

Запорізький національний технічний університет

Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

із дисципліни

Деталі машин

к.т.н, доц. Задоя Н.О.

м. Запоріжжя

ЗМІСТ

Лекція 1-3	
Вступ	1
Основні положення про проектування та конструювання машин	2
Навантаження елементів машин	9
Розрахунки деталей машин на міцність	16
Лекція 4	
Механічні передачі	34
Лекція 5-7	
Пасові передачі	41
Лекція 8	
Ланцюгові передачі	68
Лекція 9-15	
Загальні відомості про зубчасті передачі	85
Циліндричні передачі	121
Навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач	128
Розрахунок активних поверхонь зубців на контактні втому і міцність	136
Розрахунок зубців на втому та міцність при згині	138
Проектний розрахунок циліндричних зубчастих передач та особливості розрахунку відкритих зубчастих передач	141
Конічні зубчасті передачі	145
Навантаження на зубці конічної зубчастої передачі	150
Розрахунок зубців конічних зубчастих передач на контактні втому і міцність, на втому і міцність при згині	154
Особливості конічних зубчастих передач із непрямыми зубцями	157
Циліндричні зубчасті передачі із зачепленням Новикова	158
Гвинтові та гіпоїдні зубчасті передачі	164
Хвильові зубчасті передачі	169
Лекція 16-18	
Черв'ячні передачі	177
Матеріали і конструкції деталей черв'ячної передачі	185
Допустимі напруження у розрахунках черв'ячних передач	188
Навантаження на зубці черв'ячного колеса	189
Лекція 19	
Передачі гвинт-гайка	203
Лекція 20	
Фрикційні передачі	215
Лекція 21-22	
Осі та вали	235
Лекція 23-24	
Шпонкові з'єднання	256
Пресові з'єднання	273
Лекція 25-28	

Підшипники кочення	283
Підшипники ковзання	308
Напрямні прямолінійного руху	321
Лекція 29-32	
Муфти приводів	326
Лекція 33-35	
Зварні з'єднання	353
З'єднання деталей машин та пружні елементи. Різьбові з'єднання	365

ЛЕКЦІЯ 1 – 3

Вступ

У багатьох галузях народного господарства виробничі процеси здійснюються машинами. Сучасні машини багаторазово підвищують продуктивність фізичної і розумової праці людини. Машини настільки міцно ввійшли в життя суспільства, що в даний час важко знайти такий предмет або продукт споживання, який був би виготовлений або доставлений до місця споживання без допомоги машин. Без машин неможливий сучасний розвиток науки, медицини, мистецтва які потребують сучасних інструментів і матеріалів, були б не можливі швидкі темпи будівництва, а також не могли б задовольнятися споживчі потреби населення в предметах широкого споживання.

Конструкції машин неперервно вдосконалюються згідно з вимогами експлуатації та виробництва, а також на основі можливостей, що виявляються з розвитком науково–технічних досліджень, з появою нових матеріалів і способів надання їм потрібних форм та властивостей.

Машиною називається механічний пристрій, виконуючий рух для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою заміни або полегшення фізичної і розумової праці людини.

В залежності від функціонального призначення машини діляться на класи: *машини–двигуни* – енергетичні машини призначенні для перетворення любого вида енергії в механічну (ДВЗ, електродвигуни і т.п.); *технологічні машини*, призначенні для змінювання розмірів, форми, властивостей або стану предмета (металорізальні верстати, преси, машини харчової та хімічної промисловості); *транспортні машини*, призначенні для переміщення людей, вантажів (ексколатори, транспортери підйомні крани і т.п.); *очислювальні машини* ІОМ, компютери і т.п.

Мета курсу ”Деталі машин” являє вивчення будови машини, принцип роботи, розрахунки і проектування деталей машин і механізмів загального призначення. Вивчаються кінематичні розрахунки, основи розрахунків на

міцність і жорсткість, методи конструювання, раціональний вибір матеріалів і способи з'єднання деталей.

Задача курсу "Деталі машин" заключається в тому, що виходячи із заданих умов роботи деталей і складальних одиниць загального призначення отримати навички їх розрахунка і конструювання; вивчити методи, правила і норми проектування, забезпечуючі виготовлення надійних і економічних конструкцій.

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ПРОЕКТУВАННЯ ТА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

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

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

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

Основні етапи створення технічних об'єктів

Процес створення нової машини, приладу або споруди можна розділити на ряд етапів . Це дозволяє контролювати і затверджувати проекти на різних стадіях їхньої розробки.

Практикою вироблена така послідовність проектування і конструювання:

Технічна пропозиція – початкова стадія проектування, яка є відповіддю проектувальника на поставлену задачу, вимоги й обмеження, що наведені в технічному завданні. Запропоновані один або кілька варіантів об'єкта ретельно обґрунтовуються з використанням для цього теоретичних розрахунків і аналізу, а також практичного досвіду.

Ескізний проект. На цьому етапі проводиться конструкторське опрацювання оптимального варіанта до рівня принципів конструкторських рішень, які дають загальне уявлення про будову і принцип роботи об'єкта. У ескізному проекті закладаються основи *використання типових стандартизованих і уніфікованих складових частин технічного об'єкта*.

Технічний проект виконується після ескізного проектування і містить сукупність конструкторських документів, які відображають повне технічне розв'язування проблеми. У технічному проекті повинні бути розв'язані всі питання забезпечення високого технічного рівня створюваного об'єкта в процесі його виготовлення, складання, випробування та експлуатації. Робоча конструкторська документація потрібна для забезпечення можливості виготовлення дослідного зразка або початкової серії спроектованого виробу.

Види виробів та їхні характеристики

Поняття «виріб» має широкий діапазон значень. До поняття «виріб» належать і технічні об'єкти.

Технічним об'єктом називають створений людиною реально існуючий пристрій, призначений для задоволення певної потреби.

Під виробом розуміють усі об'єкти матеріального виробництва і їхні складові частини: різні машини, апарати, прилади, ручні знаряддя праці та ін. Стандарт установлює такі види виробів: деталі, складальні одиниці, комплекси, комплекти.

Деталь – виріб, виготовлений із матеріалу однієї марки без використання складальних операцій або з використанням місцевих з'єднувальних операцій (зварювання, паяння, склеювання), чи виконанням декоративного або захисного покриття. Приклади деталей такі: вал, виготовлений з одного матеріалу; трубка, виготовлена зварюванням аркушевого матеріалу; гайка, покрита хромом.

Складальна одиниця – виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню між собою на підприємстві за допомогою складальних операцій (згвинчування, зварювання, паяння, пресування тощо). До складальних одиниць також відносять: вироби, для яких конструкцією передбачене розбирання на складові частини, наприклад для зручності монтажу, контролю, обслуговування; сукупність складальних одиниць або деталей, які мають загальне функціональне призначення, наприклад двигун чи колесо в автомобілі.

Комплекс – виріб, який складається з кількох окремих виробів, не зв'язаних на підприємстві, яке його виготовляє, складальними операціями, але призначених для виконання взаємопов'язаних експлуатаційних функцій. Приклади комплексів такі: цех–автомат для виготовлення певних виробів; роботизована дільниця для термообробки деталей.

Комплект – кілька виробів загального функціонального призначення допоміжного характеру, не з'єднаних на підприємстві складальними операціями. Приклади такі: комплект запасних частин; комплект інструментів; комплект вимірювальної апаратури.

Види і комплектність конструкторських документів

Види і комплектність конструкторських документів на вироби всіх галузей промисловості встановлює ГОСТ 2.102–68.

До конструкторських документів належать графічні і текстові документи, які визначають склад і будову виробу і вміщують потрібні дані для його виготовлення, контролю, приймання, експлуатації і ремонту. 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.

Креслення загального вигляду – графічний документ, який визначає конструкцію виробу та взаємодію його основних складових частин і пояснює принцип роботи виробу.

Габаритне креслення – графічний документ, в якому дається контурне (спрошене) зображення виробу з габаритними, монтажними і приєднувальними розмірами.

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 ін.

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

Пояснювальна записка – текстовий документ, який містить опис будови і принципу дії спроектованого виробу, а також обґрунтування технічних і техніко–економічних рішень, прийнятих при розробці виробу.

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

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. Більш детальна потрібна номенклатура конструкторських документів на вироби інших галузей промисловості наведена у відповідних стандартах. Ця номенклатура повинна узгоджуватись із замовником проектних робіт.

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 із збереженням міцності, незмінності форми і розмірів, стійкості проти спрацьовування, потрібної

жорсткості, тепло-і вібростійкості. Ці показники роботоздатності, порушення яких спричинює вихід з ладу машини чи деталі, називають критеріями роботоздатності.

Роботоздатність деталей машин забезпечується наданням їм відповідних розмірів і форм, раціональним добором матеріалів для виготовлення їх з використанням зміцнюючих технологій, застосуванням антикорозійного захисту і відповідного змащування. Роботоздатність машин та їхніх деталей може бути оцінена розрахунком або експериментальне.

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. Всього цього можна досягнути вдосконаленням конструктивної схеми машини, раціональним вибором основних параметрів і конструктивних форм, використанням автоматичних систем для регулювання і керування машиною та забезпеченням оптимізації робочого режиму.

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. Чим ближче ймовірність безвідказної роботи до одиниці, тим вище надійність конструкції.

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 найбільша простота і найменші матеріальні затрати при виготовленні. При розробці проекту треба надавати виробу такі конструктивні форми і розміри, а також використовувати для його виготовлення такі матеріали і методи їхньої обробки, які забезпечували б мінімальну масу і витрати

матеріалу, найбільш спрощене і економне виробництво з урахуванням загального обсягу виготовлення виробів.

Екологічність машини – здатність її виконувати свої функції без шкідливого впливу на навколишнє середовище. Екологічність при проектуванні і конструюванні досягається такими заходами використанням технологічно чистих джерел енергії, запобіганням шкідливого забруднення виробничих приміщень, нейтралізацією продуктів робочого процесу машини, відповідною герметизацією робочих об'ємів машини, використанням матеріалів для деталей із урахуванням можливості їх утилізації після виходу з ладу, забезпеченням виконання функції машини з низьким рівнем шуму та вібрації.

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

Розрахунки при проектуванні та конструюванні

Проектування і конструювання машин нерозривно пов'язані з розрахунками, за допомогою яких встановлюються технічна характеристика, кінематичні параметри, розміри і форма навантажених деталей, запас міцності, довговічність для всіх умов експлуатації і для всіх навантажень. Розрахунки і конструювання поєднані між собою. Ці творчі процеси завжди коректують і доповнюють один одного. Розрахунки вказують шлях, за яким треба рухатися в напрямі найкращого технічного результату.

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 та жорсткість (визначення напружень та деформацій елементів машини в робочих режимах); енергетичні (розрахунки затрат енергії, параметрів енергетичного балансу); техніко-економічні (розрахунки продуктивності, вартості, ефективності використання). Якщо кінематичні і геометричні розрахунки, а також розрахунки на міцність та жорсткість відповідальних елементів машини виконуються з достатньою точністю, то інші

розрахунки на початковому етапі більш або менш умовні. Це пояснюється тим, що в процесі проектування і конструювання деякі дані, які використовуються в розрахунках, є попередніми і в деякій мірі наближеними. На кінцевій стадії проектування і конструювання всі потрібні види розрахунків повинні виконуватись із достатньою точністю.

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 перевіірочні.

Проектні розрахунки використовують для визначення вихідних розмірів деталей чи їхніх елементів, до того ж ці розрахунки в більшості ві падків виконують за спрощеними методиками. Розміри, здобуті в проектному розрахунку,— це основа для вибору форми деталі та її конструктивних елементів і подальшої ув'язки з іншими деталями в конкретному вузлі машини. Інколи доцільно вибирати конструктивну форму і розміри деяких деталей машин, керуючись досвідом проектної роботи або беручи до уваги відомі подібні елементи машини, що перевірені в експлуатації.

Перевірні розрахунки є обов'язковими і найбільш точними. Вони виконуються за потрібними критеріями роботоздатності на кінцевих етапах проектування і конструювання для всіх відповідальних деталей машин. Якщо форма і розміри деталі не відповідають критеріям міцності чи жорсткості, то змінюють її розміри або конструкцію і повторюють розрахунок. Для деталей високого ступеня відповідальності або деталей складної форми з точно не встановленим характером навантаження доцільно проводити експериментальну перевірку розрахунків.

НАВАНТАЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН

Загальні відомості про навантаження

Навантаження, які діють на окремі елементи машини, поділяють на корисні та власні (шкідливі).

Корисні навантаження сприяють реалізації машиною виробничого процесу. Власні навантаження неминуче супроводжують роботу машини і в основному складаються із власної ваги окремих ланок, динамічних сил, сил тертя в з'єднаннях і місцевих сил, спричинених концентрацією навантаження на поверхні контакту деталей. Природно, що не всі сили власної ваги і динамічні сили шкідливі. В машинах ударної (молотах) і вібраційної дії динамічні навантаження використовують для здійснення корисного робочого процесу. Власна вага може також виконувати позитивну роль (наприклад, противага в підйомно–транспортних машинах) або здійснювати робочі функції (у гиревих приладах часу).

За характером зміни в часі навантаження в машинах поділяють на постійні і змінні.

Постійні навантаження – це в більшості випадків сили тиску рідини або газу, навантаження від початкового попереднього напруження деталей при їх з'єднанні в процесі складання, а також власна вага. До цих же навантажень належать і постійні протягом значного періоду або циклу роботи навантаження, характерні для робочого режиму експлуатації машини. Власна вага має основне значення в транспортних і підйомно–транспортних машинах, в установках для буріння глибоких свердловин та інших машинах. Такі навантаження суттєві для опор важких зрівноважених роторів.

Змінні навантаження можуть бути спричинені нерівномірністю робочого процесу в машинах–двигунах (наприклад, у двигунах внутрішнього згоряння); внутрішньою динамікою роботи (запуск у роботу, гальмування, реверсування, незрівноваженість, неточність виготовлення); зміною робочого процесу машини через збільшення чи зменшення сил корисного опору та ін.

Змінні навантаження можуть бути стаціонарними або нестаціонарними. Нестаціонарні – це навантаження із змінними параметрами (амплітудою і частотою). Значна кількість машин працює в умовах нестаціонарного навантаження їхніх елементів.

Розглянемо навантаження, які діють у широко розповсюджених машинах – автомобілях і металообробних верстатах.

Зміна навантаження деталей автомобіля може бути спричинена завантаженням кузова (часткова чи повна), поздовжнім профілем дороги (піднімання, опускання чи горизонтальні ділянки), видом та якістю покриття дороги, режимом руху автомобіля (гальмування, зупинка чи процес набирання швидкості) та ін.

Універсальні металообробні верстати, які становлять значну більшість парку верстатів, можуть працювати так: на обдиранні чи на кінцевих фінішних операціях; в умовах індивідуального чи серійного виробництва; обробляти великогабаритні чи дрібні деталі з різних матеріалів. При цьому характерними є часті запуски чи зупинки двигуна, використання різних інструментів, зміна різальних властивостей інструментів тощо. Обертові моменти на шпинделі таких верстатів можуть змінюватись у сотні разів.

На практиці машини з постійним навантаженням зустрічаються рідко. До них належать машини з постійним робочим режимом роботи (наприклад, насосні станції) або машини, в яких рідко змінюється робоче навантаження до 20 % від номінального.

Розподіл навантаження в часі та типові режими навантаження елементів машин

Навантаження елементів машини може бути постійним у часі або змінюватись у широких межах протягом усього періоду експлуатації машини. Покажемо можливий характер зміни навантаження у вигляді графіків, побудованих у системі координат навантаження F (або обертовий момент T) – час t .

На рис. 2.1, а зображений графік постійного навантаження. В момент пуску машини навантаження F спочатку швидко зростає, а потім практично

залишається постійним протягом значного часу, набуваючи номінального значення $F_{НОМ}$, яке є вихідним для виконання розрахунків на міцність.

Для багатьох машин характерним є змінне навантаження протягом усього періоду експлуатації (рис. 2.1, б).

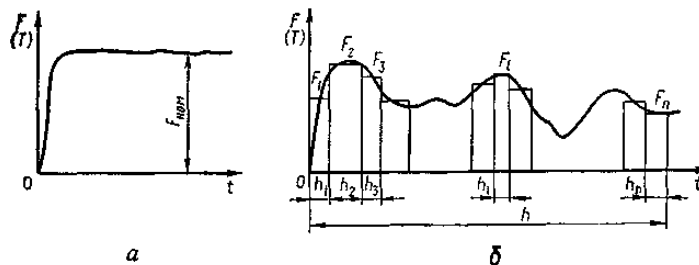


Рис. 2.1. Зміна навантаження в часі

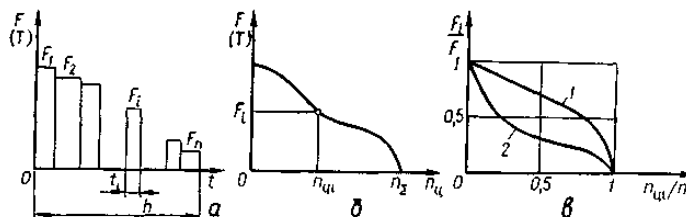


Рис. 2.2. Циклограми навантаження елементів машин

Рисунок 2.1

Щоб оцінити інтенсивність такого складного режиму навантаження і зробити кількісне порівняння різних режимів навантаження елементів машини, треба поділити весь строк служби h на окремі періоди роботи, або цикли h_i , протягом яких навантаження F наближено зберігається постійним. Якщо впорядкувати всі цикли роботи машини за зменшенням навантаження, то можна здобути циклограму навантаження елементів машини протягом заданого періоду її експлуатації (рис. 2.2 а). Тривалість циклу роботи машини з однаковими навантаженнями можна гранично зменшити, що дозволить характеризувати режим навантаження більш точно. У цьому разі матимемо не ступеневий, а плавний характер циклограми навантаження, до того ж її можна побудувати в системі координат навантаження F – число циклів $n_{ц}$ появи навантаження даного рівня (рис. 2.2, б). Навантаження різних рівнів відбувається за сумарне число циклів n_{Σ} роботи машини. За циклограмою на рис. 2.2, б можна стверджувати, що навантаження рівня F_i з'являється $n_{ци}$ разів протягом усього періоду експлуатації машини.

На практиці можна використовувати циклограми навантаження, що побудовані в системі координат відносних величин F_i/F (T_i/T) і $\eta_{ци}/\eta_{\Sigma}$. Такі циклограми показані на рис.2.2,в. Вони побудовані для різних режимів навантаження елементів машини і дозволяють характеризувати відносну інтенсивність цих режимів. Так, режим за графіком 1 є більш інтенсивним, ніж режим навантаження за графіком 2, бо для режиму 1 переважають навантаження більш високого рівня.

Побудова циклограми навантаження елементів конкретної машини – дуже складний і трудомісткий процес. Для цього треба зареєструвати неперервний характер зміни навантаження протягом значного періоду експлуатації машини. Така реєстрація виконується спеціальною апаратурою із записом навантаження на магнітну стрічку або за осцилографами. Подальша статистична обробка зареєстрованих навантажень дозволяє побудувати циклограму навантаження конкретної деталі.

