схеми. Відповідно до цієї схеми усі муфти поділяють на 4 класи: некеровані, керовані, самокеровані та комбіновані. Кожний клас муфт складається з 3 груп, а кожна група має відповідні підгрупи, види.

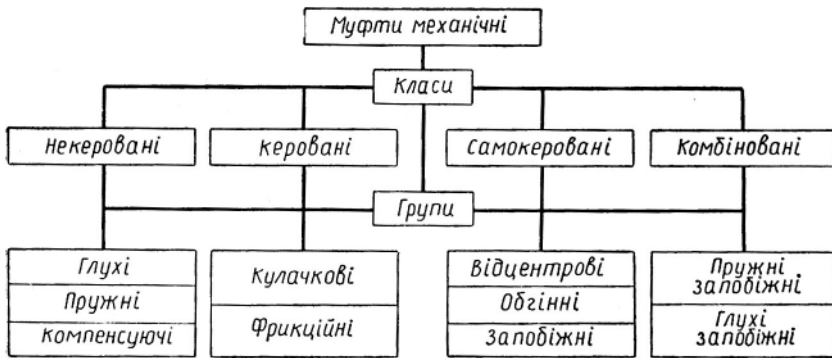


Рисунок 18.13 - Класифікація муфт

18.4.2 Некеровані муфти

До класу некерованих муфт належать усі нерозчіпні (постійно діючі) муфти, тобто такі, в яких частини муфти (ведуча і ведена півмуфти) з'єднані між собою постійно. Цей клас муфт є найпоширенішим.

Глухі муфти призначені для жорсткого з'єднання співвісних валів. Вони бувають втулкові і фланцеві.

Втулкова муфта – найпростіша з глухих муфт, суцільна і насаджується на кінці валів (рис.18.14.а, б), які підлягають з'єднанню. З'єднання суцільної втулки з валами може здійснюватись за допомо-

гою штифтів, шпонок або за допомогою шліців. При монтажі або демонтажі муфти виникає потреба у відносному осьовому зміщенні валів. Тому для втулкових муфт не використовують посадки з гарантованим натягом.

Втулкові муфти застосовують здебільшого для діаметрів валів $d \leq (60 \dots 70)$ мм. Матеріал втулок – сталь 40, 45, а при великих розмірах – чавун СЧ18, СЧ20. Штифти виготовляють із сталей 45, 50.

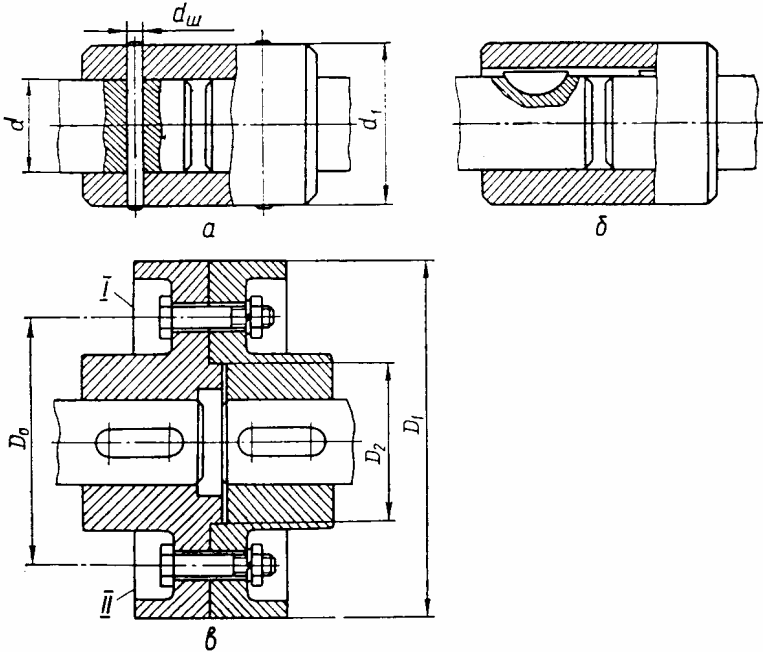


Рисунок 18.14 - Втулкові (а,б) та фланцева (в) муфти

Міцність муфти визначається міцністю її з'єднання з валами, а також міцністю самої втулки. Розрахунок втулки виконують за умовою міцності на кручення:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{16T_p}{\pi d_1^3 \left[1 - \left(\frac{d}{d_1} \right)^4 \right]} \leq [\tau], \quad (18.21)$$

а штифтів - за умовою міцності на зріз

$$\tau_{3p} = \frac{F}{A_{3p}} = \frac{4T_p}{\pi d d_{\text{ш}}^2} \leq [\tau]_{3p}. \quad (18.22)$$

Розрахункові розміри в залежностях (18.21) і (18.22) відповідають позначенням на рис.18.14 *а*. Допустимі напруги при розрахунках беруть: $[\tau] = (30 \dots 40)$ МПа; $[\tau]_{3p} = (40 \dots 45)$ МПа.