У нашій країні і за кордоном стосовно технологічних і транспортних машин, таких як металообробні верстати, автомобілі, трактори, гірничі і підйомно–транспортні машини, екскаватори, сільськогосподарська техніка та ін., проведене вивчення навантажень у функції часу і накопичена деяка узагальнена інформація про діючі навантаження. Це дало можливість дістати типові режими навантаження машин за відомими із курсу теорії ймовірностей законами розподілу випадкових величин.

На рис. 2.3 наведені графіки типових режимів навантаження машин, що побудовані в системі відносних координат F_i/F і $\eta_{ци}/\eta_{\Sigma}$. Тут взято такі позначення: П – постійний режим навантаження; В – важкий режим; СР – середній рівноймовірний режим; СН – середній нормальний режим, Л – легкий режим навантаження.

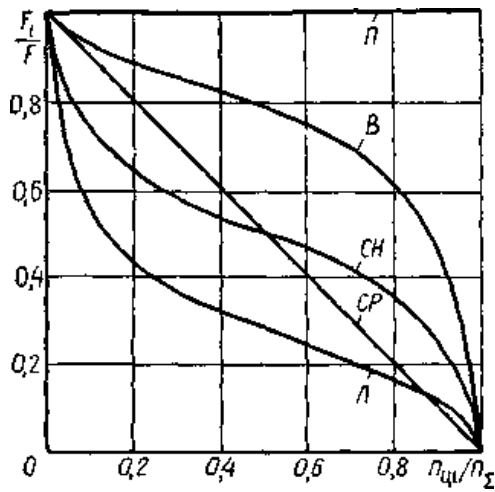


Рис. 2.2. Графіки типових режимів навантаження елементів машин

Для важкого режиму характерний високий рівень навантаження протягом значного періоду експлуатації машини, а для легкого режиму – низький рівень навантаження протягом цього ж періоду.

Гірничі машини здебільшого експлуатуються при важкому режимі навантаження, а транспортні – при середньому рівноймовірному або середньому нормальному. Для металообробних верстатів характерним є легкий режим навантаження. Різні види підйомно–транспортного обладнання можуть працювати на режимах навантаження від легкого до важкого.

Постійний режим є найнапруженішим, бо машина протягом практично всього періоду її експлуатації знаходиться під дією постійного номінального навантаження. За постійний режим навантаження можна брати такий режим, за яким навантаження елементів змінюється у межах до 20 % від номінального $F_{ном}$. На практиці постійний режим навантаження зустрічається значно рідше, ніж інші.

При побудові графіків типових режимів навантаження F є максимальним, довгочасно діючим. Довгочасно діючими навантаженнями називають такі наванта–ження із їхнього загального спектра, сумарне число появи яких $n_{цц} \geq 5 \cdot 10^4$. Максимальні навантаження F_{max} для яких число появи за час експлуатації машини $n_{цц} < 5 \cdot 10^4$, вважають короткочасно діючими і при розрахунку деталей на втому до уваги не беруть. За цими навантаженнями виконують розрахунки деталей на статичну міцність.

Відповідність режиму навантаження тієї чи іншої машини або деталі одному з типових режимів на рис.2.3 встановлюється за подібністю форми графіків і за середнім значенням навантаження. За розрахунковий треба брати типовий режим, який найбільш близький до фактичного в області навантажень високого рівня.

Шляхи зменшення навантаження елементів машин

Для зменшення навантажень, що діють у машинах на окремі деталі, можна рекомендувати деякі заходи. Навантаження, що спричинені власною вагою, можуть бути суттєво зменшені раціональним вибором матеріалів. Наприклад, для слабонавантажених деталей замість сталей та чавуну можна використовувати легкі сплави або пластмаси. Маса відповідальних та сильнонавантажених деталей можна зменшити вибором міцніших матеріалів, які забезпечують менші розміри деталей.

Навантаження, що виникають від початкового попереднього напружування деталей при складанні їх, можна обмежити за допомогою активного контролю цих навантажень. Наприклад, затяжку болтового з'єднання треба здійснювати ключем граничного моменту, а напресовування деталей – контрольованим зусиллям. Навантаження, що виникають від зміни температурних умов експлуатації машини, можна зменшити деякими конструктивними заходами.

Значної уваги слід надавати зменшенню динамічних навантажень, що можна досягти зниженням рівня чи запобіганням появи зовнішніх та внутрішніх збурюючих факторів, вдосконаленням схеми машини в динамічному відношенні, використанням спеціальних пружних демпферів та гасіїв коливань, запобіжних пристроїв.

Збурюючі фактори можна зменшити перш за все використанням двигунів із постійним робочим процесом (електродвигуни, турбіни) або забезпеченням неперервних та рівномірних робочих процесів машин. У машинобудуванні має місце закономірна тенденція переходу на машини неперервної дії: поршневі насоси замінюють відцентровими, стругальні

верстати – фрезерними, замість ковшових екскаваторів застосовують роторні та ін.

Динамічні навантаження в машинах можна зменшити використанням пружних, фрикційних та запобіжних муфт, підвищенням точності виготовлення деталей, динамічним балансуванням обертових елементів.

Основні механічні характеристики матеріалів

Основні механічні характеристики машинобудівних матеріалів потрібні конструктору для виконання розрахунків роботоздатності деталей машин, а деякі з них використовують для призначення технології виготовлення деталей. Механічні характеристики матеріалів визначають лабораторними випробуваннями зразків матеріалів і наводять у відповідній довідковій літературі.

До основних механічних характеристик матеріалів належать такі:

границя міцності σ_b , МПа – напруження в зразку матеріалу при найбільшому розтягальному навантаженні, якому передують руйнування зразка;

границя текучості σ_t , МПа – найбільше напруження, при якому зразок деформується без значного збільшення розтягального навантаження;

границя витривалості σ_R , МПа – найбільше напруження, при якому зразок витримує без руйнування задану кількість циклів зміни напруження, що вибирають за базу випробувань;

відносне видовження δ , % – відношення приросту розрахункової довжини зразка після розриву до його початкової розрахункової довжини;

модуль пружності для розтягу E , МПа, або зсуву G , МПа – відношення напруження до відповідної йому відносної деформації зразка в границях справедливості закону Гука;

коефіцієнт Пуассона μ – відношення відносної поперечної деформації зразка до відносної його поздовжньої деформації (за абсолютним значенням);

твердість (НВ – за Брінеллем; HRA, HRB, HRC – за Роквеллом; HV – за Віккерсом) – умовна величина, виміряна відповідними приладами (твердомірами), яка характеризує опір заглиблювання в поверхню матеріалу

стандартного індентора (сталеві кульки, вершин алмазних конуса чи піраміди).

Границя міцності не може бути універсальним показником для вибору матеріалу тієї чи іншої деталі. У практиці конструювання машин слід враховувати весь комплекс умов, в яких повинні працювати окремі деталі, а також найдоцільнішу технологію виготовлення їх. Узагальнену інформацію про придатність матеріалу для тієї чи іншої деталі можуть дати перелічені вище механічні характеристики, а також деякі інші, такі як коефіцієнт тертя, теплопровідність, коефіцієнт лінійного розширення.

Твердість матеріалу – дуже важливий показник, оскільки багато механічних характеристик можуть бути обчислені через твердість, а визначення твердості не вимагає руйнування виробу і може бути легко виконане за допомогою стандартних приладів. Переведення одиниць твердості, добутих на відповідних приладах, можна здійснити за допомогою графіків (рис. 2.2).

Між механічними характеристиками машинобудівних матеріалів експериментально встановлено деякий взаємозв'язок. Наприклад, знаючи границю міцності матеріалу σ_b , можна наближено оцінити границю витривалості σ_R цього матеріалу. Залежності для наближеного визначення границь витривалості деяких конструкційних матеріалів наведені в таблицях.

РОЗРАХУНКИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН НА МІЦНІСТЬ

Оцінка міцності деталей при простих деформаціях

Найрозповсюдженішим методом оцінки міцності деталей машин є порівняння розрахункових напружень, які виникають у деталях при дії експлуатаційних навантажень, із допустимими напруженнями для призначеного матеріалу цих деталей.

У загальному вигляді умови міцності записують такими співвідношеннями:

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ або } \tau \leq [\tau], \quad (1)$$

де σ , $[\sigma]$ – відповідно розрахункове і допустиме нормальне напруження;
 τ , $[\tau]$ – те саме, дотичне напруження.

Розрахункове напруження визначається залежно від виду деформації в небезпечному перерізі деталі. Приклади простих видів деформації деталей показані на рис. 4.1.

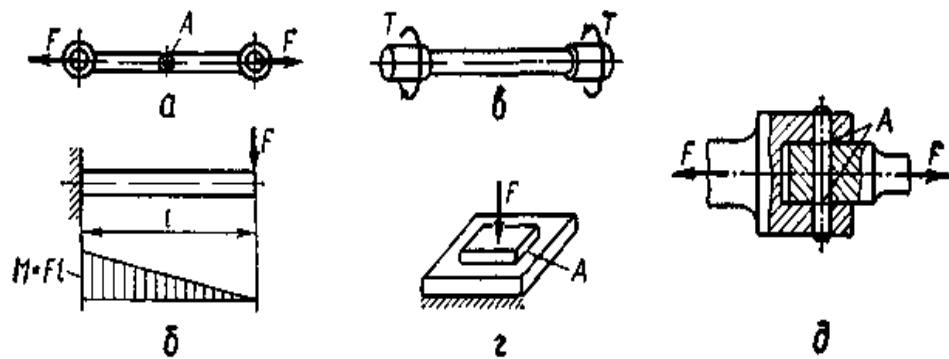


Рис. 4.1. Схеми простих деформацій деталей машин

Умови міцності з урахуванням виду деформації записують у та кому вигляді:

при осьовому розтягу (рис. 4.1, а) або стиску

$$\sigma_p = F/A \leq [\sigma]_p; \quad (2)$$

при згині (рис. 4.1, б)

$$\sigma = M/W_0 \leq [\sigma]; \quad (3)$$

при крученні (рис. 4.1, в)

$$\tau = T/W_p \leq [\tau]; \quad (4)$$

при поверхневому зминанні деталей (рис. 4.1, г)

$$\sigma_{зм} = F/A \leq [\sigma]_{зм}; \quad (5)$$

при зсуві або зрізі (наприклад, для циліндричного пальця на рис. (4.1, д)

$$\tau_z = F/A \leq [\tau]_z; \quad (6)$$

У записаних формулах взято такі позначення: F – сила; M – згинальний момент; T – крутний момент; A – площа перерізу (поверхні зминання); W_0 – осьовий момент опору перерізу; W_p – полярний момент опору перерізу деталі.

Для розповсюджених форм перерізів деталей момент опору визначають за формулами:

круглий переріз діаметром d

$$W_0 = \pi \cdot d^3 / 32 \approx 0,1d^3; \quad W_p = \pi \cdot d^3 / 16 \approx 0,2d^3;$$

прямокутний переріз із розмірами b x h (сторона з розміром h перпендикулярна до нейтральної осі $O - O$ перерізу)

$$W_0 = b \cdot h^2 / 6.$$

При одночасній дії в перерізі деталі напружень згину, розтягу (стиску) і кручення на основі гіпотези найбільших дотичних напружень для сталевих деталей визначають еквівалентне напруження, а умову міцності записують у вигляді

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma + \sigma_p)^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (7)$$

Крім звичайних видів руйнування деталей, спричинених розглянутими вище деформаціями, на практиці мають місце випадки локалізованого руйнування їхніх поверхонь. Це руйнування пов'язане з контактними деформаціями і напруженнями.

Розглянемо деякі положення до розрахунку контактної міцності деталей без виведення основних формул, які даються в курсі «Теорія пружності», що будемо використовувати надалі як вихідні залежності для розрахунків на міцність деяких деталей машин.

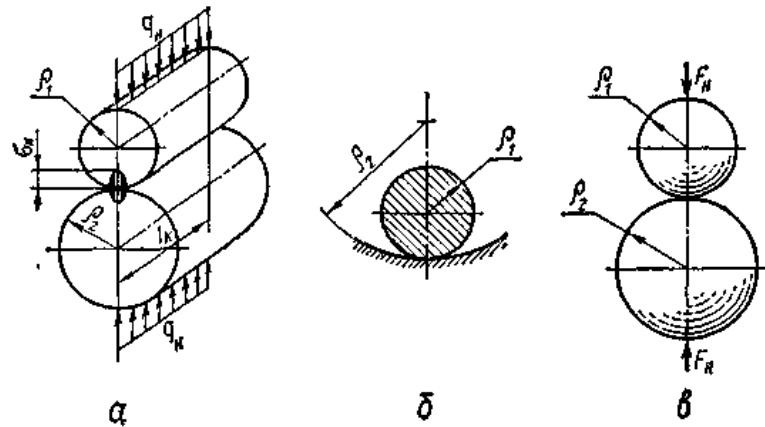
Контактні напруження виникають у зоні контакту двох деталей у тому разі, коли контакт початково ненавантажених деталей здійснюється по лінії або в точці (стиск двох циліндрів із спільною твірною, циліндра і площини, двох сферичних поверхонь та ін.).

Якщо контактні напруження більші за допустимі, то на поверхнях деталей можуть виникнути вм'ятини, борозни або дрібні раковини. Подібні пошкодження спостерігають на робочих поверхнях зубців зубчастих коліс, на бігових доріжках кілець підшипників кочення, на колесах і рейках рейкових транспортних засобів та ін.

Для двох характерних випадків умови контактної міцності та інші розрахункові залежності записують так:

1. Початковий контакт деталей по лінії (два циліндри з паралельними осями, циліндр та площина). На рис. 4.2, а показано приклад навантаження двох циліндрів контактним тиском $q_H = F_H / \ell_K$.

Рис. 4.2. Схеми для розрахунку контактних напружень



Під навантаженням лінійний контакт перетворюється в контакт по вузькій площині. В цьому разі максимальне контактне напруження визначають за формулою Герца і відповідно умову контактної міцності записують у вигляді

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{q_H / (2 \cdot \rho_{3B})} \leq [\sigma]_H, \quad (8)$$

де Z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів деталей, що знаходяться в контакті; ρ_{3B} – зведений радіус кривини поверхонь деталей у зоні їхнього контакту.

Коефіцієнт
$$Z_M = \sqrt{2 \cdot E_1 \cdot E_2 / \{\pi [E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)]\}}, \quad (9)$$

де E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалів деталей; μ_1 і μ_2 – відповідно коефіцієнти Пуассона.

Якщо деталі виготовлені з однакового матеріалу ($E_1 = E_2 = E$ і $\mu_1 = \mu_2 = \mu$), то коефіцієнт Z_M можна визначити за спрощеною формулою

$$Z_M = \sqrt{E / [\pi(1 - \mu^2)]}. \quad (9a)$$

Для окремого випадку сталевих деталей ($E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$) дістанемо $Z_M = 275$ МПа^{1/2}.

Зведений радіус кривини поверхонь деталей визначають за співвідношеннями (знак плюс для зовнішнього контакту за рис. 4.2, а і знак мінус для внутрішнього контакту за рис. 4.2, б)

$$1/\rho_{зв} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2, \quad (10)$$

У випадку контакту циліндра радіусом ρ_1 з площиною ($\rho_2 = \infty$) маємо $\rho_{зв} = \rho_1$.

Умова контактної міцності (8) справедлива не тільки для кругових, а й для довільних циліндричних поверхонь деталей. Для останніх ρ_1 і ρ_2 будуть радіусами кривини цих поверхонь у точках їхнього контакту.

2. Початковий контакт деталей у точці (дві кулі, куля і площина).

У разі стискання двох куль силою F_H (рис. 4.2, б) точковий контакт перетворюється в контакт по круговій площині. При цьому максимальне напруження в зоні контакту і відповідна умова контактної міцності мають вигляд

$$\sigma_H = Z_M^* \cdot \sqrt[3]{F_H / (2 \cdot \rho_{зв}^2)} \leq [\sigma]_H, \quad (11)$$

де Z_M^* – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів деталей;

$\rho_{зв}$ – зведений радіус кривини поверхонь деталей.

$$\text{Коефіцієнт} \quad Z_M^* = (1/\pi) \cdot \sqrt[3]{12 \cdot E_1^2 \cdot E_2^2 / [E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]^2}. \quad (12)$$

В окремому випадку, коли деталі виготовлені з однакового матеріалу ($E_1 = E_2 = E$ і $\mu_1 = \mu_2 = \mu$), коефіцієнт Z_M^* можна визначити за спрощеною формулою

$$Z_M^* = (1/\pi) \cdot \sqrt[3]{3E^2/(1-\mu^2)^2}. \quad (12a)$$

Для сталевих деталей маємо $Z_M^* = 1755 \text{ МПа}^{2/3}$.

Розглянуті вище залежності дозволяють визначити розрахункові напруження в перерізах деталей або на поверхні їхнього контакту за діючими навантаженнями і конкретними розмірами деталей. Щоб дістати значення допустимих напружень, потрібно знати характер зміни діючих напружень у часі і з урахуванням цього характеру, а також механічних характеристик матеріалу деталей можна визначити граничні напруження і відповідні їм допустимі напруження.

Зміна напружень у часі

Під час дії на деталь постійного за модулем та напрямом навантаження в ній виникають постійні напруження. Якщо модуль або напрям навантаження щодо деталі змінюється в часі, то і напруження в деталі будуть мінятися в часі. Наприклад, змінні в часі напруження будуть тоді, коли навантаження постійне, але змінюється положення деталі щодо напрямку навантаження (постійна за модулем і напрямом поперечна сила на вісь, що обертається, спричинює в перерізах цієї осі змінні в часі напруження).

Змінні напруження, що виникають у деталях машин, у більшості випадків змінюються в часі періодично.

На рис. 4.3 показаний графік можливої періодичної зміни нормального σ чи дотичного τ напруження в часі t .

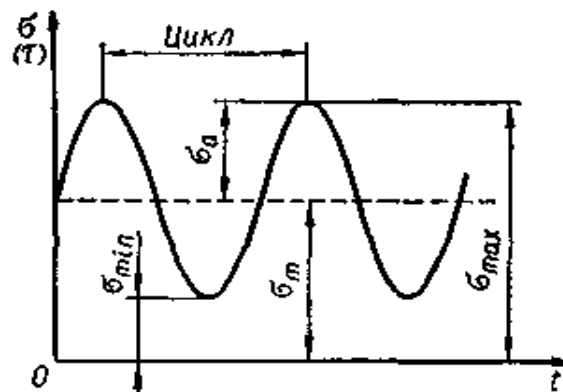


Рис. 4.3. Періодична зміна напружень у часі

Сукупність всіх напружень за один період зміни їх називається циклом напружень. Цикл напружень характеризується максимальним σ_{\max} і мінімальним σ_{\min} напруженнями, а також амплітудою напружень σ_a та коефіцієнтом асиметрії циклу R . Середнє напруження σ_m циклу дорівнює алгебраїчній півсумі максимального і мінімального напружень:

$$\sigma_m = 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}). \quad (13)$$

Амплітуда напружень σ_a циклу – це алгебраїчна піврізниця максимального та мінімального напружень:

$$\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}). \quad (14)$$

Відношення мінімального напруження циклу до максимального, взяте з відповідним знаком, називається коефіцієнтом асиметрії циклу

$$R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}. \quad (15)$$

Практичне застосування в розрахунках деталей машин знаходять: постійне напруження ($\sigma_m = \sigma$; $\sigma_a = 0$; $R = 1$), симетричний ($\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma_{\max}$; $R = -1$) і пульсуючий ($\sigma_m = 0,5\sigma_{\max}$; $\sigma_a = 0,5\cdot\sigma_{\max}$; $R = 0$) цикли напружень. Усі інші цикли напружень можуть бути зведені до певної сукупності названих трьох циклів.