Розрахунки шпонкового з'єднання виконують згідно формулам (16.40), (16.41), (16.42).

Фланцева муфта (рис.18.14 *в*) складається з двох виконаних у вигляді фланців півмуфт, які насаджені на кінці валів і з'єднані між собою болтами. Болти муфти ставлять із зазором (варіант I) або без зазору (варіант II). У першому випадку момент T_p передається за рахунок моменту сил тертя, що виникає у площині стику півмуфти від затяжки болтів, а у другому випадку – безпосередньо болтами, які знаходяться під дією деформації зрізу.

Фланцеві муфти стандартизовані (ГОСТ 20761-80) для валів діаметром 12-220 мм і обертових моментів 8-45000 н.м.

Півмуфти виготовляють із сталі 35, сталевого литва 35Л або з чавунного литва. Болти, що ставлять з зазором, переважно зі сталі Ст3, а болти без зазору – зі сталей 40, 45.

Міцність муфти визначається міцністю болтового з'єднання фланців (розрахунок болтових з'єднань приведений раніше).

Розглянуті глухі муфти прості за конструкцією, мають малі габаритні розміри, але не компенсують похибок у взаємному розміщенні валів, що вимагає досить високої точності їх центрування.

Пружні муфти використовують переважно для зменшення динамічних навантажень у приводі і можуть у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів. За конструкцією пружні муфти дуже різноманітні.

Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП) складається з двох півмуфт (рис.18.15), нерухомо закріплених в одній півмуфті пальців, на яких розміщені гумові гофровані втулки, що взаємодіють із другою півмуфтою.

Пружність муфти забезпечується за рахунок гофрованих втулок, здатних деформуватись при передаванні муфтою обертового моменту T_p . МПВП допускає зміщення валів: $\Delta_o = (1 \dots 5)$ мм, $\Delta_r = (0,2 \dots 0,5)$ мм і $\Delta_\alpha = (0,5 \dots 1,0)^\circ$. Однак зміщення Δ_r і Δ_α збільшують спрацювання пруж-

жних елементів і нерівномірність розподілу навантаження між пальцями муфти. Крім цього, такі зміщення додатково навантажують вали у радіальному напрямі. Перевагами МПВП є простота конструкції та заміни пружних елементів, малі габаритні розміри та маса.

МПВП стандартизовані (ГОСТ 21424-75) для валів діаметром (10...160) мм і обертових моментів 6,3-16000 нм.

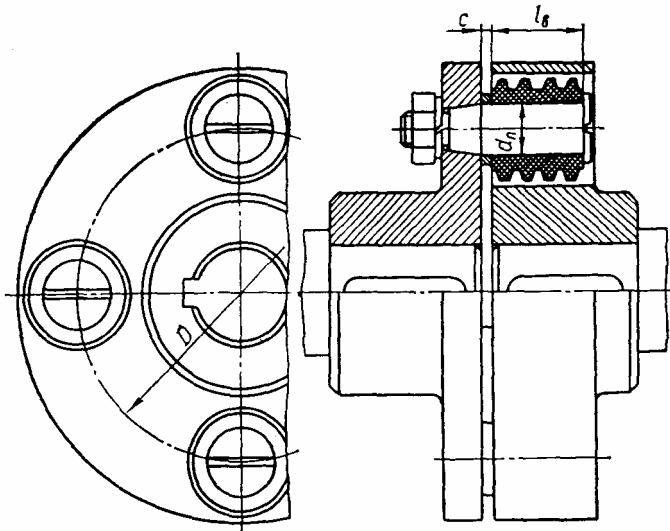


Рисунок 18.15 - Пружна втулково-пальцева муфта

Півмуфти виготовляють із сірого чавуну СЧ20, сталі 30 або 35Л. Матеріал пальців – сталь 45, а втулок – гума з границею міцності при розтягу не менш ніж 8 МПа.

Роботоздатність МПВП визначається міцністю пальців та гумових втулок. Перевірний розрахунок гумових втулок виконують за умови обмеження тиску на поверхні їхнього контакту із пальцями, а самих пальців – за умови міцності на згин.

Навантаження, яке припадає на один палець, визначають за формулою:

$$F_n = \frac{2T_p}{Dz}, \quad (18.23)$$

де D – діаметр кола розміщення пальців (рис.18.15); z – кількість пальців у муфті (переважно $z=4\dots 8$).

Умова міцності втулок муфти

$$p = \frac{F_{II}}{d_{II} l_g} \leq [\sigma]. \quad (18.24)$$

Умова міцності на згин пальців

$$\sigma = \frac{M}{W_O} = \frac{32 F_{II} (0,5 l_g + C)}{\pi d_{II}^3} \leq [\sigma]. \quad (18.25)$$

У залежностях (18.24) і (18.25): d_{II} – діаметр пальця; l_g – довжина втулки; C – осьовий зазор між півмуфтами (рис.18.15).

Допустимий тиск для гуми беруть $[p]=(2\dots 2,5)$ МПа, а допустиму напругу згину для пальців $[\sigma]=(60\dots 70)$ МПа.

Якщо МПВП працює в умовах радіального зміщення валів, то виникає додаткове їхнє радіальне навантаження. Усереднене значення цього навантаження можна визначити за співвідношенням:

$$F_M = (0,5\dots 0,6) \frac{T_p}{D}. \quad (18.26)$$

Робота МПВП супроводжується втратами енергії, які можна оцінити ККД $\eta=0,96\dots 0,98$.

Жорсткі компенсуючі муфти використовують для з'єднання валів із незначною неспіввістністю, спричиненою неточністю виготовлення та монтажу, а також пружними деформаціями валів. Вони підвищують надійність роботи приводів, бо призводять до незначних додаткових радіальних навантажень на вали.

До жорстких компенсуючих муфт належать кулачкові-дискові, зубчасті, ланцюгові, шарнірні та ін.

Кулачкова-дискова муфта (рис.18.16.а) складається з двох півмуфт, що взаємодіють між собою через проміжний диск. На внутрішніх торцях півмуфт є діаметрально розміщені пази, а проміжний диск має на обох торцях взаємно перпендикулярні виступи, які входять у пази двох півмуфт. Осьовий зазор δ між проміжним диском і півмуфтами дозволяє компенсувати поздовжні зміщення валів, а взаємно перпендикулярний напрям виступів на торцях проміжного диску забезпечує можливість компенсації похибок Δ_r і Δ_a . Переважно компенсаційна здатність муфти становить $\Delta_o=(2\dots 4)$ мм, $\Delta_r=(1\dots 3)$ мм;

$\Delta_\alpha \leq 0,5^\circ$. Розміри муфти вибирають згідно з ГОСТ 20720-81 для діаметрів валів 16-150 мм і обертових моментів 16-16000 н.м.

Неспіввідповідність валів спричиняє ковзання виступів проміжного диску у пазах півмуфт і їхнє спрацювання. Інтенсивність спрацювання зростає зі збільшенням неспіввідповідності та кутової швидкості валів.

Деталі кулачково-дискових муфт виготовляють із сталей Ст5 або 45Л. Для важко навантажених муфт застосовують леговані сталі типу 15Х, 20Х із цементацією робочих поверхонь.

Роботоздатність кулачково-дискової муфти визначається стійкістю робочих поверхонь проміжного диска і півмуфт проти спрацювання. Тому на вказаних поверхнях обмежують напругу зминання при передаванні муфтою обертового моменту.

При гранично малих зазорах між спряженими поверхнями деталей муфти розподіл напружень зминання, наприклад на виступах проміжного диску, відбувається згідно з епюрами рис.18.16.б. За умовою рівноваги проміжного диску наближено можна записати: Із рис.18.16.б видно, що $\sigma_{3M} \cdot d = \sigma'_{3M} \cdot D$. Тому запишемо:

$$T_p = 0,5\sigma_{3M} \cdot 0,5Dh \cdot \frac{2D}{3} - 0,5\sigma'_{3M} \cdot 0,5dh \cdot \frac{2d}{3}.$$

$$T_p = \frac{\sigma_{3M} D^2 h}{6} - \frac{\sigma_{3M} d^3 h}{6D} = \frac{\sigma_{3M} h (D^3 - d^3)}{6D}. \quad (18.27)$$

Виходячи із записаної рівності, можна визначити максимальне напруження зминання і подати умову стійкості муфти проти спрацювання у вигляді:

$$\sigma_{3M} = \frac{6T_p D}{h(D^3 - d^3)} \leq [\sigma]_{3M}. \quad (18.28)$$

Допустима напруга зминання для сталевих термооброблених деталей кулачково-дискової муфти беруть $[\sigma]_{3M} = (15 \dots 20)$ МПа.