Відомо, що змінні напруження 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).

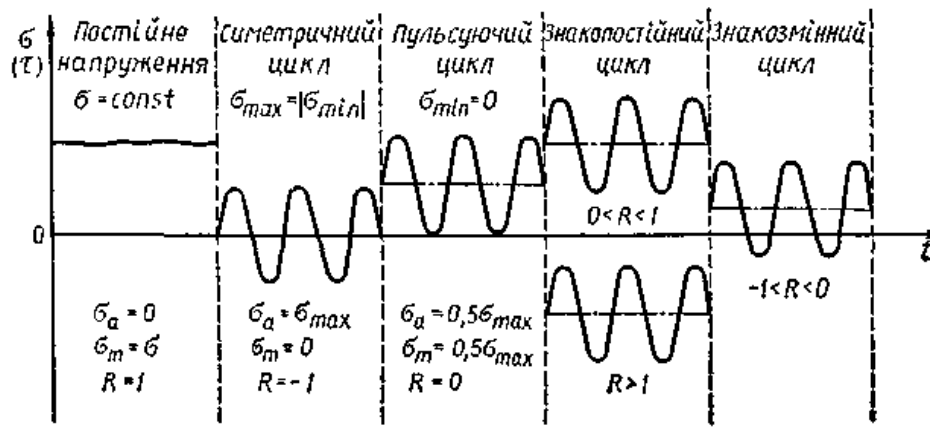


Рис. 4.4. Можливі цикли змінних напружень

Визначення граничних напружень

Вихідною для визначення граничних напружень має бути одна з нормативних механічних характеристик матеріалу:

- а) для постійно діючих напружень: границя текучості σ_T (τ_T) – для пластичних матеріалів і границя міцності σ_B (τ_B) – для крихких матеріалів;
- б) для змінних у часі діючих напружень: границя витривалості σ_R (τ_R).

Нормативні механічні характеристики дістають в лабораторних умовах для стандартних зразків матеріалів. Оскільки розміри, форма, умови виготовлення і роботи реальних деталей можуть значно відрізнятись від зразків, результати лабораторних випробувань не можна безпосередньо використовувати в розрахунках без відповідних поправок. Із переходом від нормативних значень механічних характеристик до граничних напружень для реальних деталей треба враховувати деякі фактори.

Вплив абсолютних розмірів деталі (масштабний фактор). Досвід показує, що зі збільшенням розмірів деталей внаслідок зміни відносного впливу поверхневого шару матеріалу і збільшення неоднорідності його властивостей характеристики міцності матеріалу мають тенденцію зменшуватись. Зменшення характеристик міцності враховують коефіцієнтами K_d впливу абсолютних розмірів:

$$\sigma_{Td} = K_{dT} \sigma_T, \quad \sigma_{Bd} = K_{dB} \sigma_B, \quad \sigma_{-1d} = K_d \sigma_{-1} \quad (16)$$

Тут індексом «д» позначені характеристики міцності деталі.

Більш детальні відомості про коефіцієнт K_d можна знайти у відповідній довідковій літературі.

Вплив форми деталі. Великий вплив на міцність деталей, особливо при циклічно змінних напруженнях, має місцева зміна форми деталей і пов'язане з цим явище концентрації напружень. У місцях різкої зміни форми деталей (отвори, надрізи, галтелі, проточки), які називають концентраторами напружень, виникають місцеві піки напружень (рис. 4.6,а–в).

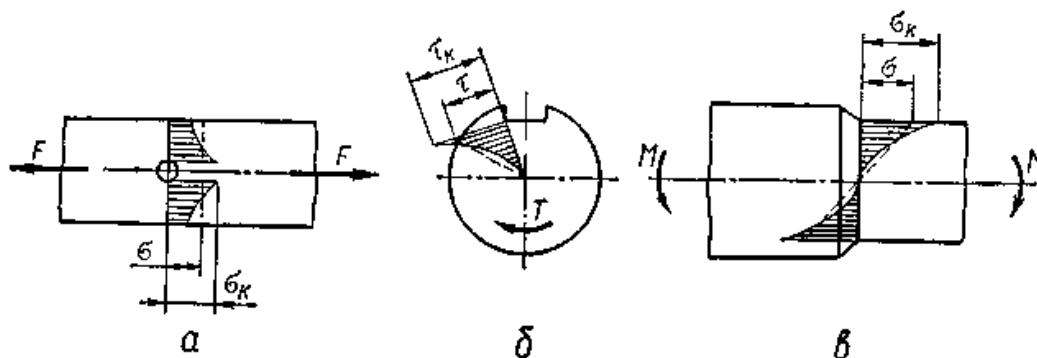


Рис. 4.6. Приклади концентраторів напружень

Відношення найбільших напружень у зоні концентрації σ_k (τ_k) до номінальних напружень (з урахуванням послаблення перерізу концентратором) називається теоретичним коефіцієнтом концентрації напружень:

$$\alpha_\sigma = \sigma_k / \sigma; \quad \alpha_\tau = \tau_k / \tau. \quad (17)$$

Безпосереднє використання коефіцієнтів α_σ і α_τ в інженерних розрахунках не дає задовільних результатів. Досвід показує, що внаслідок виникнення в зоні концентрації об'ємного напруженого стану, впливу пластичних властивостей та ефекту зміцнення реальних матеріалів максимуми напружень згладжуються, і зменшення міцності матеріалу в зоні концентрації визначається не теоретичними коефіцієнтами α_σ і α_τ , а так званими ефективними коефіцієнтами концентрації напружень, які безпосередньо повинні вводитись у розрахунок. Ці коефіцієнти – відношення механічних характеристик матеріалів, добутих для гладких зразків, до тих же характеристик зразків з тим чи іншим концентратором. Так, для статичних випробувань

$$K_{s\sigma} = \sigma_B / \sigma_{BK}; \quad K_{s\tau} = \tau_B / \tau_{BK} \quad (18)$$

а для випробувань на втому із симетричним циклом

$$K_{\sigma} = \sigma_{-1} / \sigma_{-1K}; \quad K_{\tau} = \tau_{-1} / \tau_{-1K}. \quad (19)$$

Між теоретичними та ефективними коефіцієнтами концентрації напружень існують такі співвідношення:

$$\alpha_{\sigma} \gg K_{\sigma} \text{ і } \alpha_{\tau} \gg K_{\tau}.$$

Для пластичних матеріалів та крихких із значною внутрішньою неоднорідністю (чавун, деякі види кольорового литва) при постійних напруженнях ефективні коефіцієнти концентрації напружень $K_{s\sigma}$ і $K_{s\tau}$ близькі до одиниці. Тільки для крихких матеріалів із однорідною структурою (загартована сталь) $K_{s\sigma}$ і $K_{s\tau}$ можуть досягати значень 1,3–1,4.

Дуже висока чутливість матеріалів до концентрації напружень при циклічно змінних напруженнях. У цьому випадку ефективні коефіцієнти концентрації напружень можуть досягати значень 2,5–3,0 і більше.

Вплив стану поверхні деталі і поверхневого зміцнення. При постійно діючих напруженнях стан робочих поверхонь деталей має незначний вплив на їхню міцність. При змінних напруженнях руйнування деталей пов'язане з появою втомних тріщин, які здебільшого виникають у поверхневих шарах матеріалу. В цьому випадку будь-яке пошкодження поверхні деталі спричинює появу концентрації напружень та зменшення границі витривалості σ_R . Таке зменшення σ_R більш помітне для матеріалів із високою границею міцності σ_B .

Обернену дію має спеціальне зміцнення поверхні деталей наклепуванням (наприклад, обдуванням сталевими кульками), поверхневим гартуванням СВЧ, цементацією чи азотуванням. Для деталей із поверхневим зміцненням поверхні коефіцієнт зміцнення можна брати $K_{zm} = 1,20 \dots 1,50$ (менші значення для високоміцних сталей та деталей великих розмірів, більші – для деталей із високими пластичними властивостями та деталей малих розмірів).

Для деталей із полірованою поверхнею $K_{зм} = 1$, а для деталей, що мають поверхні, оброблені різцем (точіння, фрезерування), $K_{зм} = 0,75...0,90$. Найменше значення коефіцієнт зміцнення має для деталей, які працюють в агресивному середовищі (наприклад, для деталей, які працюють у морській воді, $K_{зм} = 0,15...0,40$).

Вплив строку служби деталі та режиму навантаження. Строк служби деталей, що знаходяться під дією постійних напружень, визначається випадковими пошкодженнями при перевантаженнях, корозійним чи абразивним спрацюванням, моральним старінням конструкції або іншими обставинами, які слід враховувати в кожному конкретному випадку на основі накопиченого досвіду експлуатації подібних елементів машин.

При роботі деталей в умовах циклічно змінних напружень строк служби h суттєво впливає на граничні напруження. Кожний цикл напружень викликає в матеріалі деталі накопичення фізичних змін, які спричинюють виникнення мікроскопічних тріщин, розвиток яких обумовлює поломки – руйнування втомного характеру.

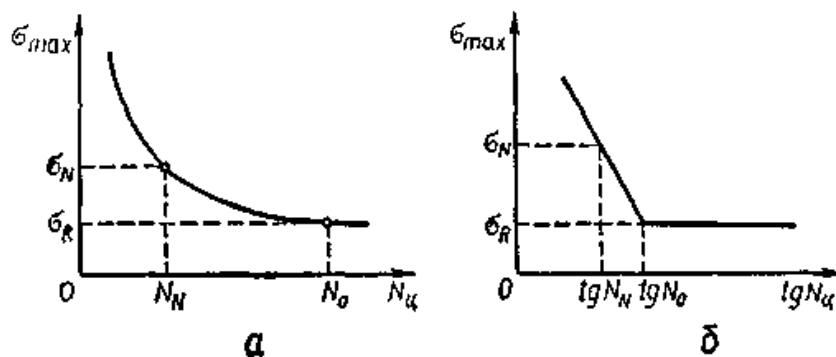


Рис. 4.7. Криві втоми матеріалів

Відомо, що циклічні напруження високих рівнів руйнують деталі при малому числі циклів, а напруження низьких рівнів – деталі при високому числі циклів. Взаємозв'язок між максимальним напруженням циклу σ_{max} із коефіцієнтом асиметрії R і числом циклів $N_{ц}$, при якому відбувається руйнування матеріалу деталі, встановлюється за допомогою спеціальних експериментальне добутих графіків, які називаються кривими втоми матеріалу, або кривими Веллера. Крива втоми будується для різних матеріалів з

попередньо заданою ймовірністю неруйнування. Для однорідних сталей крива втоми має вигляд, показаний на рис. 4.7, а.

Криві втоми мають дві ділянки: криволінійну, що лежить ліворуч від точки N_0 , і близьку до горизонтальної – праворуч від цієї точки. Це чіткіше видно на графіку, побудованому в системі координат

$$\sigma_{\max} - \lg \cdot N_{\text{ц}} \text{ (рис. 4.7, б).}$$

Число циклів напружень N_0 , що відповідає переходу кривої втоми в горизонтальну ділянку, називається базою випробувань, а відповідне йому напруження σ_R – довгочасною або необмеженою границею витривалості матеріалу.

Найбільше напруження циклу, яке із заданою ймовірністю неруйнування може витримати матеріал при числі циклів $N_N < N_0$, називається обмеженою границею витривалості, яку будемо позначати σ_N (рис. 4.7).

Для ряду матеріалів і умов навантаження криві втоми не мають горизонтальної ділянки. В таких випадках можна говорити лише про обмежену границю витривалості матеріалів.

Криволінійна ділянка кривої втоми може бути апроксимована рівнянням

$$N_{\text{ц}} \cdot \sigma_{\text{ц}}^m = \text{const}, \quad (20)$$

де показник степеня для сталей $m = 6 \dots 10$ характеризує нахил кривої втоми.

Враховуючи рівність (20), можна встановити взаємозв'язок між необмеженою σ_R і обмеженою σ_N границями витривалості:

$$\begin{aligned} N_0 \cdot \sigma_R^m &= N_N \cdot \sigma_N^m, \\ \text{Звідки} \quad \sigma_N &= \sigma_R \cdot \sqrt[m]{N_0/N_N} = \sigma_R \cdot K_L, \end{aligned} \quad (21)$$

де K_L – коефіцієнт довговічності, що визначається за виразом

$$K_L = \sqrt[m]{N_0/N_N}. \quad (22)$$

Число циклів $N_{ц}$ напружень пов'язане із строком служби h деталі. Якщо строк служби задано (h , год) і відома при постійному навантаженні частота зміни напружень за одиницю часу n , c^{-1} (у більшості випадків дорівнює або кратна числу обертів чи ходів машини), то легко обчислити повне число циклів зміни напружень за весь строк служби деталі за виразом $N_h = 3600nh$. У випадку $N_h < N_0$ дістанемо $K_L > 1$, $\sigma_N > \sigma_R$ і розрахунок доцільно виконувати за обмеженою границею витривалості. Якщо $N_h > N_0$, то коефіцієнт довговічності K_L , беруть рівним одиниці і відповідно $\sigma_N = \sigma_R$ (при наявності горизонтальної ділянки на кривій втоми матеріалу).

Викладені міркування можуть бути основою для розв'язування оберненої задачі, тобто для визначення строку служби деталей, коли відомі їхні розміри, матеріал і умови навантаження.

Розглянемо тепер визначення коефіцієнта довговічності K_L для випадку змінного в часі навантаження і відповідних цьому навантаженню змінних напружень протягом строку служби деталі.

Нехай протягом часу h_1 деталь працює при напруженнях σ_1 із частотою зміни цих напружень n_1 (рис. 4.8, а), протягом часу h_2 – при напруженнях σ_2 з частотою n_2 і т. д. За кожний період h_1, h_2, \dots, h_i число циклів напружень відповідно буде

$$N_{ц1} = n_1 \cdot h_1; \quad N_{ц2} = n_2 \cdot h_2; \quad N_{ци} = n_i \cdot h_i;$$

а загальне число циклів за строк служби деталі

$$N_{\Sigma} = \sum N_{ци} = \sum n_i h_i = n_E h, \quad (23)$$

де n_E – деяка еквівалентна частота зміни напружень.

Вести розрахунок за найбільшими діючими напруженнями σ_1 і за числом циклів N_{Σ} було б невірно, оскільки напруження σ_1 мають $N_{ц1}$ циклів, що значно менше N_{Σ} . Такий розрахунок призвів би до невиправданого збільшення розмірів деталі.

У даному разі розрахунок будують на так званому принципі лінійного підсумовування пошкоджень. Суть цього принципу можна сформулювати так:

загальна кількість пошкоджень, накопичених в матеріалі деталі явищами втомного руйнування, дорівнює сумі пошкоджень за різні періоди роботи при різних рівнях напружень. Цей принцип наближено виражається такою залежністю:

$$\sum N_{\text{ци}} / N \approx 1 \quad (24)$$

де $N_{\text{ци}}$ – число циклів дії деякого напруження σ_i ; N – число циклів до руйнування при цьому ж напруженні.

На основі рівності (24) складний характер зміни напружень можна звести до напруження постійного рівня

$\sigma = \sigma_{\text{max}} = \sigma_1$, з еквівалентним числом циклів $N_E < N_{\Sigma}$ і діючого протягом часу h , або до деякого еквівалентного напруження $\sigma_E < \sigma_1$ але з числом циклів N_{Σ} протягом часу h .

На практиці в більшості випадків використовують зведення складного характеру зміни напружень до напруження постійного рівня $\sigma = \sigma_{\text{max}}$ з еквівалентним числом циклів N_E (рис. 4.8, б).

Помножимо чисельник і знаменник у рівності (24) на σ_i^m :

$$\sum (N_{\text{ци}} \cdot \sigma_i^m) / (N \cdot \sigma_i^m) = 1.$$

У знаменнику маємо постійну величину, яку відповідно до рівняння кривої втоми змінимо на $N_0 \sigma_R^m$ і винесемо зпід знаку суми:

$$\sum N_{\text{ци}} \cdot \sigma_i^m = N_0 \cdot \sigma_R^m = \text{const.} \quad (25)$$

На основі залежності (25) дію всього комплексу напружень протягом розрахункового строку служби замінимо дією максимального напруження з еквівалентним числом циклів N_E :

$$\sum N_{\text{ци}} \cdot \sigma_i^m = N_E \cdot \sigma_{\text{max}}^m. \quad (26)$$

Звідси еквівалентне число циклів напружень

$$N_E = \sum(\sigma_i/\sigma_{\max})^m \cdot N_{ци} = \sum(\sigma_i/\sigma_{\max})^m \cdot n_i \cdot h_i = n_E \cdot h \sum(\sigma_i/\sigma_{\max})^m \cdot (n_i/n_E) \cdot (h_i/h).$$

Враховуючи співвідношення (23), а також позначивши

$$K_E = \sum(\sigma_i/\sigma_{\max})^m \cdot (n_i/n_E) \cdot (h_i/h); \quad (27)$$

дістанемо кінцеву формулу для визначення еквівалентного числа циклів

$$N_E = K_E \cdot N_{\Sigma}. \quad (28)$$

Величина K_E називається коефіцієнтом інтенсивності змінних напружень. Оскільки при напруженнях, спричинених змінним навантаженням, $K_E < 1$ відповідно $N_E < N_{\Sigma}$. У даному випадку коефіцієнт довговічності згідно з формулою (22) буде виражатись таким чином:

$$K_L = \sqrt[m]{N_0/N_E} \quad (29)$$

Відношення напружень σ_i/σ_{\max} у (27) можна замінити відношенням відповідних навантажень F_i/F або T_i/T . При цьому якщо σ_i залежить від F_i лінійно, що має місце в більшості практичних випадків, то показник степеня m у (27) залишається без змін. Якщо ж σ_i виражається через F_i у вигляді $\sigma_i = \lambda \cdot \sqrt{F_i}$, наприклад при визначенні контактних напружень у деталях із лінійним контактом, то показник степеня повинен бути заміненим на $m/2$. Відповідно до цього коефіцієнти інтенсивності напружень K_E можна виразити через навантаження і характеризувати інтенсивність їх протягом строку служби деталі.