Під час передавання муфтою обертового моменту вали навантажуються радіальною силою $F_M \approx (0,3 \dots 0,4) T_p / D$.

Зубчаста муфта (Рис.18.16 в) складається з півмуфт 1 і 2, що мають зубчасті вінці, і роз'ємні обойми 3 з двома внутрішніми зубчас-

тими вінцями. Дві половинки обойми з'єднуються між собою за допомогою болтів або гвинтів. Зубці півмуфт і обойми мають евольвентний профіль, аналогічний профілю зубців зубчастих коліс, що дає змогу нарізати їх нормальним зуборізним інструментом.

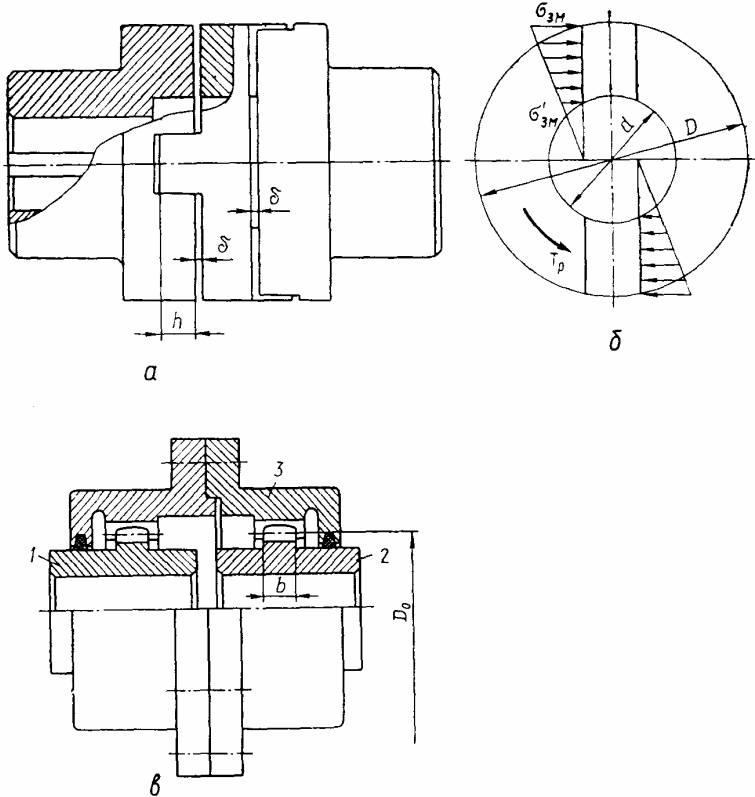


Рисунок 18.16 - Кулачкова-дискова (а,б) та зубчаста (в) муфти

Зубчаста муфта компенсує осьове, радіальне і кутове зміщення валів, бо її зубчасте зачеплення виготовляють із гарантованим боковим зазором і з можливістю вільного осьового зміщення спряжених зубців, а самі зубці мають бочкоподібну форму зі сферичною зовнішньою поверхнею.

Компенсаційна здатність зубчастих муфт: $\Delta_0=(3...4)$ мм, $\Delta_r=(1,5...2)$ мм; $\Delta_\alpha=(0,5...1,0)^\circ$.

Широке використання у машинобудуванні зубчастих муфт пояснюється їхніми перевагами: невеликою масою і габаритними розмірами; високою несучою здатністю, що визначається великою кількістю зубців у зачепленні: допускає високі колові швидкості.

Зубчасті муфти стандартизовані (ГОСТ 5006-83) для діаметрів валів 40-200 мм і обертових моментів 1000-63000 н.м.

Деталі зубчастих муфт виготовляють із вуглецевих сталей марок 45, 50 або 40Х.