Для розрахунків деталей при деформаціях розтягу, згину або кручення

$$\begin{aligned} K_E &= \sum(F_i/F)^m \cdot (n_i/n_E) \cdot (h_i/h); \\ K_E &= \sum(T_i/T)^m \cdot (n_i/n_E) \cdot (h_i/h). \end{aligned} \quad (30)$$

Для розрахунків на контактну міцність деталей з лінійним контактом

$$K_{HE} = \sum (F_t/F)^{m/2} \cdot (n_i/n_E) \cdot (h_i/h). \quad (31)$$

Коефіцієнти інтенсивності навантаження при типових режимах навантаження деталей машин (див. рис. 2.3) наведені в табл. 4.1 для випадку, коли частота напружень не змінюється із зміною навантаження, тобто $n_i/n_E = 1$.

Деякі відомості про значення показників степеня m кривої втоми для різних матеріалів, а також бази випробувань N_0 наведені в табл.

Граничні напруження. На основі даних про вплив різних факторів на граничні напруження в деталях машин і з урахуванням вихідного значення однієї з нормативних механічних характеристик матеріалу можна записати формули для визначення граничних напружень σ_{lim} реальної деталі: для деталей з пластичних матеріалів, які працюють при постійних напруженнях,

$$\sigma_{lim} = \sigma_T \cdot K_{dT}/K_{s\sigma}, \quad \tau_{lim} = \tau_T \cdot K_d/K_{s\tau}; \quad (32)$$

для деталей з крихких матеріалів, які працюють при постійних напруженнях,

$$\sigma_{lim} = \sigma_B \cdot K_{dB}/K_{s\sigma}, \quad \tau_{lim} = \tau_B \cdot K_d/K_{s\tau} \quad (33)$$

для деталей з будь-яких матеріалів, які працюють при циклічно змінних напруженнях, $\sigma_{lim} = \sigma_R \cdot K_d \cdot K_{3M} \cdot K_L/K_\sigma$;

$$\tau_{lim} = \tau_R \cdot K_d \cdot K_{3M} \cdot K_L/K_\tau. \quad (34)$$

У записаних формулах: $K_d \leq 1$ – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів деталі; $[K_{s\sigma} (K_{s\tau}); K_\sigma (K_\tau)] \geq 1$ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень при постійних і циклічно змінних діючих напруженнях; $K_{3M} \geq 1$ – коефіцієнт,

який враховує стан поверхні деталі або її поверхневе зміцнення; $K_L \geq 1$ – коефіцієнт довговічності [див. формули (22) і (29)].

Допустимі напруження і коефіцієнти запасу міцності

Допустимі напруження $[\sigma]$, $[\tau]$ та розрахункові коефіцієнти запасу міцності S_σ і S_τ визначають за формулами:

$$[\sigma] = \sigma_{\text{lim}} / [S_\sigma]; \quad [\tau] = \tau_{\text{lim}} / [S_\tau]; \quad (35)$$

$$S_\sigma = \sigma_{\text{lim}} / \sigma \geq [S_\sigma]; \quad S_\tau = \tau_{\text{lim}} / \tau \geq [S_\tau], \quad (36)$$

де σ_{lim} , τ_{lim} – граничні напруження; σ , τ – розрахункові максимальні напруження; $[S_\sigma]$, $[S_\tau]$ – допустимі коефіцієнти запасу міцності деталі.

При сумісній дії нормальних напружень розтягу та згину і дотичних напружень кручення загальний коефіцієнт запасу міцності

$$S = S_\sigma S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2} \geq [S]. \quad (37)$$

Формули (36) для визначення розрахункових коефіцієнтів запасу міцності при змінних діючих напруженнях можна використовувати лише у випадках, коли відомі границі витривалості матеріалу σ_R і τ_R , за якими знаходять граничні напруження σ_{lim} і τ_{lim} . У більшості випадків експериментальне встановлюють границі витривалості матеріалів при $R = -1$ та $R = 0$, тобто σ_{-1} і τ_{-1} , σ_0 і τ_0 . Для довільного коефіцієнта асиметрії циклів змінних напружень розрахункові коефіцієнти запасу міцності можна визначити за формулами:

$$s_\sigma = \sigma_{-1} / [K_\sigma \sigma_a / (K_d K_{3M}) + \psi_\sigma \sigma_m]; \quad (38)$$

$$s_\tau = \tau_{-1} / [K_\tau \tau_a / (K_d K_{3M}) + \psi_\tau \tau_m]. \quad (39)$$

У записаних формулах амплітуди σ_a , τ_a і середні напруження σ_m , τ_m визначають за співвідношеннями (13) та (14). Коефіцієнти впливу асиметрії циклів напружень ψ_σ і ψ_τ беруть такі: для вуглецевих сталей $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$; для легуваних – $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

Допустимий коефіцієнт запасу міцності має великий вплив на габаритні розміри, масу деталей і відповідно на вартість їх. Із зменшенням $[s]$ зменшується також маса виробів, але збільшується можливість виходу деталей із ладу. Тому вибір $[s]$ є дуже відповідальним моментом при розрахунках та проектуванні деталей машин. Деякі рекомендовані значення $[s]$ наведені в табл.

Підвищені значення $[s]$ для відносно рідких розрахунків за границею міцності пояснюються тими обставинами, що зростання діючих напружень до значення σ_v загрожує раптовим виходом деталі з ладу. Крім цього, за границею міцності розраховуються деталі з крихких матеріалів, які характеризуються підвищеною неоднорідністю та ймовірністю дефектів структури, що також обумовлює збільшення $[s]$.

При розрахунках за контактними напруженнями значення $[s]$ беруть невеликими $[s] = 1,1 \dots 1,2$, оскільки можливі контактні пошкодження поверхні деталі мають місцевий характер і не загрожують раптовим виходом деталі з ладу.

ЛЕКЦІЯ 4

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Загальні відомості та параметри для розрахунку механічних передач

1. Призначення механічних передач та їхня класифікація.

Більшість сучасних машин і приладів створюється по схемі двигун – передача – робочий орган (виконавчий механізм). Необхідність введення передачі як проміжної ланки між двигуном і робочими органами машини пов'язана з рішенням ряду задач. Наприклад, в автомобілях і інших транспортних машинах вимагається змінювати величину швидкості і напрям руху, а на підйомах і при руханні з місця необхідно у декілька разів збільшити обертаючий момент на провідних колесах. Сам автомобільний двигун не може виконувати ці вимоги, оскільки він працює стійко тільки у вузькому діапазоні зміни величини обертаючого моменту і кутової швидкості. При виході за межі цього діапазону двигун зупиняється. Подібно автомобільному двигуну слабо регулюються багато інших двигунів, у тому числі більшість електричних.



В деяких випадках регулювання двигуна можливо, але недоцільно з економічних міркувань, оскільки за межами номінального режиму роботи ККД двигунів істотно знижується.

Маса і вартість двигуна при однаковій потужності зменшуються із збільшенням кутової швидкості його валу.

Механічною передачею називають механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини з перетворенням параметрів руху.

Обертаний рух найпоширеніший у машинах 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 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 як складової частини привода диктується такими міркуваннями: для вибору оптимальної швидкості руху; для регулювання швидкості руху (підвищення або пониження); для перетворення виду руху: обертального в поступальне (передачі рейкові і гвинт – гайка) і навпаки; для зміни напрямку руху (реверсування); для зміни обертаючих моментів і сил руху; для передачі потужності на відстань.

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

Усі механічні передачі поділяють на дві основні групи:

а) передачі, що базуються на використанні сил тертя (пасові, фрикційні);

б) передачі, що базуються на зачепленні (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові).

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

Таблиця 19.1. 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

2. Основні співвідношення для кінематичних параметрів і параметрів навантаження механічних передач

Розглянемо загальні співвідношення між деякими параметрами всіх механічних передач на прикладі зубчастої передачі (рис. 19.1)

Усі параметри механічної передачі, що належать до ведучої ланки будемо позначати індексом 1, а до веденої ланки – відповідно індексом 2. Під ведучою або веденою ланкою будемо розуміти вал, зубчасте колесо, шків, зірочку тощо.

Переважно ведучі ланки або елементи мають більшу швидкість, а ведені – меншу. Тому перші інколи називають швидкохідними, а другі – тихохідними ланками.

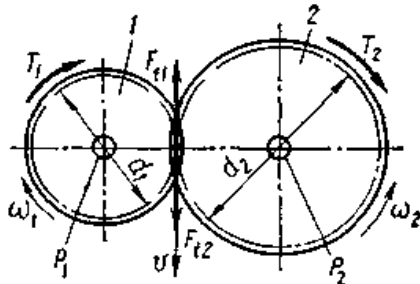


Рис. 19.1. Розрахункові параметри механічної передачі

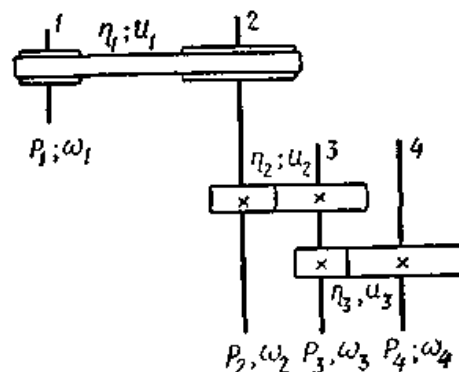


Рис. 19.2. Послідовне розміщення механічних передач

Основний кінематичний параметр механічної передачі – передаточне число яке є відношенням кутової швидкості ω_1 ведучої ланки до кутової швидкості ω_2 веденої ланки передачі.

$$U = \omega_1 / \omega_2 \quad (1)$$

Енергетичними параметрами механічної передачі є передавані потужності на ведучій ланці P_1 і на веденій ланці P_2 , а також коефіцієнт корисної дії (ККД) η , що визначається за співвідношенням

$$\eta = P_2 / P_1. \quad (2)$$

ККД характеризує ступінь досконалості механічної передачі і за ним можна оцінити втрати потужності ΔP у передачі:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta). \quad (3)$$

Параметри ω_1 і ω_2 , а також P_1 і P_2 є мінімально потрібними для розрахунку будь-якої механічної передачі.

Передавані потужності, Вт, та кутові швидкості, рад/с, визначають обертові моменти, Нм, на валах передачі;

на ведучому валу

$$T_1 = P_1 / \omega_1; \quad (4)$$

на веденому валу

$$T_2 = P_2 / \omega_2. \quad (5)$$

Співвідношення між обертovими моментами на валах механічної передачі можна встановити за виразами (4) та (5) і записати у такому вигляді:

$$T_2 / T_1 = U \cdot \eta \quad \text{або} \quad T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta \quad (6)$$

Інколи швидкості обертання ланок механічної передачі задаються у вигляді частоти обертання n , хв^{-1} . Зв'язок між кутовою швидкістю ω , рад/с , та частотою обертання n , хв^{-1} , виражається співвідношенням

$$\omega = \pi \cdot n / 30.$$

У розрахунках механічних передач зустрічаються такі параметри, як колова швидкість та колова сила. Колова швидкість v – це лінійна швидкість точок обертаної ланки передачі, розміщених на відстані $d_1/2$ або $d_2/2$ від осі обертання (рис. 19.1):

$$v = v_1 = v_2 = \omega_1 \cdot d_1 / 2 = \omega_2 \cdot d_2 / 2. \quad (7)$$

Колова сила F_t – це сила, що діє на ланку передачі, спричинюючи її обертання або створюючи опір обертанню, і напрямлена по дотичній до траєкторії (кола) руху точки її прикладання (рис. 19.1):

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1 / d_1 = 2T_2 / d_2. \quad (8)$$

Потужність, кВт , що затрачається на рух ланки передачі із швидкістю v , м/с , у напрямі, протилежному дії на ланку зовнішньої сили F , N , визначають за формулою

$$P = F \cdot v / 10^3. \quad (9)$$

У приводах машин можуть застосовуватись кілька послідовно розміщених механічних передач 1–4 (рис. 19.2). У цьому разі загальне передаточне число u привода та його ккд визначаються за наведеними нижче формулами:

$$\omega_2 = \omega_1 / U_1; \quad \omega_3 = \omega_2 / U_2 = \omega_1 / (U_1 \cdot U_2);$$

$$\omega_4 = \omega_3 / U_3 = \omega_1 / (U_1 \cdot U_2 \cdot U_3).$$

Загальне передаточне число привода

$$U = \omega_1 / \omega_4 = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3.$$

Отже, загальне передаточне число привода, що складається з кількох механічних передач, дорівнює добутку передаточних чисел його складових передач, тобто

$$u = U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_n \quad (10)$$

Зв'язок між потужностями на окремих валах привода (рис. 19.2) запишемо у вигляді

$P_2 = P_1 \cdot \eta_1$; $P_3 = P_2 \cdot \eta_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2$; $P_4 = P_3 \cdot \eta_3 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$ Відповідно ККД всього приводного механізму

$$\eta = P_4/P_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

ККД привода, що складається з кількох механічних передач, дорівнює добутку ККД всіх його складових передач, тобто

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (11)$$

3. Загальні міркування щодо вибору розрахункових навантажень механічних передач

Навантаження, що передають механічні передачі, можуть бути постійними або змінними в часі. Як постійні, так і змінні навантаження спричиняють у деталях механічних передач циклічнозмінні напруження, що обумовлені, наприклад, періодичним входом у зачеплення зубців зубчастих передач або зміною положення паса на шківках у пасових передачах. Рівень циклічно змінних напружень залишається постійним при постійному зовнішньому навантаженні, але змінюється у разі змінного зовнішнього навантаження.

Змінний режим навантаження можна замінити еквівалентним постійним режимом. При цьому за номінальне навантаження $T=T_{\text{НОМ}}$ (або $F=F_{\text{НОМ}}$) беруть максимальне довгочасно діюче навантаження, число циклів появи якого не менше від $5 \cdot 10^4$ за строк служби машини чи її деталі. Максимальні навантаження $T_{\text{мах}}$ (або $F_{\text{мах}}$) із числом циклів появи менше від $5 \cdot 10^4$ вважають короткочасно діючими і беруть тільки у розрахунках деталей на статичну міцність при перевантаженнях [22].

Вибір номінального навантаження залежить від призначення приводного механізму:

а) якщо привод проектують для роботи із заданим режимом навантаження то це навантаження беруть за номінальне розрахункове для передач цього привода. Приводні двигуни, що використовують в такому випадку, можуть мати потужність, яка відповідає даному номінальному навантаженню, або може бути дещо більшою від потрібної. В цьому випадку передачі приводного механізму не будуть перевантажені, це спричинить лише недовантаження двигуна;

б) якщо проектують механічну передачу без конкретних вказівок її призначення, але з відомим режимом навантаження, то треба мати на увазі, що споживач може завантажити передачу на повну потужність використаного у приводі двигуна. У цьому разі розрахунок передачі слід виконувати за номінальним обертовим моментом, що дістають із номінальної потужності двигуна;

в) у разі проектування передачі з невідомим режимом навантаження, але із заданим номінальним навантаженням (наприклад, редуктори загального призначення) у розрахунках слід брати найважчий для передачі режим – режим з постійним навантаженням.

Максимальні навантаження T_{max} у передачах, що обумовлені дією короткочасних або випадкових перевантажень, можуть у кілька разів перебільшувати номінальні розрахункові навантаження. В основному вони залежать від характеру робочого процесу в машинах. У розрахунках механічних передач максимальне навантаження беруть таким:

$$T_{max} = T_{Кп},$$

де K_p – коефіцієнт короткочасного перевантаження, що беруть за рекомендаціями на основі досвіду експлуатації конкретних машин. Якщо рекомендації щодо вибору K_p відсутні, а у приводних пристроях використовують асинхронні електродвигуни, то значення коефіцієнта перевантаження можна брати рівним відношенню пускового моменту до номінального моменту двигуна, яке задається в каталогах електродвигунів.

ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

Останнім часом пасові передачі застосовують досить широко, їх використовують у приводах електрогенераторів та різних металообробних верстатів, у робочих механізмах текстильної та паперової промисловості, у приводах вентиляційних систем, сільськогосподарських машинах та різних приладах, наприклад магнітофонах.

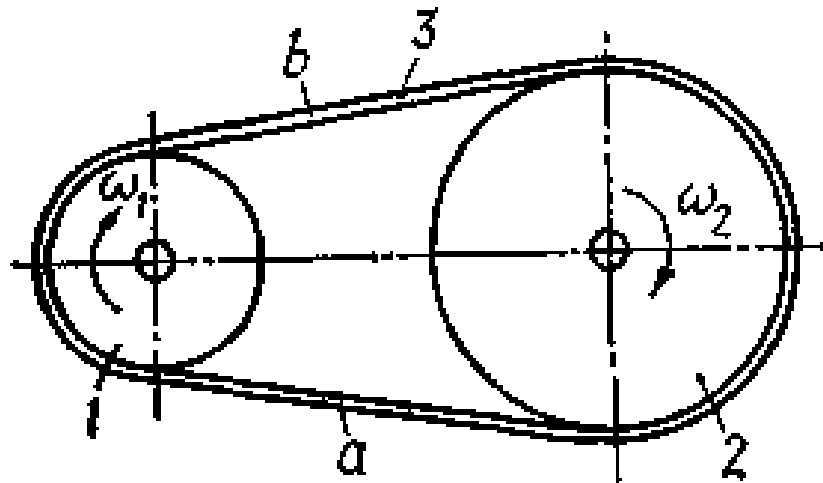


Рис. 21.1. Пасова передача

Загальні відомості та класифікація пасових передач

У найбільш вживаному вигляді (рис. 21.1) пасова передача складається з ведучого 1 і веденого 2 шківів та замкнутої форми приводного паса 3, що розміщується на шківів із деяким попереднім натягом. Вільна ділянка a паса, що набігає на ведучий шків, називається ведучою віткою паса, а вільна ділянка b , що набігає на ведений шків, називається веденою віткою. Під час роботи передачі пас передає енергію від ведучого шківів до веденого за рахунок сил тертя, які виникають між пасом та шківів, тобто сили тертя забезпечують зчеплення паса зі шківів. У пасових передачах попередній натяг пасів створюється за рахунок їхнього пружного розтягу при одяганні на шківів або застосуванням спеціальних натяжних пристроїв. Пасові передачі не забезпечують жорсткого зв'язку між шківів через можливість проковзування

паса на шківах. Тому у кінематично точних приводних механізмах пасові передачі застосовують дуже рідко.

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

Передаточні числа пасових передач допускаються до 5–6, рідко до 10. Найвигіднішими є пасові передачі з передаточними числами $U \leq 4$.

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

ККД пасових передач різних типів становить близько 0,90–0,97. Для оцінки пасової передачі порівнюємо її із зубчастою передачею як найрозповсюдженішою.

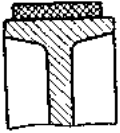
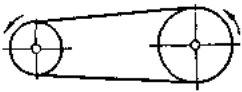

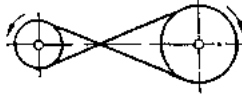

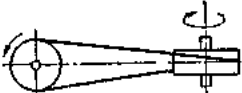
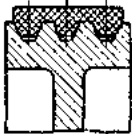
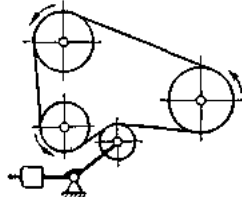
Основні переваги пасової передачі:

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

До недоліків пасової передачі належать:

- неможливість виконання малогабаритних передач (для однакових умов навантаження діаметри шківів майже у 5 разів більші, ніж діаметри зубчастих коліс);
- несталість передаточного числа через можливе проковзування паса;
- підвищене навантаження валів та їхніх опор, що пов'язане із потребою достатньо високого попереднього натягу паса;
- низька довговічність приводних пасів (у межах 1000–5000 год).

Т а б л и ц я 21.1. Основні типи пасових передач

Передача за формою поперечного перерізу паса	За розміщенням валів та призначенням	
	Передача	Призначення
Плоскопасова 	Відкрита 	Використовується при паралельному розміщенні валів та однаковому напрямі їхнього обертання
Клинопасова 	Перехресна 	Застосовується при паралельному розміщенні валів та протилежному напрямі їхнього обертання
Круглопасова 	Неперехресна 	Використовується у разі передавання руху між валами, осі обертання яких мимобіжні в просторі
З поліклиновим пасом 	Багатошківна із натяжним роликком 	Застосовується для передавання руху кільком паралельно розміщеним валам із можливістю регулювання натягу паса

Пасові передачі можна класифікувати за формою поперечного перерізу паса, розміщенням валів у просторі та призначенням.

Елементи пасових передач

Приводні паси. У пасовій передачі тяговий орган – приводний пас – є найважливішим елементом, що визначає роботоздатність та довговічність передачі. До приводних пасів ставляться такі вимоги: висока тягова здатність, тобто достатнє зчеплення зі шківками; достатня міцність, стійкість проти спрацьовування та довговічність; невеликий модуль пружності матеріалу паса; низька вартість.

За матеріалом та конструкцією розрізняють приводні паси кількох типів. Найрозповсюдженіші з них стандартизовані.

Плоскі паси бувають гумотканинні (ГОСТ 23831–79), бавовняні суцільноткані, шкіряні (ГОСТ 18679–73) та паси із спеціальних синтетичних матеріалів.

Гумотканинні паси є досить розповсюдженими. Вони виготовляються трьох типів (А, Б і В) із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією.

Нарізні паси типу А (рис. 21.2, а) мають кілька шарів плетеної бавовняної тканини (бельтінга), між якими розміщені для підвищення гнучкості прошарки з гуми. Краї пасів типу А покривають водостійкими компонентами.

У пошарове загорнутих пасах типу Б (рис. 21.2, б) прокладки з бельтінга розміщуються таким чином: центральна прокладка охоплюється окремими кільцевими прокладками із взаємно зміщеними стиками. Ці паси виготовляють із гумовими прошарками і без них.

Спіральне загорнуті паси типу В (рис. 21.2, в) виготовляють із одного куска бельтінгової тканини без прошарків між прокладками.

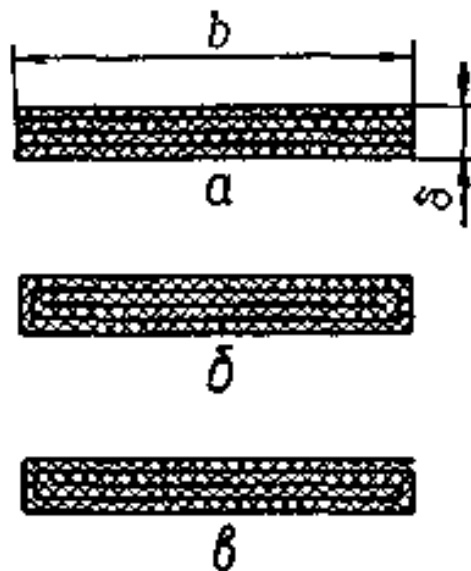


Рис. 21.2. Перерізи плоских гумотканинних пасів

Усі типи гумотканинних пасів виготовляють як із гумовими обкладками, так і без них.

Тканина прокладок забезпечує гумотканинним пасама достатню міцність та довговічність, а гума є еднаючою речовиною паса як одного цілого і призначена захищати тканину від пошкоджень, а також забезпечувати підвищений коефіцієнт тертя між пасом та шківами.

Гумотканинні паси виготовляють завширшки 20–1200мм із числом прокладок 2 – 9, завтовшки 1,25–2мм кожна. Вони випускаються промисловістю у вигляді довгих стрічок. Тільки для підвищених швидкостей та для машин масового випуску гумотканинні паси можуть виготовлятися замкнутої форми завширшки 30; 40 і 50мм, завтовшки 1,75; 2,5 і 3,3 мм і завдовжки 500–2500мм.

Із гумотканинних пасів переважне поширення набули паси типу А як найгнучкіші. Модуль пружності таких пасів $E=200\ldots350$ МПа. Допустима найбільша швидкість для пасів типу А–30м/с, типу Б–20м/с і типу В–15м/с.

Бавовняні суцільноткані паси виготовляють із бавовняної пряжі у кілька переплетених шарів певної ширини 30–250мм, завтовшки 4,5–8,5мм, їх застосовують переважно у передачах невеликої потужності при швидкостях до 25м/с. Для роботи в сирих приміщеннях або у хімічно активних середовищах, а також при температурах вище від 50⁰С бавовняні паси не використовують.

Шкіряні паси виготовляють із окремих нарізаних смуг шкіри склеюванням їх спеціальним клеєм або зшиванням.

Стандартні шкіряні паси завширшки 20–300мм і завтовшки 3–10мм призначені для передавання малих та середніх потужностей.

Шкіряні паси мають високу тягову здатність, достатньо міцні і тому вони, особливо при роботі в умовах змінних навантажень. Вони можуть працювати при швидкостях до 45 м/с, однак через високу вартість шкіряні паси застосовують рідко.

Паси із синтетичних матеріалів є найперспективнішими. Вони мають високу статичну міцність та довговічність Армовані плівкові багатошарові паси на основі синтетичних поліамідних матеріалів можуть працювати при швидкостях до 80 м/с і передавати потужність до 3000 кВт. Для підвищення тягової здатності синтетичних пасів використовують спеціальні фрикційні покриття їхніх робочих поверхонь.

Клинові паси нормального перерізу для приводів загального призначення стандартизовані (ГОСТ 1284.1–89). їх виготовляють двох типів: кордтканинні та кордшнурові.

Кордтканинні клинові паси (рис. 21.3, а) складаються з кількох шарів прогумованої кордтканини 2, яка є основним елементом, що передає навантаження (вона розміщена приблизно симетрично до нейтрального шару перерізу паса), гумового або гумотканинного шару розтягу 1, який розміщується над кордом, гумового або рідше гумотканинного шару стиску 3 нижче корду, кількох шарів обгорткової прогумованої тканини 4.

Кордшнурові клинові паси (рис. 21.3, б) відрізняються від кордтканинних тим, що в них на місці шарів кордтканини передбачається один шар кордшнура 2 завтовшки 1,6–1,7мм, шар розтягу 1 виконаний із гуми середньої твердості, а шар стиску 3 – з більш твердої гуми.

Згідно з ГОСТ 1284.1–89 клинові паси виготовляють семи різних за розмірами перерізів, які позначаються: О(З), А(А), Б(В), В(С), Г(Д), Д(Е), Е(ЕО). У дужках вказані позначення, що застосовуються у міжнародній практиці. Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами.

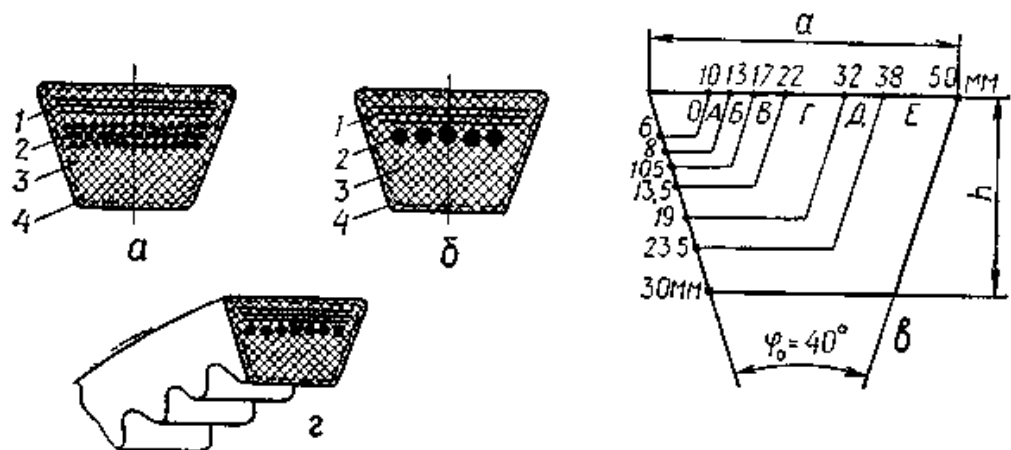


Рис. 21.3. Перерізи клинових пасів

Кордшнурові паси як більш гнучкі та довговічні використовують у більш важких умовах роботи пасової передачі. Допускається максимальна швидкість для клинових пасів з перерізами О, А, Б і В – до 25м/с, а для перерізів Г, Д і Е – до 30 м/с.

У клинопасових передачах із шківками малих діаметрів використовують клинові паси з гофрами (рис. 21.3, г).

Знаходять застосування також вузькі клинові паси з відношенням $a/h \approx 1,2$ (для пасів нормального поперечного перерізу $a/h \approx 1,6$) Вузькі паси передають у 1,5–2 рази більшу потужність, ніж звичайні, і допускають роботу при швидкостях 40–50 м/с. Такі паси умовно позначають: УО, УА, УБ і УВ. Вузькі клинові паси поступово витісняють паси нормальних перерізів. Перехід на вузькі клинові паси в автомобілях та сільськогосподарських машинах у зв'язку з більшою довговічністю цих пасів дозволив суттєво зменшити загальний випуск приводних пасів.

Поліклинові паси мають поздовжні клинові виступи на внутрішній стороні (рис. 21 4) і виконуються замкнутої форми.

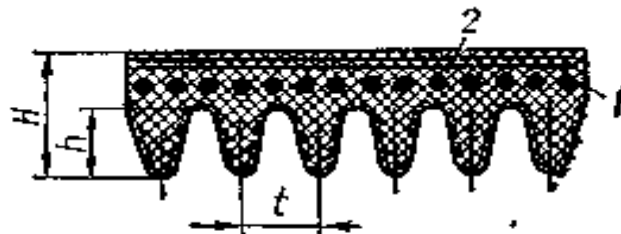


Рис. 21.4. Переріз поліклинового паса

У плоскій частині паса розміщуються кордшнур 1, який сприймає навантаження, і гумовий або гумотканинний шар розтягу 2. Ці паси поєднують переваги клинових пасів (підвищене зчеплення зі шківом) та гнучкість, характерну для плоских пасів, внаслідок чого мінімальний діаметр малого шківом можна назначити меншим і збільшувати передаточне число передачі до 12–15.

Згідно з ТУ 38–105763–84 застосовують поліклинові паси трьох поперечних перерізів: К, Л, М. Для перерізу К: $t = 2,4$ мм, $H = 4,0$ мм, $h = 2,35$ мм, довжина – 400...2000 мм, число ребер – 2...36. Для перерізу М: $t = 9,5$ мм, $H = 16,7$ мм, $h = 10,35$ мм, довжина – 1250...4000 мм, число ребер – 2...20.

Круглі паси виготовляють шкіряними, гумотканинними, бавовняними, капроновими. Найуживанішими є круглі паси діаметром 4–8 мм. Ці паси мають низьку несучу здатність і їх застосовують для передавання невеликих потужностей, найчастіше в різних передавальних пристроях приладів.

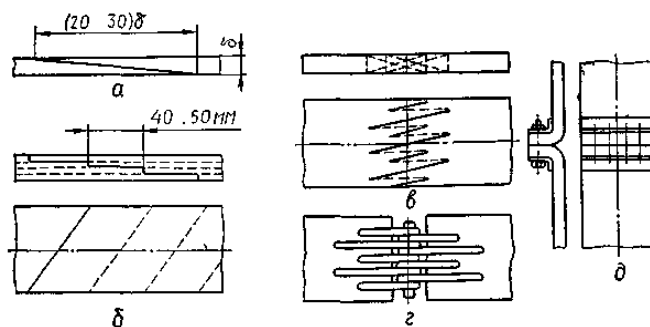


Рис. 21.5. Способи з'єднання кінців плоских пасів

Ліпшими у роботі є паси із замкнутим контуром. Однак внаслідок особливостей технології виготовлення та дуже великого розсіювання можливих міжосьових відстаней передач плоскі паси, як указано вище, випускаються переважно у вигляді стрічки – у рулонах. При монтажі передачі кінці паса слід з'єднувати.

Кінці паса з'єднують склеюванням та зшиванням або закріплюють металевими з'єднувачами (рис. 21.5).

Склеювання широко застосовують для гумотканинних та шкіряних пасів. Однорідні за матеріалом паси (шкіряні) склеюють по косому зрізу (рис. 21.5, а), а шаруваті паси – по ступеневому зрізу (рис. 21.5, б). Зшивання пасів виконують жильними струнами або шкіряними пасками (рис. 21.5, в).

Металеві з'єднувачі застосовують для всіх пасів, крім швидкохідних. З їхньою допомогою можна найшвидше виконати з'єднання кінців паса. На рис. 21.5, г показане з'єднання кінців паса за допомогою шарнірного з'єднувача, а на рис. 21.5, д – за допомогою болтів із закругленими планками.

Усі розглянуті з'єднання, особливо останні, так чи інакше підвищують жорсткість і масу паса у зоні з'єднання, що погіршує його роботу на шківках і не допустимо для передач, які працюють при значних швидкостях пасів (більш ніж 15 м/с).

Шків пасових передач. Шків пасової передачі (рис. 21.6, а) у більшості випадків має обід 1, який безпосередньо несе пас, маточину 3, за допомогою якої шків розміщується на валу, та диск 2 (або спиці), що з'єднує обід із маточиною.

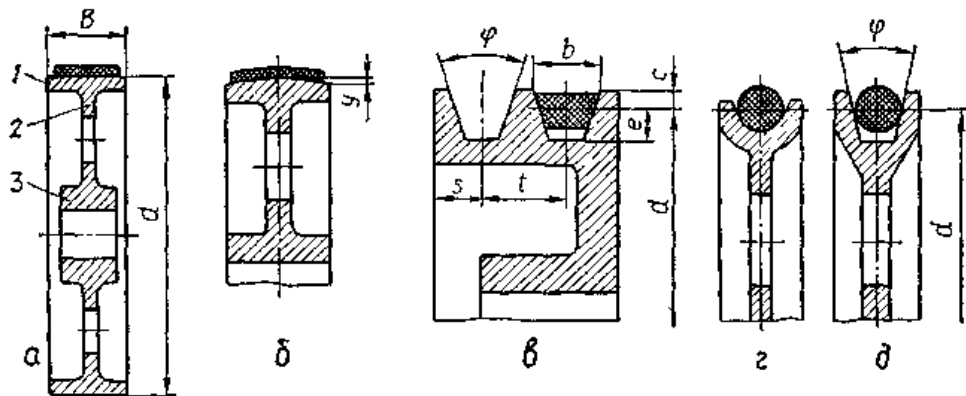


Рис. 21.6. Конструкції шківів

Форма робочої поверхні обода шківа визначається формою поперечного перерізу паса.

Для *плоских пасів* найбажанішою формою робочої поверхні шківа є гладка полірована поверхня. Для зменшення спрацьовування паса, яке викликається пружним ковзанням, шорсткість робочої поверхні обода повинна мати $R_z < 10\text{мкм}$.

Щоб забезпечити центрування паса, робочу поверхню одного із шківів роблять випуклою (рис. 21.6, б), описаною в осьовому перерізі шківа дугою кола. Основні розміри шківів – діаметр d , ширина B (залежно від ширини паса B), а також стрілка випуклості обода y , регламентовані стандартами. Можна брати: $B \approx 1,1b + (5...8)$ мм; $y \approx B/200$. Діаметри шківів вибирають із стандартного ряду.

Для *клинових пасів* робочою поверхнею є бокові сторони клинових жолобків на ободі шківа. Розміри та кількість жолобків визначаються профілем перерізу паса та кількістю клинових пасів, що одночасно працюють на шківі (рис. 21.6, в). Профіль перерізу клинового паса при згині на шківі спотворюється і тому кут клину паса (рис. 21.6, б) у порівнянні з початковим ($\varphi_0 = 40^\circ$) змінюється. Отже, кут φ профілю жолобків шківа беруть залежно від його діаметра. Для стандартних клинових пасів розміри жолобків шківів наведені у ГОСТ 20889–88.

Для *круглих пасів* мінімальний діаметр шківа $d_{\min} \geq 20d_0$, де d_0 – діаметр паса. Профіль жолобків на шківі виконують напівкруглим або клиновим із кутом $\varphi = 40^\circ$ (рис. 21,6, з, д). Розміри жолобків обода шківа для поліклінових пасів вибирають згідно з ТУ 38–105763–84.

Шківи пасових передач виготовляють із чавуну, сталі, легких сплавів, пластмас.

Чавунні шківи найрозповсюдженіші. Використовують такі марки чавуну: СЧ 15 при швидкості паса $v \leq 15$ м/с; СЧ 18 при $v = 15 \dots 30$ м/с; СЧ 20 при $v = 30 \dots 35$ м/с. Заготовки шківів виготовляють литтям.

Сталеві шківи у більшості випадків виготовляють збірної конструкції зварюванням відштампованих окремих деталей. Тому вони відрізняються легкістю і використовуються при високих швидкостях пасів ($v \leq 40$ м/с). Інколи заготовками для шківів може служити сталеве литво або круглий прокат.

Шківи із легких сплавів виготовляють переважно із алюмінієвого литва. За конструкцією вони такі самі, як і чавунні, але з більш тонкими стінками. Оскільки шківи з легких сплавів у порівнянні із чавунними та сталевими мають меншу масу, то їх раціонально використовувати в першу чергу у швидкохідних передачах.

Пластмасові шківи здебільшого використовують при невеликих діаметрах (до 300 мм) і виготовляють із текстоліту або волокніту, їх виготовляють збірної конструкції, де маточина із сталі або чавуну. У порівнянні із металевими пластмасові шківи мають малу масу, а коефіцієнт тертя між пасом та шківом більший. Ці шківи широко застосовують у швидкохідних пасових передачах.

Натяжні пристрої у пасових передачах застосовують для створення попереднього натягу, компенсації витягування паса в процесі його експлуатації, а також збільшення кутів охоплення шківів, які впливають на тягову здатність.