Практикою експлуатації зубчастих муфт виявлено, що спрацювання зубців є основною причиною виходу їх із ладу. Стійкість зубців муфти проти прискореного спрацювання можна перевірити за умовою

$$\sigma_{зм} = \frac{T_p}{0,9D_o^2b} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (18.29)$$

де D_o – дільний діаметр зубчастих вінців; b – ширина вінця півмуфти.

Для стандартних зубчастих муфт допустима напруга зминання $[\sigma]_{зм} = (12 \dots 15)$ МПа.

Втрати потужності в зубчастій муфті оцінюються ККД $\eta = 0,98 \dots 0,99$, а радіальне навантаження валів при їх радіальному зміщенні $F_m \approx (0,2 \dots 0,3) T_p / D_o$.

18.4.3 Керовані муфти

До класу керованих належать муфти, за допомогою яких з'єднують і роз'єднують вали під час зупинки і роботи привода. Ці муфти поділяють на кулачкові і фрикційні.

У найпростішому вигляді кулачкова муфта (рис.18.17 а) складається з двох півмуфт, на торцях яких розміщені кулачки. Одна півмуфта закріплюється на валу нерухомо, а інша, що знаходиться на другому валу, може переміщатися уздовж цього вала. Рухому півмуфту переміщують за допомогою спеціального пристрою – механізму керування муфтою. Вилку механізму керування розміщують у кільцевому пазу рухомої півмуфти. Із введенням у зачеплення кулачків двох півмуфт здійснюється передавання обертового моменту від одного вала до другого (на рис.18.17 а муфта показана у розімкненому стані).

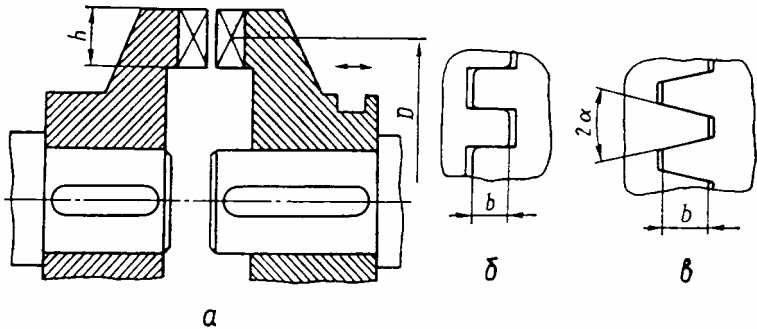


Рисунок 18.17 - Кулачкова муфта

Вмикання кулачкових муфт під час обертання валів завжди супроводжується ударами, які можуть спричинити руйнування кулачків. Тому такі муфти не рекомендують використовувати для вмикання приводів під навантаженням і при великих швидкостях відносно обертання валів (відносна колова швидкість кулачків $V > 1$ м/с). Розповсюджені форми кулачків показані на рис.18.17 б, в.

Півмуфти кулачкових муфт виготовляють із сталей, що підлягають цементації, 15, 20, 15X, 20X, а при великих розмірах – із сталей 45, 40X, 40XH. Твердість кулачків повинна бути $H \geq 50 \dots 55$ HRC.

Роботоздатність кулачкових муфт оцінюється в основному стійкістю кулачків проти спрацювання, яка залежить від напруги зминання на робочих поверхнях.

При рівномірному розподілі навантаження між усіма кулачками стійкість проти спрацювання забезпечується з виконанням умови (рис.18.17):

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_p}{Dz b h} \leq [\sigma]_{зм} \quad (18.30)$$

Допустиму напругу зминання рекомендують брати: $[\sigma]_{зм} = (90 \dots 100)$ МПа (вмикання муфти із зупиненим приводом) і $[\sigma]_{зм} = (35 \dots 40)$ МПа (вмикання муфти під час обертання валів).

Фрикційні муфти передають обертовий момент за рахунок моменту сил тертя на робочих поверхнях їхніх деталей.

Під час вмикання фрикційних муфт обертовий момент на веденому валу зростає поступово і пропорційно збільшенню сили притискання поверхонь тертя. Це дозволяє з'єднувати вали під навантаженням і зі значною початковою різницею їх кутових швидкостей. У процесі вмикання муфта пробуксовує, а розгін веденого вала відбувається плавно без ударів. Фрикційні муфти за формою робочих поверхонь бувають таких видів: дискові, конусні і циліндричні, які мають циліндричну робочу поверхню.

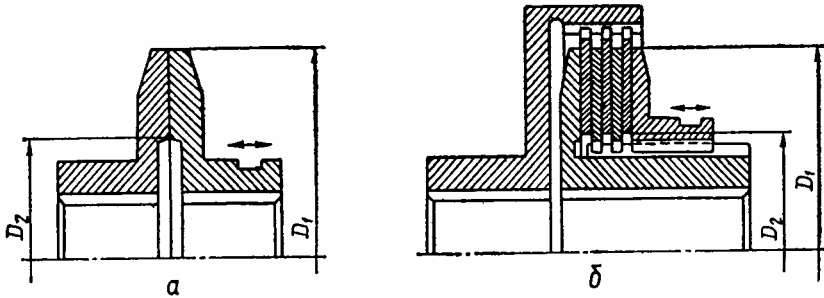


Рисунок 18.18 - Фрикційні дискові муфти

Дискові фрикційні муфти бувають із однією парою поверхонь тертя і з багатьма парами поверхонь тертя. На рис.18.18 *a* показано приклад найпростішої дводискової муфти, а на рис.18.18 *б* – багатодискової муфти. У першому випадку муфта складається з двох півмуфт, притиснутих одна до другої своїми торцевими площинами (одна пара поверхонь тертя). Вмикання муфти здійснюється осьовим зміщенням на валу однієї півмуфти за допомогою механізму керування.

У багатодисковій муфті є дві групи дисків – зовнішні і внутрішні, які з'єднані за допомогою шліців із відповідними півмуфтами, що розміщуються на двох валах. Вмикання або вимикання муфти здійснюється осьовим переміщенням натисного диска механізмом керування. Використання багатодискової конструкції дозволяє зменшити осьову силу F_a стискання дисків, що потрібна для передавання певного обертового моменту T_p .

Осьова сила стискання дисків визначається за умовою рівності розрахункового обертового моменту T_p і моменту сил тертя T_s на кі-

льцевих поверхнях дисків, обмежених діаметрами D_1 і D_2 (рис.18.18). Для припрацьованих поверхонь тертя можна записати:

$$T_p = T_s = F_a \cdot fz \frac{D_1 + D_2}{4}. \quad (18.31)$$

Із цієї рівності дістаємо потрібну силу притискання дисків

$$F_a = \frac{4T_p}{fz(D_1 + D_2)}, \quad (18.32)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання на поверхнях дисків; z – число пар поверхонь тертя (для муфти на рис.18.18 а, $z=1$, а для муфти на рис.18.18 б $z=6$).

Таким чином, із застосуванням багатодискових муфт можна збільшити передаваний обертовий момент у z разів порівняно з дводисковою муфтою, якщо зберігається та сама сила стискання дисків і їхні діаметри.

Найвідповідальнішими деталями фрикційних муфт є диски. Матеріали дисків повинні задовольняти ті самі вимоги, що ставлять до матеріалів деталей фрикційних передач.

Основним критерієм роботоздатності фрикційних муфт є стійкість проти спрацювання поверхонь тертя. Стійкість проти спрацювання досягається обмеженням тиску на поверхнях тертя за умовою

$$p = \frac{4F_a}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [p]. \quad (18.33)$$

Щоб зменшити нерівномірність спрацювання дисків фрикційних муфт, слід рекомендувати співвідношення розмірів поверхонь тертя $D_1/D_2=1,5 \dots 2,0$.

Деякі відомості, що потрібні для розрахунку фрикційних муфт, наведені у табл.18.6.

Таблиця 18.6. Коефіцієнти тертя f та допустимі тиски $[p]$ для дисків фрикційних муфт

Матеріал поверхонь тертя дисків	f	$[p]$, МПа
Загартована сталь — загартована сталь (при змашуванні)	0,06	0,6—0,8
Чавун — чавун або загартована сталь (при змашуванні)	0,08	0,6—0,8
Текстоліт — сталь (при змашуванні)	0,12	0,4—0,6
Спечені матеріали — загартована сталь (при змашуванні)	0,10	0,8
Пресований азбест (феродо) — сталь (без змашування)	0,40	0,2—0,3
Спечені матеріали — загартована сталь (без змашування)	0,40	0,3
Чавун — чавун або загартована сталь (без змашування)	0,15	0,2—0,3

18.4.4 Самокеровані та комбіновані муфти

Самокеровані муфти автоматично з'єднують або роз'єднують вали, якщо параметри роботи машини недопустимі за тими чи іншими показниками. В разі потреби з'єднання валів залежно від швидкості обертання одного з них застосовують відцентрові муфти; із обмеженням напряду обертання і передавання навантаження використовують обгінні муфти, а із обмеженням робочого навантаження — запобіжні муфти.