За конструкцією та принципом роботи натяжні пристрої можна поділити на три групи: полозки та хитні плити; натяжні та відтяжні ролики; пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

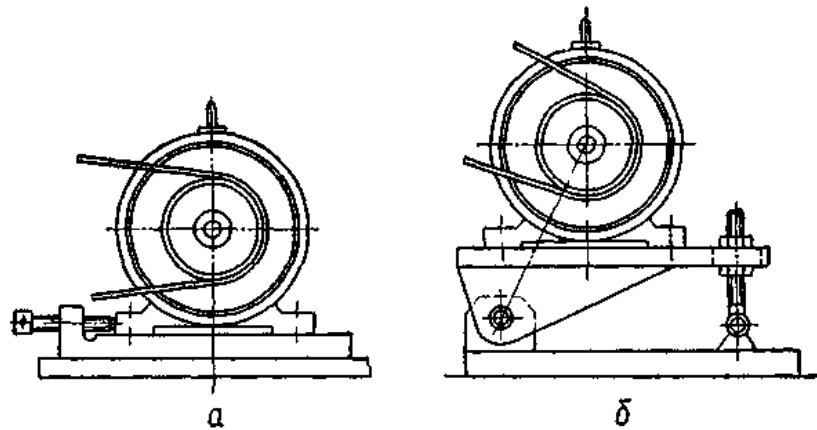


Рис. 21.7. Натяжні пристрої у вигляді полозків та хитної плити

Полозки (рис. 21.7, а) **та хитні плити** (рис. 21.7, б) є найпростішими натяжними пристроями, що використовуються у пасових передачах із регульованою відстанню між шківками. Ці пристрої прості за конструкцією і забезпечують сталість протягом деякого періоду експлуатації попереднього натягу паса. Тому їх раціонально використовувати у передачах з постійним у часі робочим навантаженням.

Натяжні ролики застосовують для пасових передач із постійною відстанню між осями шківів. Натяжний ролик – шків з гладким ободом, який притиснутий до зовнішньої поверхні веденої вітки паса близько меншого шківка і вільно обертається (рис. 21.8, а). Притискання ролика до паса може здійснюватись встановленим на важелі тягарцем або натягом відповідної пружини. У передачах з натяжним роликом збільшується кут охоплення малого шківка, поліпшується робота передачі з великим передаточним числом при малій відстані між осями валів. Однак ролик спричинює додатковий (і до того ж в обернену сторону) згин паса, що значно прискорює його руйнування.

Відтяжні ролики застосовують у клинопасових передачах (рис. 21.8, б). Тут пас зазнає лише односторонній згин, що значно менше впливає на його довговічність, проте зменшуються кути обхвату пасом шківів.

Натяжні та відтяжні ролики також раціонально застосовувати при постійному робочому навантаженні передачі, бо вони забезпечують постійний попередній натяг паса.

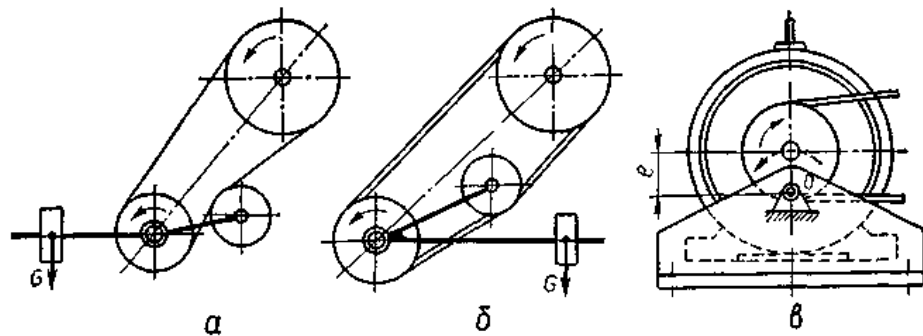


Рис. 21.8. Способи забезпечення натягу приводних пасів

Значно ліпшими від описаних вище є натяжні пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

Пружне ковзання паса та кінематика пасової передачі

Під час передавання робочого навантаження зусилля у ведучій та веденій вітках пасової передачі не рівні між собою. Порівняно із зусиллям попереднього натягу зусилля у ведучій вітці збільшується, а у веденій зменшується. Тому робота передачі з пружним пасом неминуче супроводжується пружним ковзанням паса на шківів.

Явище пружного ковзання паса під час роботи передачі пов'язане з тим, що сили натягу і відповідно відносне видовження ведучої та веденої віток паса неоднакові. На рис. 21.10 показано розподілення зусиль у пасі при передаванні робочого навантаження. При цьому позначено зусилля у ведучій вітці F_1 , а у веденій F_2 . У відрізку паса,

що знаходиться на ведучому шківів, зусилля (у напрямі руху паса) зменшується і відповідно пас скорочується, проковзуючи на шківів. На веденому шківів зусилля у відрізку паса (у напрямі його руху) збільшується і при цьому пас видовжується, випереджуючи шківів що також спричинює ковзання паса на шківів.

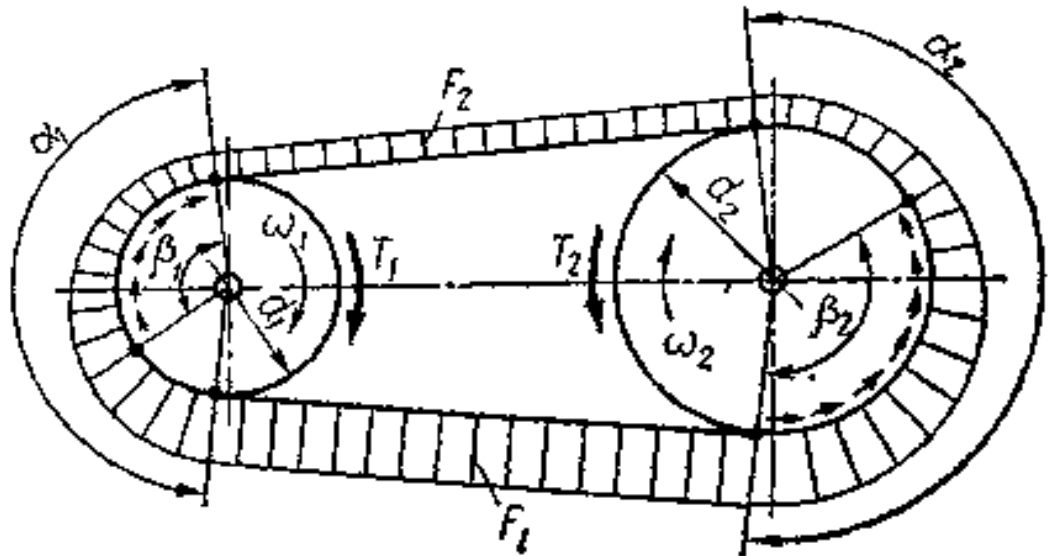


Рис. 21.10. Ковзання паса на шківках

Ковзання паса на шківі відбувається не на всій дузі обхвату α_1 і α_2 відповідно ведучого і веденого шківів, а тільки на деякій частині цих дуг β_1 та β_2 . Дуги β_1 і β_2 називаються дугами ковзання. На рис. 21.10 короткими стрілками вказано напрям ковзання точок робочих поверхонь шківів щодо паса.

Сила тертя між пасом та шківом передається в основному на дузі ковзання, але частково через тангенціальну податливість паса і на дузі спокою. При розрахунках пасової передачі силу тертя на дузі спокою не враховують. Дуга ковзання завжди розміщена з боку збігання паса зі шківом, а дуга спокою – з боку набігання паса на шків. Оскільки на дузі спокою ковзання не відбувається, то колова швидкість шківів дорівнює швидкості набіжної вітки паса.

У ненавантаженій передачі, тобто при $T_1 = T_2 = 0$, пружне ковзання відсутнє і відповідно дуги ковзання дорівнюють нулю. З ростом навантаження передачі дуга ковзання збільшується. Коли дуга ковзання досягне всієї дуги обхвату, починається буксування паса на шківі, що недопустиме в роботі передачі. Буксування паса в передачі завжди починається на шківі з меншим кутом обхвату.

За умовою неперервності руху паса відносне пружне ковзання дорівнює різниці відносних видовжень ε_1 і ε_2 відповідно ведучої і веденої віток паса:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2. \quad (1)$$

Згідно з законом Гука відносні видовження віток можуть бути виражені через зусилля у вітках F_1 і F_2 , площу перерізу A та модуль пружності матеріалу паса E :

$$\varepsilon_1 = F_1/(E \cdot A); \quad \varepsilon_2 = F_2/(E \cdot A). \quad (2)$$

Тому відносне ковзання паса в передачі можна визначити за формулою

$$\varepsilon = (F_1 - F_2)/(E \cdot A). \quad (3)$$

Швидкість точок паса дорівнює коловій швидкості шківів тільки на дугах спокою. Але протилежні кінці кожної вітки дотикаються шківів у точках із різними коловими швидкостями. Зв'язок між цими швидкостями виражається залежністю

$$v_2 = v_1(1 - \varepsilon). \quad (4)$$

Оскільки $v_1 = \omega_1 d_1/2$ і $v_2 = \omega_2 d_2/2$, передаточне число пасової передачі

$$U = \omega_1/\omega_2 = d_2/[d_1(1 - \varepsilon)] \quad (5)$$

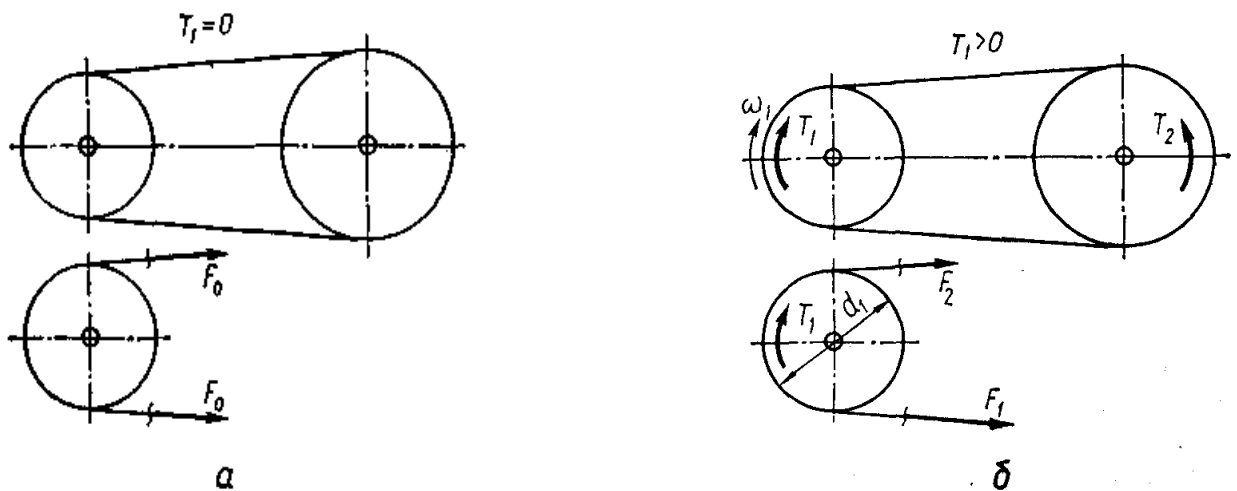
Для пасів у правильно відрегульованих пасових передачах відносне ковзання здебільшого не перевищує 0,015–0,020. Тому у силових пасових передачах допускається передаточне число визначати формулою

$$U = d_2/d_1 \quad (6)$$

Сили та напруження у вітках пасової передачі

Зусилля та напруження в пасі від його попереднього натягу. Для створення умов виникнення сил тертя між пасом та шківів пас треба одягти на шківів із деяким попереднім натягом. На рис. 21.11, а показана пасова передача у передпусковому стані, тобто без навантаження ($T_1 = T_2 = 0$) і в стані спокою. В цьому разі вітки паса навантажені тільки зусиллям попереднього натягу F_0 яке спричинює в довільному поперечному перерізі площею A паса напруження попереднього натягу

$$\sigma_0 = F_0/A. \quad (7)$$



Зусилля та напруження в вітках при передаванні робочого навантаження. Після прикладення робочого навантаження (обертові моменти T_1 на ведучому шківів і T_2 на веденому шківів) зусилля у вітках паса змінюється (рис. 21.11, б): у ведучій вітці зусилля збільшується і стає F_1 а у веденій зменшується і стає F_2 . За умовою рівноваги шківів маємо:

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot d/2 \quad \text{або} \quad F_1 - F_2 = F_t, \quad (8)$$

де $F_t = 2T_1/d_1$ – колова сила на шківів, або корисне навантаження паса.

Зв'язок між F_0 , F_1 та F_2 можна встановити з таких міркувань. Довжина паса не залежить від навантаження і залишається незмінною як у ненавантаженій, так і у навантаженій передачі. Відповідно додаткове витягування ведучої вітки компенсується рівним скороченням веденої вітки.

Тому збільшення зусилля у ведучій вітці на ΔF забезпечує зменшення зусилля у веденій вітці на ΔF (при лінійній залежності між силою та деформацією), тобто

$$F_1 = F_0 + \Delta F$$

$$F_2 = F_0 - \Delta F$$

Записані два рівняння дозволяють дістати вираз

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (9)$$

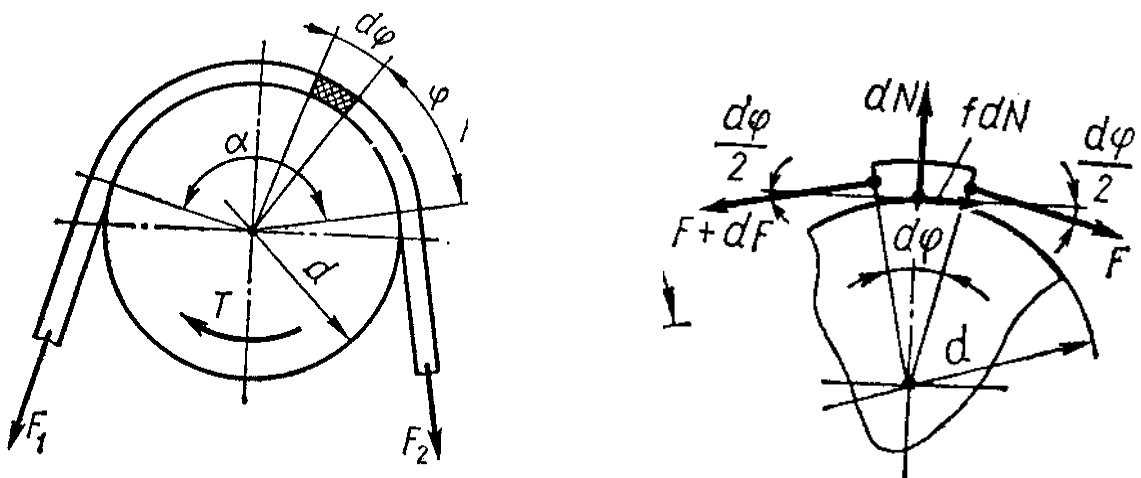
Тепер із рівностей (8) та (9) випливає

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (10)$$

Ці два рівняння виражають сили натягу ведучої та веденої віток залежно від сили попереднього натягу F_0 та корисного навантаження F_t , але не розкривають тягової здатності передачі, яка пов'язана з силами тертя між пасом та шківом.

Співвідношення сил натягів F_1 ведучої та F_2 веденої віток при роботі передачі (без урахування дії відцентрових сил) визначають за відомим рівнянням Ейлера, добутим для гнучкої нерозтяжної нитки, що ковзає по циліндричній поверхні.

Розглянемо відрізок паса, який знаходиться на шківі і обмежений центральним кутом $d\varphi$ (рис. 21.12).



На цей відрізок паса діють такі сили: dN – нормальна реакція шківів; F – біжуче значення натягу паса в перерізі, положення якого визначає кут φ ; $F + dF$

– натяг паса в перерізі з координатою $\varphi + d\varphi$; fdN – сила тертя на даний відрізок паса (f – коефіцієнт тертя між пасом та шківом).

Нехтуючи товщиною паса, запишемо умову рівноваги даного відрізка паса;

$$F + fdN - (F + dF) \cdot d/2 = 0 \quad \text{або} \quad fdN = dF;$$

$$dN - F \sin(d\varphi/2) - (F + dF) \sin(d\varphi/2) = 0.$$

Відкидаючи у другій умові рівноваги члени другого порядку малості ($dF \sin(d\varphi/2) \approx 0$) та беручи $\sin(d\varphi/2) \approx d\varphi/2$, дістаємо $dN = Fd\varphi$.

Запишемо співвідношення $dF/F = fd\varphi$.

Інтегруючи ліву частину рівності від F_2 до F_1 , а праву – від 0 до α , дістанемо:

$$\int_{F_2}^{F_1} dF / F = \int_0^{\alpha} fd\varphi; \quad \ln(F_1/F_2) = f\alpha; \quad F_1/F_2 = e^{f\alpha}.$$

Отже, маємо співвідношення між зусиллями у вітках паса з урахуванням сили тертя між пасом та шківом:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (11)$$

де e – основа натурального логарифму; α – кут обхвату; f – приведений коефіцієнт тертя.

Співвідношення (11) називають формулою Ейлера.

Розв'язуючи сумісно рівняння (10) та (11), матимемо:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_0 = 0,5 F_t \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (12)$$

Формули (12) визначають зв'язок сил натягу віток навантаженої силою F_t пасової передачі з факторами тертя f і α .

Цей зв'язок справедливий за умови знаходження паса на грані буксування на шківі, тобто коли дуга ковзання β дорівнює дузі обхвату шківа α . Інакше кажучи, формули (12) визначають граничні співвідношення між зусиллями в пасі.

Якщо у формули (12) замість α підставити значення дуги ковзання β , то дістанемо не граничні, а біжучі, або робочі, значення натягу віток паса.

Напруження в поперечних перерізах ведучої та веденої віток можна знайти, поділивши праві та ліві частини рівнянь (10) на площу A перерізу паса:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + 0,5 \cdot \sigma_t, \quad \sigma_2 = \sigma_0 - 0,5 \cdot \sigma_t, \quad (13)$$

де $\sigma_t = F_t / A$ – напруження в пасі від робочого навантаження (корисне напруження в пасі).

Зусилля та напруження в пасі від дії відцентрових сил. Рух паса по криволінійних траєкторіях (на шківках) обумовлює появу відцентрових сил, які додатково навантажують пас. Для визначення натягу паса F_v від дії відцентрових сил (рис. 21.13) виділимо елемент паса завдовжки $dl = r \cdot d\varphi$ і розглянемо рівновагу цього елемента.

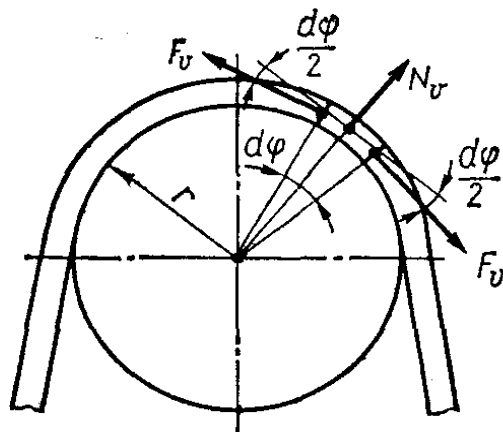


Рис. 21.13. Дія на пас відцентрової сили

Маса елемента паса $dm = \rho \cdot A \cdot dl = \rho \cdot A \cdot r \cdot d\varphi$, де ρ – густина матеріалу паса.