Відцентрові муфти автоматично з'єднують (роз'єднують) вали з досягненням певної кутової швидкості. Такі муфти керуються відцентровою силою.

За конструкцією відцентрові муфти дуже різноманітні. На рис.18.19 зображена принципова схема відцентрової муфти, що застосовується для з'єднання валів при досягненні певної кутової швидкості. Муфта складається зі з'єднаної з ведучим валом півмуфти 1, у пазах якої розміщені колодки 2, що утримуються пружинами 3, і півмуфти 4 у вигляді барабана, закріпленої на веденому валу.

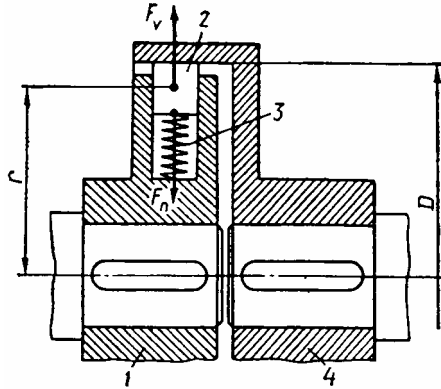


Рисунок 18.19 - Принципова будова відцентрової муфти

Під час обертання ведучого вала колодки знаходяться під дією відцентрової сили F_v та сили пружини F_n . Якщо швидкість вала мала, то $F_n > F_v$ і колодки не притиснуті до барабана, тобто муфта не передає обертового моменту (ведений вал не обертається). Із збільшенням кутової швидкості ω_1 зростає і відцентрова сила F_v , а при $F_v > F_n$ колодки стикаються з барабаном і за рахунок сил тертя між колодками і барабаном передається обертовий момент до веденого вала (вал почне обертатися). Відповідно зі зменшенням кутової швидкості ведучого вала муфта розмикається.

Для передавання муфтою розрахункового обертового моменту T_p треба, щоб цей момент дорівнював моменту сил тертя T_s між колодками і барабаном:

$$T_p = T_s = (F_v - F_n) f z \frac{D}{2}, \quad (18.34)$$

де f – коефіцієнт тертя між колодками і барабаном; z – кількість колодок у муфті.

Відцентрова сила, що діє на колодку під час роботи муфти у розрахунковому режимі (передається обертовий момент T_p із кутовою швидкістю ω),

$$F_v = m \omega^2 r, \quad (18.35)$$

де m – маса колодки; r – радіус розміщення центра ваги колодки.

Сила пружини, що утримує колодку, дорівнює відцентровій силі у момент вмикання муфти, тобто коли кутова швидкість ведучого вала має значення ω_0 :

$$F_n = m\omega_0^2 r, \quad (18.36)$$

Після підстановки (18.35) і (18.36) в умову (18.34) дістанемо

$$T_p = 0,5mr\omega_0^2 D(\omega^2 - \omega_0^2). \quad (18.37)$$

Із рівності (18.37) можна визначити потрібну масу однієї колодки муфти з відомими розмірами D і r :

$$m = \frac{2T_p}{Dr\omega_0^2(\omega^2 - \omega_0^2)}. \quad (18.38)$$

У формулі (18.38) T_p – обертовий момент, нм; D і r – діаметр і радіус, м; ω, ω_0 – кутові швидкості, рад/с; m – маса колодки, кг.

Стійкість проти спрацювання колодок і барабану муфти забезпечується обмеженням тиску на поверхнях тертя (за аналогією фрикційних муфт):

$$p = \frac{F_V - F_{II}}{A} = \frac{mr(\omega^2 - \omega_0^2)}{A} \leq [p], \quad (18.39)$$

де A – площа стикання колодки із барабаном, мм²; p – тиск у контакті колодки з барабаном, МПа.

Отже, при конструюванні відцентрової муфти треба мати розрахунковий обертовий момент T_p , робочу кутову швидкість валів ω і кутову швидкість ω_0 , при якій відбувається вмикання муфти (переважно беруть $\omega_0 = (0,7 \dots 0,8)\omega$). Розміри муфти назначаються конструктивно, потрібну масу колодок знаходять за формулою (18.38), а стійкість проти спрацювання колодок і барабану перевіряють за умовою (18.39). Розрахована таким чином муфта в діапазоні кутових швидкостей ведучого вала $0 < \omega_1 \leq \omega_0$ не передає обертового моменту, при $\omega_0 < \omega_1 < \omega$ муфта пробуксовує і поступово розгортає ведений вал, а при $\omega_1 \geq \omega$ муфта передає обертовий момент T_p без буксування.

Запобіжні муфти використовуються для захисту окремих органів машини від перевантажень. Вони бувають із неруйнованими елементами та з руйнованими елементами.

Запобіжні муфти із руйнованим елементом застосовують при відносно рідких перевантаженнях привода машини. Недоліком цих муфт є потреба заміни зруйнованих елементів.

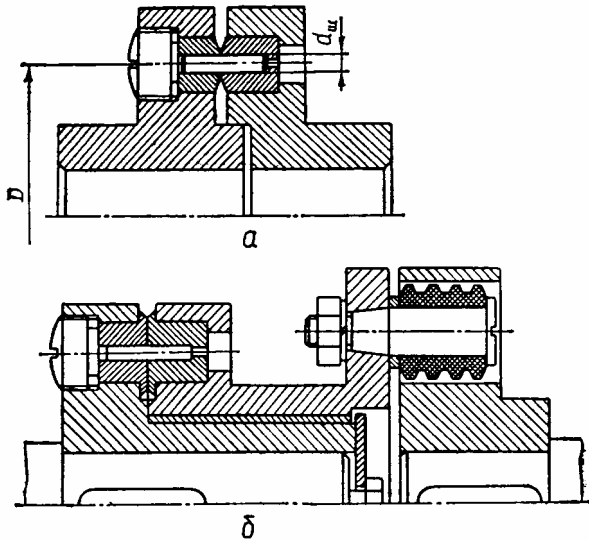


Рисунок 18.20 - Муфти із зрізним штифтом (а) та комбінована (б)

На рис.18.20 а зображена муфта із запобіжним штифтом. Тут обертовий момент від однієї півмуфти до іншої передається через штифт, який зрізається при перевантаженні. Для відновлення роботи муфти штифт замінюють. Загартовані втулки, в яких знаходиться штифт, запобігають зминанню більш м'якого матеріалу півмуфт штифтом і тим самим наближають дійсні умови зрізу штифта до розрахункових. Переважно кількість штифтів у муфті $z=1$, рідше $z=2$. Матеріал штифтів – середньовуглецева сталь.

Максимальний обертовий момент T_{\max} , при якому відбувається руйнування (зріз) штифта, визначається за умовою рівності розрахункового напруження зрізу границі міцності матеріалу штифта на зріз τ_m :

$$\tau_{зр} = \frac{8T_{max}}{Dz \pi d_{ш}^2} = \tau_M ; \text{ звідси}$$

$$T_{max} = 0,125 \pi D Z d^2 m \cdot r_M \quad (18.40)$$

Якщо для муфти відомий максимальний обертовий момент T_{max} , то потрібний діаметр штифта можна визначити за формулою

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{8T_{max}}{\pi D z \tau_M}}. \quad (18.41)$$

У записаних виразах D – діаметр кола, на якому розміщені штифти. Границю міцності на зріз τ_M можна наближено визначити залежно від границі міцності на розтяг σ_M матеріалу штифта за співвідношенням $\tau_M \approx 0,8\sigma_M$.

Комбіновані муфти застосовують у тих випадках, коли жодна з розглянутих вище муфт не може повністю задовольнити усі вимоги, що ставляться до з'єднання валів приводного механізму.

На практиці переважно використовують комбінації пружних муфт із запобіжними або керованими муфтами. На рис.18.20.б зображена пружна запобіжна муфта – комбінація пружної втулково-пальцевої муфти та запобіжної муфти зі зрізним штифтом. Така муфта об'єднує переваги МПВП (зменшення динамічних навантажень, деяка компенсація неспіввісності валів) і одночасно захищає привод від перевантажень.

Розрахунок елементів муфти (Рис. 18.20 б) виконують згідно з вказівками, наведеними вище для МПВП і запобіжної муфти зі зрізним штифтом.

Існує велика кількість конструкцій комбінованих муфт, які переважно поєднують у собі переваги компенсуючих та запобіжних муфт.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. В.Т.Павлище. Основи конструювання та розрахунок деталей машин.-Київ, вища школа, 1993, 556с.