На даний елемент паса діє відцентрова сила

$$N_v = (v^2/r) \cdot dm = \rho \cdot A \cdot v^2 \cdot d\varphi$$

та спричинені цією силою зусилля додаткового натягу F_v (рис 13). Проекціюючи всі діючі сили на напрям N_v , запишемо умову рівноваги

$$N_v - 2F_v \cdot \sin \cdot (d\varphi/2) = 0$$

Якщо взяти $\sin (d\varphi/2) \approx d\varphi/2$ та підставити значення N_v , то дістанемо

$$\rho \cdot A \cdot v^2 \cdot d\varphi - 2F_v \cdot d\varphi/2 = 0.$$

Із цього рівняння матимемо формулу для визначення додаткового натягу паса від дії відцентрових силі

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2. \quad (14)$$

Відповідно напруження у поперечних перерізах паса від дії на нього відцентрових сил

$$\sigma_v = 10^{-6} \rho v^2 \quad (15)$$

У формулах (14) та (15): ρ – у кілограмах на кубічний метр ($\text{кг}/\text{м}^3$); v – у метрах на секунду ($\text{м}/\text{с}$); A – у квадратних метрах (м^2); σ_v – у мегапаскалях (МПа); F_v – у ньютонках (Н).

Із формул (14) та (15) видно, що зусилля F_v та напруження σ_v від дії відцентрових сил не залежать від діаметрів шківів і однакові для всіх поперечних перерізів паса.

Відмітимо, що дія відцентрових сил негативно впливає на тягову здатність пасової передачі, оскільки ослаблюється притискання паса до шківів. Якщо $F_v \geq F_0$ або $\sigma_v \geq \sigma_0$, то зникає взаємодія паса зі шківками. Критична швидкість паса визначається з умови $\sigma_v = \sigma_0$ [10]

$$v_{кр} = 10^3 \cdot \sqrt{\sigma_0 / \rho} \quad (16)$$

Для стандартних клинових пасів, які мають густину $\rho = 1150 \text{ кг}/\text{м}^3$ і мінімальне рекомендоване напруження попереднього натягу $\sigma_0 = 1,2 \text{ МПа}$, $v_{кр} = 32,3 \text{ м}/\text{с}$. Якщо швидкість клинового паса $v < 10 \text{ м}/\text{с}$, то $F_v \leq 0,1 F_0 \text{ min}$. Шкідлива дія відцентрових сил на тягову здатність пасової передачі зменшується використанням відповідних натяжних пристроїв.

Напруження від згину паса на шківках. При обгинанні шківів у перерізах паса виникають напруження згину (рис. 21.14).

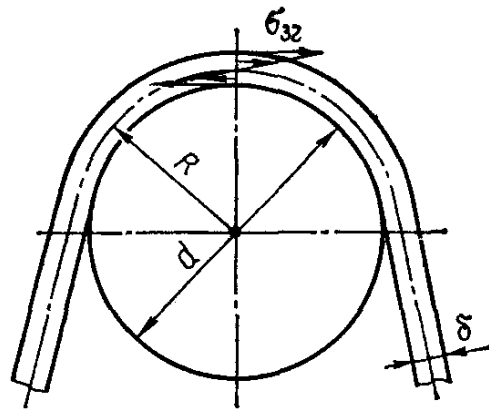


Рис. 21.14. Згин паса на шківі

У плоскому пасі нейтральний шар у перерізі збігається з середнім шаром і найбільші напруження згину можна визначити за відомою з курсу опору матеріалів формулою

$$\sigma_{zg} = E (y_{\max}/R).$$

Враховуючи, що радіус кривини нейтрального шару паса $R \approx d/2$, а відстань максимально віддалених точок перерізу паса від нейтрального шару $y_{\max} = \delta/2$, дістанемо формулу для визначення напружень згину в пасі:

$$\sigma_{zg} = E \cdot \delta/2, \quad (17)$$

де E – модуль пружності матеріалу паса.

Основним фактором, який визначає напруження згину, є відношення товщини паса δ до діаметра шківів d . Чим менше це відношення, тим менше напруження згину у пасі.

Сумарні напруження в перерізах паса. Вище було встановлено, що в усіх перерізах паса навантаженої передачі діє однакове напруження σ_v ; у перерізах ведучої вітки мають місце напруження σ_1 а у перерізах веденої вітки – напруження σ_2 , різниця між якими дорівнює напруженню σ_t від корисного навантаження; у перерізах відрізків паса, розміщених на шківках, діють відповідні напруження σ_{zg1} та σ_{zg2} . За цими складовими напружень можна побудувати діаграму розподілу напружень по довжині паса (рис. 21.15). Із діаграми розподілу напружень видно, що максимальне напруження має місце у ведучій (нижній) вітці в тому перерізі паса, який набігає на менший ведучий шків:

$$\sigma_{\max} = \sigma_I + \sigma_v + \sigma_{згI} = \sigma_0 + 0,5 \cdot \sigma_t + \sigma_v + \sigma_{згI} \quad (18)$$

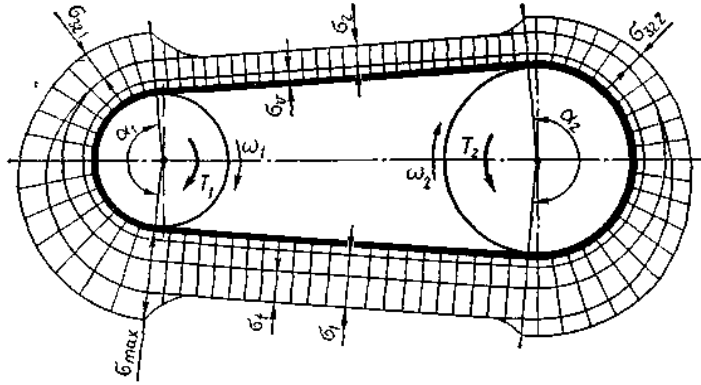
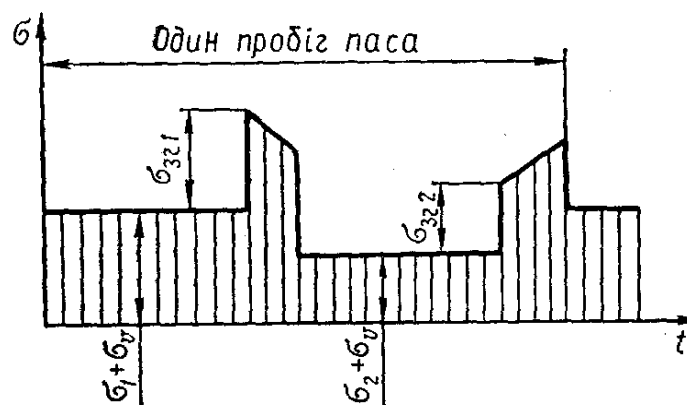


Рис. 21.15. Розподіл напружень у перерізах приводного паса

Мінімальне напруження виникає у перерізах веденої (верхньої) вітки паса:

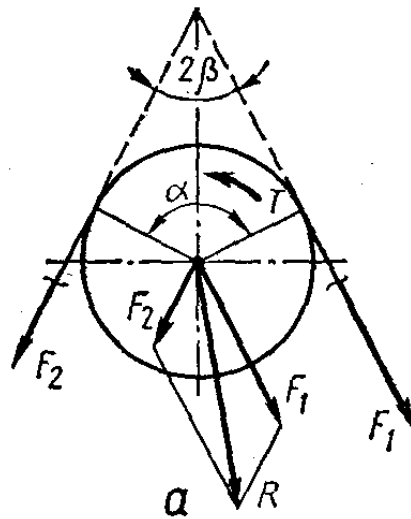
$$\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_v = \sigma_0 - 0,5 \cdot \sigma_t + \sigma_v \quad (19)$$

Оскільки пас рухається відносно шківів, напруження в його окремому поперечному перерізі не залишається постійним у часі. Характер зміни в часі сумарного напруження у довільному перерізі паса наведено на рис. 21.16.



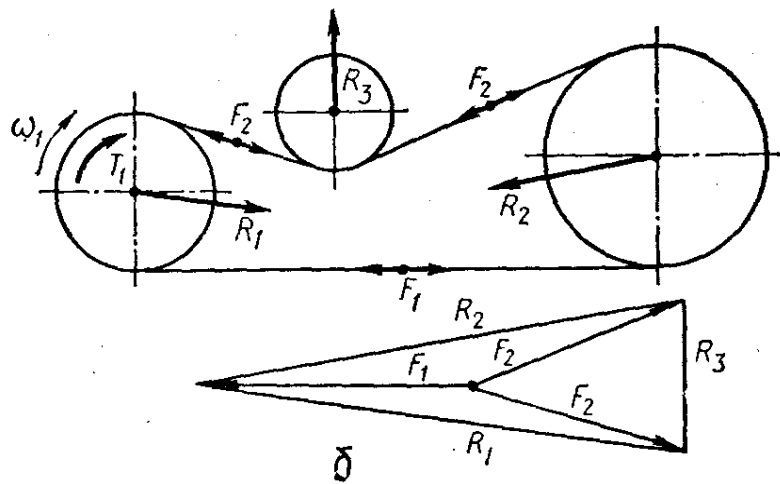
Навантаження на вали пасової передачі. Сили натягу віток паса передаються на вали передачі та їхні опори. Відповідно до рис. 21.17, а рівнодійну R сил натягу F_1 та F_2 віток можна визначити за формулою

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 2\beta} \approx 2F_0 \sin(\alpha/2) \quad (20)$$



Дію відцентрової сили тут у розрахунках можна не враховувати, оскільки при середніх швидкостях паса вона незначна і спричинює лише розвантаження валів (відцентрова сила зрівноважується у пасі).

У пасових передачах із натяжним роликком або у багатошківних передачах навантаження на вали доцільно визначати графічним способом за допомогою побудови плану сил (рис. 21 17, б).



Для цього треба накреслити у певному масштабі схему пасової передачі і попередньо визначити у вітках зусилля F_1 та F_2 . З довільної точки на плані сил зображають напрями дії сил F_1 та F_2 (паралельно напрямкам віток передачі у бік їхнього руху) і відкладають у масштабі на цих напрямках сили. Якщо з'єднати кінці відрізків, що зображають сили F_1 та F_2 , то дістанемо напрям і у вибраному масштабі значення сил, якими навантажуються вали пасової передачі.

Розрахунок пасових передач на тягову здатність і довговічність

Основними критеріями роботоздатності пасових передач є такі: тягова здатність або міцність зчеплення паса зі шківками; довговічність паса. Якщо не буде забезпечено перший критерій, пас почне буксувати, а якщо другий, – пас буде швидко руйнуватись.

Розрахунок пасової передачі на тягову здатність є основним. Паси існуючих типів, що розраховані на тягову здатність у заданих умовах експлуатації, мають мінімально потрібну довговічність.

Розрахунок пасової передачі на тягову здатність базується на експериментальних даних для існуючих типів пасів. Дослідним шляхом встановлюється взаємозв'язок відносного ковзання ε паса та ККД передачі η із коефіцієнтом тяги φ (рис. 21.19).

Коефіцієнт тяги φ – це відношення корисного навантаження паса до суми сил натягу віток передачі:

$$\varphi = F_t / (F_1 + F_2) = F_t / (2F_0) = \sigma_t / 2\sigma_0. \quad (21)$$

За цим параметром можна визначити частину попереднього натягу F_0 , яка використовується для передавання корисного навантаження F_t , тобто характеризує ступінь завантаженості передачі.

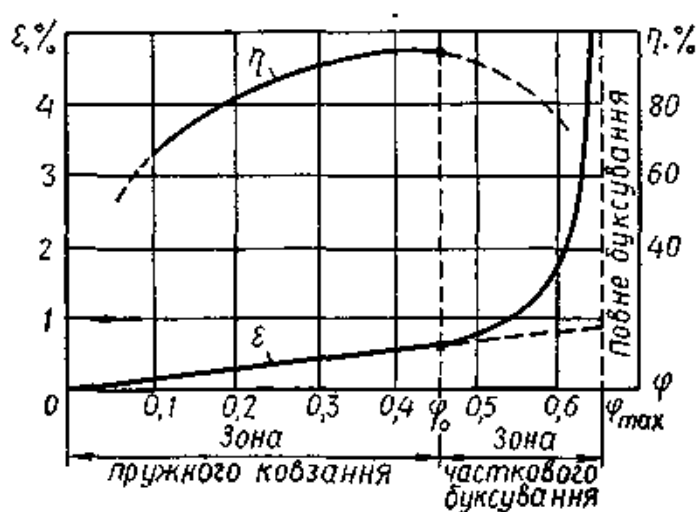


Рис. 21.19. Криві ковзання та ККД пасової передачі

Графіки, що зображені на рис. 21.19, називаються кривими ковзання та ККД пасової передачі.

Із збільшенням корисного навантаження F_t , для деякого заданого попереднього натягу паса F_0 , тобто із збільшенням коефіцієнта тяги φ від 0 до φ_0 , спостерігається тільки пружне ковзання паса у передачі. Подальше збільшення навантаження F_t спричинює часткове буксування паса, а при $\varphi > \varphi_{\text{тах}}$ – повне буксування паса на шківках. У межах $\varphi_0 - \varphi_{\text{тах}}$ спостерігаються пружне ковзання і буксування паса (пружне ковзання і буксування розділені продовженим штриховою лінією графіком).

Робоче навантаження в передачі рекомендують вибирати близьким до критичного значення коефіцієнта тяги φ_0 . Такому значенню φ відповідає також і максимальне значення ККД η передачі. Для плоскопасових передач $\eta_{\text{тах}} = 0,97...0,98$, а для клинопасових передач $\eta_{\text{тах}} = 0,94...0,96$.

Роботу пасової передачі в зоні часткового буксування допускають тільки при короткочасних перевантаженнях, наприклад при пуску передачі. В цій зоні ККД різко спадає за рахунок збільшення втрат на ковзання паса, а сам пас швидко спрацьовується. Часткове буксування характеризує здатність передачі сприймати короткочасні перевантаження. Відношення $\varphi_{\text{тах}} / \varphi_0$ для різних пасів: плоских гумотканинних – 1,15...1,30; плоских бавовняних – 1,25...1,40; плоских шкіряних – 1,35...1,50; клинових – 1,50...1,60.

Середні значення критичного коефіцієнта тяги φ_0 , які дістають експериментальним шляхом, для пасів: гумотканинних та шкіряних – 0,6; бавовняних – 0,5; клинових – 0,7.

За критичним коефіцієнтом тяги φ_0 можна визначити оптимальне корисне навантаження F_{t0} при певному попередньому натягу F_0 віток (або інші оптимальні параметри, такі як корисне напруження σ_{t0} або потужність P_0 , яку передає один пас):

$$F_{t0} = 2 F_0 \cdot \varphi_0. \quad (22)$$

Вибір попереднього натягу F_0 віток паса має суттєве значення для роботи пасової передачі. При малих значеннях F_0 для взятого типу паса будемо мати

відповідно малу корисну силу F_{to} , зате достатньо високу довговічність паса i , навпаки, при високих значеннях F_0 – недостатню довговічність паса та значні навантаження на вали передачі і їхні опори. Для різних типів пасів розроблені відповідні рекомендації для вибору F_0 або σ_0 , що забезпечують достатню тягову здатність паса та допустиму його довговічність.

Розрахунок пасових передач на довговічність.

Пас працює при змінних напруженнях, до того ж один цикл напружень відповідає повному пробігу паса (див. рис. 21.16). Посередня оцінка довговічності паса може бути зроблена за умовою обмеження числа пробігів паса i в одиницю часу, c^{-1}

$$i = v / l \leq [i] \quad (23)$$

де v – швидкість паса, м/с; l – довжина паса, м.

Допустиме число пробігів паса рекомендують брати:

$[i] = (5... 6) c^{-1}$ для плоских гумотканинних пасів;

$[i] = (12... 15) c^{-1}$ для клинових пасів.

Якщо умова (23) виконується, то вважають довговічність паса задовільною. Підвищити довговічність паса можна збільшенням міжосьової відстані передачі, тобто довжини паса.

Руйнування пасів обумовлене явищами втоми і для матеріалів пасів справедливе відоме рівняння кривої втоми:

$$\sigma_{max}^m \cdot N = \sigma_N^m \cdot N_0 \quad (24)$$

де σ_{max} – максимальне напруження у пасі при роботі передачі; N – загальне число циклів зміни напружень до руйнування паса; σ_N – обмежена границя витривалості паса при базі випробувань $N_0=10^7$; m – показник степені кривої втоми паса.

Якщо позначити строк служби паса h , год, та припустити, що за один пробіг паса число циклів напружень n (n – число шківів у передачі), то загальне число циклів зміни напружень до руйнування паса

$$N = 3600 \cdot i \cdot n \cdot h \cdot v, \quad (25)$$

де v – коефіцієнт, що враховує різний ступінь впливу напружень згину в пасі на малому та більшому шківках:

$$v = 1 \text{ при } u = 1; \quad v = 0,8 \text{ при } u = 1,5; \quad v = 0,6 \text{ при } u = 2; \quad v = 0,5 \text{ при } u = 3.$$

Підставляючи вираз (21.31) у рівняння (21.30), знайдемо строк служби паса:

$$h = 10^7 \cdot (\sigma_N / \sigma_{\max})^m / (3600 \cdot i \cdot n \cdot v). \quad (26)$$

Максимальне напруження у пасі при роботі передачі визначається за формулою (21.18). Залежність (21.32) є наближеною, але вона дозволяє зробити порівняльну оцінку довговічності пасів різних варіантів пасових передач та проаналізувати вплив окремих складових максимального напруження на довговічність пасів.

Середній строк служби пасів при усереднених режимах навантаження згідно з ГОСТ 1284.2–89 становить 2000 год.

Зубчасто–пасові передачі

У зубчасто–пасовій передачі плоский пас на внутрішньому боці має зубці трапецієвидної форми, а шківки – відповідні їм зубці на ободі (рис. 21.21). Отже, передача працює за принципом зачеплення, а не тертя. До пасових передач вона належить умовно тільки за назвою та формою тягового органу.

Зубчасто–пасові передачі мають малі габаритні розміри, в них відсутнє ковзання паса на шківках, можна забезпечити великі передаточні числа ($u \leq 12$), ККД досягає 0,92...0,98, на вали передаються значно менші навантаження.

Використання принципу передачі руху зубчастим пасом було запропоновано давно, але його практичне використання стало можливим тільки з появою нових матеріалів – високоякісних пластмас. Зубчасті паси виготовляють із еластичної маслостійкої гуми або пластмаси і армують сталевими тросиками або поліамідними нитками (рис. 21.21). Шківки можна виготовляти із сталі, чавуну, легких сплавів та пластмас.

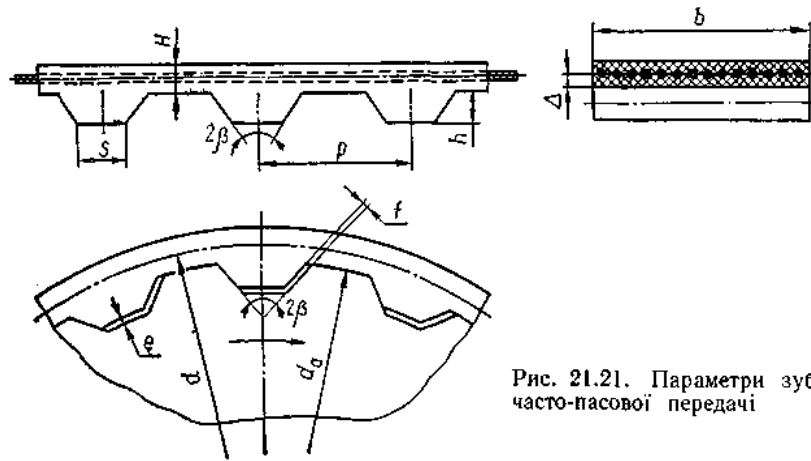


Рис. 21.21. Параметри зуб-
часто-пасової передачі

Згідно з діючими галузевими стандартами основні параметри зубчасто-пасової передачі беруть такі: модуль зубців $m = P/\pi$, де P – крок зубців паса; висота зубців $h = 0,6t$; найменша товщина зубців $s = m$; кут профілю зубців $2\beta = 50$ або 40° ; товщина паса у впадинах $H = t + 1$ мм; розрахункова довжина паса $l = \pi m z_{\text{п}}$, де $z_{\text{п}}$ – число зубців паса. Рекомендують такі значення модулів t , мм: 2; 3; 4; 5; 7 і 10. Мінімальні числа зубців меншого шківів: $z_1 = 16 \dots 20$ при $t = (2 \dots 5)$ мм; $z_1 = 20 \dots 26$ при $t = (7 \dots 10)$ мм.

Діаметри ділительних кіл шківів

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2. \quad (27)$$

Зовнішні діаметри шківів для зубчастих пасів

$$d_{a1} = d_1 - 2\Delta; \quad d_{a2} = d_2 - 2\Delta, \quad (28)$$

де при діаметрі тросика $0,3 \dots 0,4$ мм $\Delta = 0,6$ мм, а при діаметрі тросика $0,65 \dots 0,80$ мм

$\Delta = 1,3$ мм. Між пасом та шківом рекомендуються зазори: бічний $f = (0,25 \dots 0,40)t$ і радіальний $e = (0,25 \dots 0,35)t$.

ЛЕКЦІЯ 8

ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

Загальні відомості та класифікація ланцюгових передач

Ланцюгова передача (рис. 29.1) складається з ведучої 1 та веденої 2 зірочок, що розміщені на відповідних валах, і ланцюга 3 у вигляді замкнутого контура, який знаходиться у зачепленні із зірочками. За аналогією з пасовими передачами вільний відрізок *a* ланцюга, що набігає на ведучу зірочку 1, називається ведучою вішкою, а другий вільний відрізок *b* ланцюга — *веденою*. Ланцюг складається із з'єднаних шарнірами ланок, що забезпечує гнучкість ланцюга. За рахунок зачеплення ланцюга із зубцями зірочок забезпечується передавання обертового руху від ведучої зірочки до веденої

Швидкість руху ланцюга у передачах загального призначення досягає 15 м/с при передаванні потужності до 100 кВт, а у спеціальних приводах — до 35 м/с при потужності до 2000 кВт. За допомогою ланцюгової передачі можна забезпечити передаточне число $u \leq 10$, а найраціональніше мати $u \leq 4$.

Ланцюгові передачі застосовують у різних верстатах, сільськогосподарських та транспортних машинах, підйомних пристроях, у приводах конвейєрів тощо. Ланцюгова передача дозволяє надавати обертовий рух валам, що знаходяться на порівняно великій відстані, а її габаритні розміри значно менші від габаритних розмірів пасової передачі. Неможливість проковзування ланцюга на зірочках забезпечує сталість середнього передаточного числа передачі.

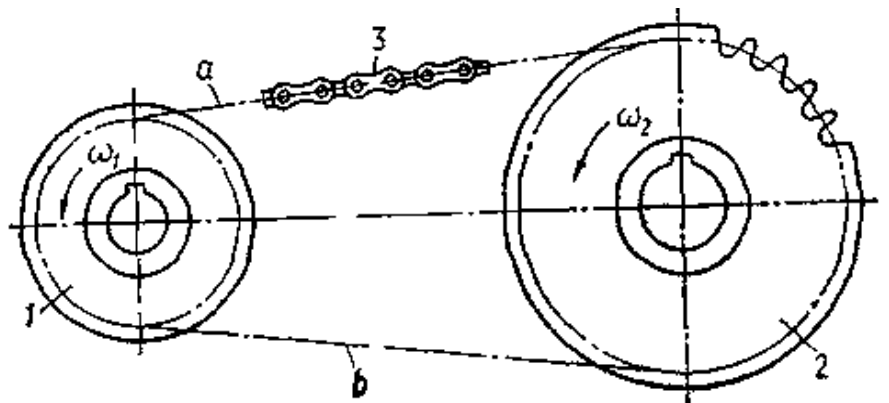


Рис. 29.1. Ланцюгова передача

Ланцюгові передачі порівняно з іншими механічними передачами мають такі основні переваги: можливість використання при значних відстанях між валами; достатньо високий ККД, який досягає 0,96... 0,97; можливість передавання обертового руху одним ланцюгом кільком валам, у тому числі і з протилежним напрямом обертання.

До недоліків ланцюгових передач належать такі: збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів і відповідне ослаблення потрібного натягу; нерівномірність руху ланцюга і пов'язані з цим динамічні явища у передачі та підвищений шум; низька кінематична точність при реверсуванні; потреба застосування додаткових пристроїв для регулювання натягу ланцюга.

Зазначені недоліки не обмежують використання ланцюгових передач у деяких механічних приводах. Спеціалізовані заводи випускають сотні тисяч метрів ланцюгів на рік, а потреба у ланцюгах не забезпечується у повній мірі.

Ланцюгові передачі поділяють за такими ознаками:

-за типом ланцюга, яким оснащена передача, розрізняють ланцюгові передачі з роликівими, втулковими та зубчастими ланцюгами;

-за можливістю зміни відстані між осями зірочок "ланцюгові передачі бувають із регульованою та постійною міжосьовою відстанню;

-за способом регулювання натягу ланцюга розрізняють ланцюгові передачі з періодичним і неперервним регулюванням натягу;

-за кількістю зірочок, що охоплені одним ланцюгом, ланцюгові передачі можуть бути двозірчкові, тризірчкові тощо;

-за конструктивним виконанням розрізняють відкриті ланцюгові передачі і закриті, що працюють у спеціальному корпусі в умовах неперервного змащування.

Деталі ланцюгових передач

Приводні ланцюги. У машинобудуванні застосовують ланцюги трьох груп:

вантажні — для підвішування, піднімання та опускання вантажів;

тягові — для переміщення вантажів у транспортуючих машинах (конвейерах);

приводні — для передавання механічної енергії від одного вала до другого у ланцюгових передачах.

Приводні ланцюги за конструкцією бувають: *роликові, втулкові та зубчасті*. У ланцюгових передачах найбільше використовують роликові (ГОСТ 13568—75) та зубчасті (ГОСТ 13552—81) ланцюги.

Роликовий ланцюг (рис. 29.2, а) складається з ланок двох типів: зовнішніх ЗВ та внутрішніх ВН.

Окремі деталі ланцюга: 1 — пластина зовнішньої ланки; 2 — ролик; 3 — валик; 4 — втулка; 5 — пластина внутрішньої ланки. Пластини внутрішньої ланки напресовані на втулки 4 і утворюють нерухоме з'єднання. Валик 3 вільно входить у втулку і утворює шарнір. Зовнішні пластини напресовані на валики, які на торцях розвальцьовані. Ролик 2 на втулці 4 може вільно обертатись при вході у зачеплення із зубцями зірочки.

У рухомих спряженнях втулки з валиком і роликом має місце тертя ковзання, у спряженні роликів із зубцями зірочок переважає тертя кочення.

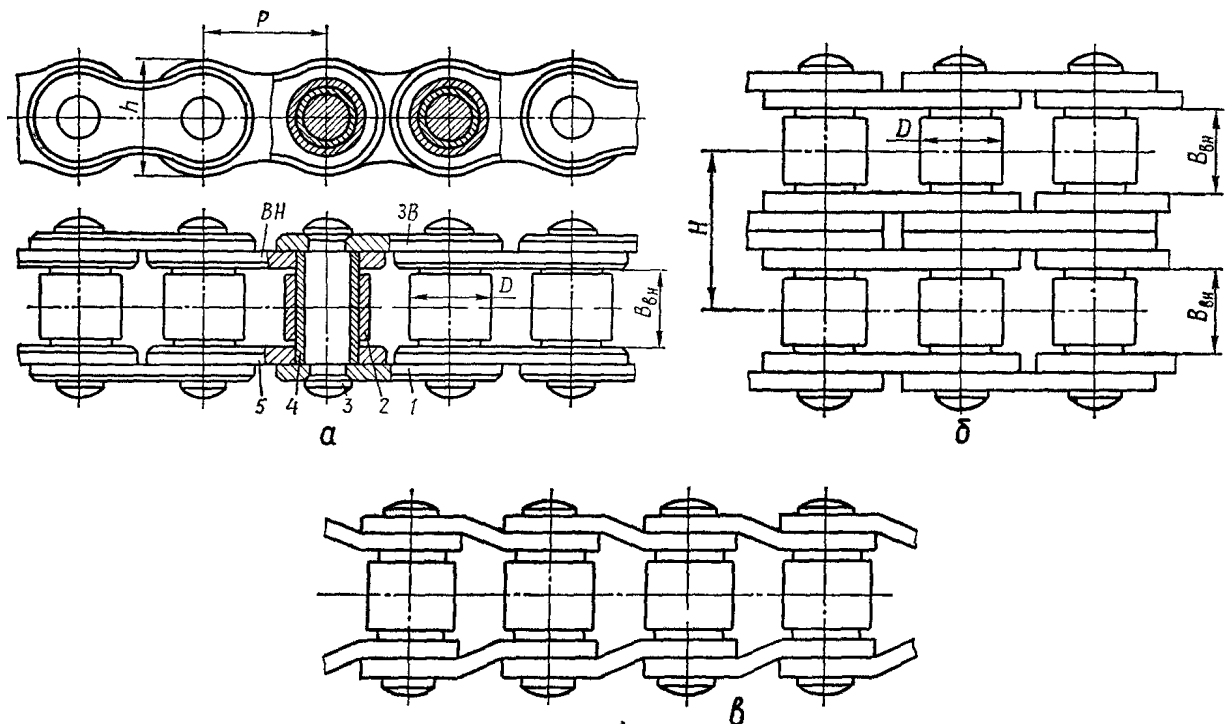


Рис. 29.2 Приводні ланцюги

Приводні роликові ланцюги бувають одно- (ПР) (рис. 29.2, а), дво- (2ПР) (рис. 29.2, б), три- (ЗПР) та чотирирядними (4ПР). Використання багаторядних ланцюгів дозволяє значно зменшити габаритні розміри передачі у площині,

перпендикулярній до осей валів. У зв'язку з наявністю ланок двох типів число ланок у ланцюговому контурі повинно бути парним.

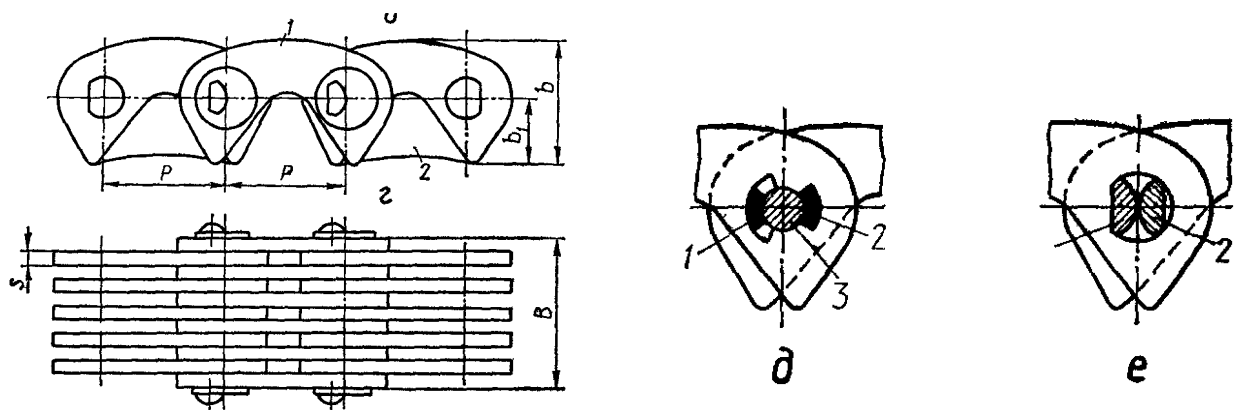
Різновидністю роликів ланцюгів є приводні роликові ланцюги із зігнутими пластинами — ПРИ (рис. 29.2, в). Такі ланцюги мають однотипні ланки і число ланок у контурі може бути парним або непарним. Роликові ланцюги із зігнутими пластинами мають більшу поздовжню податливість, і тому їх застосовують при навантаженнях ударного характеру.

Втулковий ланцюг за конструкцією не відрізняється від роликового, за винятком того, що він не має роликів. Приводні втулкові ланцюги бувають однорядними — ПВ та дворядними — 2ПВ. Такі ланцюги прості за конструкцією, мають меншу масу, більш дешеві, але вони менш стійкі проти спрацювання.

Основним розмірним параметром приводного роликового ланцюга є його крок P . Залежно від кроку P у стандартних ланцюгах вибирають розміри всіх інших деталей. Серед інших розмірних параметрів ланцюгів у табл. дана площа опорної поверхні шарніра $A_{оп}$, яка дорівнює добутку діаметра валика і ширини внутрішньої ланки. Цей параметр ланцюга враховується у розрахунках шарнірів на стійкість проти спрацювання.

Характеристикою міцності роликового ланцюга є руйнівне навантаження $F_{рн}$, яке визначається дослідним шляхом на підприємствах, що виготовляють ланцюги. Воно регламентується стандартом.

Зубчастий ланцюг (рис. 29.2, г) складається з набору пластин двох типів. Основні пластини 1 мають зовнішні бічні плоскі поверхні, якими вони спрягаються з двома зубцями зірочки. Напрямні пластини 2 забезпечують центрування ланцюга відносно зірочок. Для цих пластин посередині вінця зірочки передбачається відповідний рівець.



Продовження рисунку 29.2

Зубчасті ланцюги розрізняють за конструкцією шарнірів. В них використовують шарніри ковзання (рис. 29.2,д), в яких вкладиші 1 і 2, що закріплені в пластинах на всій ширині ланцюга, контактують із валиком 3. Шарнір допускає поворот пластин у два боки на кут $\varphi = 30^\circ$. Шарніри кочення (рис. 29.2,е) не мають валика, їх виготовляють із двома сегментними вкладишами 1 і 2. При взаємному повороті пластин вкладиші не ковзають, а перекочуються, що дозволяє підвищити ККД передачі та довговічність ланцюга.

Стандартизовані тільки зубчасті ланцюги з шарнірами кочення (ГОСТ 13552—81). Залежно від кроку ланцюга P регламентуються розміри всіх інших елементів ланцюга.

Зубчасті ланцюги у порівнянні з роликковими допускають дещо більш високі швидкості, вони більш плавні та безшумні в роботі, мають підвищену надійність через багатопластинчасту конструкцію. Однак вони мають більшу масу, складніші у виготовленні і дорожчі. Тому зубчасті ланцюги застосовують обмежено.

Елементи роликкових, втулкових та зубчастих ланцюгів виготовляють із таких матеріалів; пластини — із середньовуглецевих або легованих сталей 40, 45, 50, 30ХН3А із гартуванням до твердості 32—44 НРС, а валики, втулки, ролики і вкладиші — із цементованих сталей 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А з термообробкою до твердості 45—65 НРС.

Зірочки ланцюгових передач.

Зубці зірочок для роликів ланцюгів із відношенням кроку ланцюга до діаметра ролика $P/D < 2$ профілюють за ГОСТ 591—69. Стандарт передбачає стійкі проти спрацювання профілі зубців без зміщення (рис. 29.3, а) та із зміщенням e (рис. 29.3, б) для нереверсивних ланцюгових передач. Профіль із зміщенням відрізняється тим, що впадина окреслена радіусом r із двох центрів, зміщених на $e = 0.03P$.

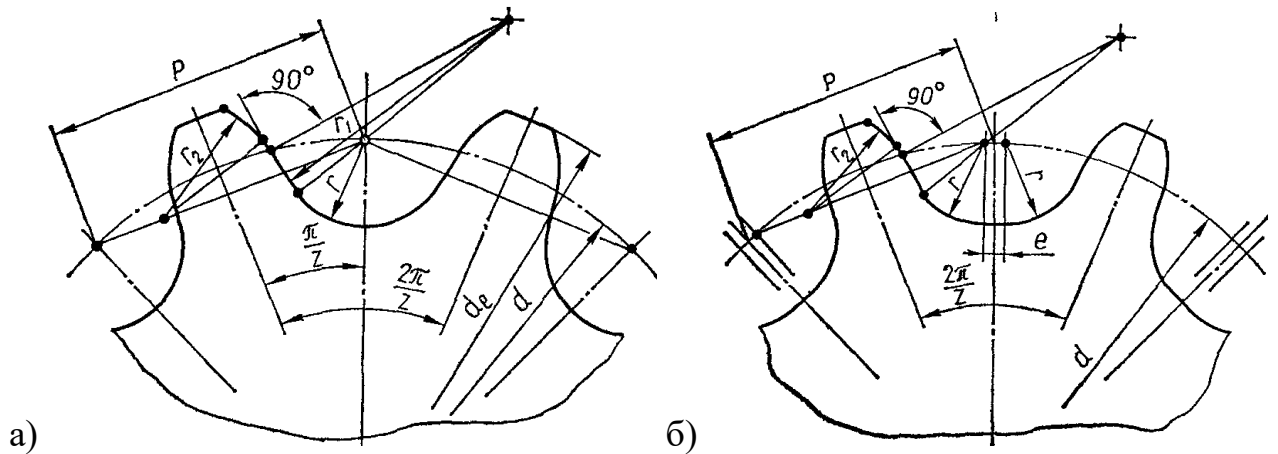


Рис. 29.3 Зірочки ланцюгових передач

Шарніри ланок ланцюга, що знаходяться у зачепленні з зірочкою, розміщуються на ділільному колі зірочки діаметром

$$d = P / \sin(\pi/z), \quad (1)$$

де z — число зубців зірочки.

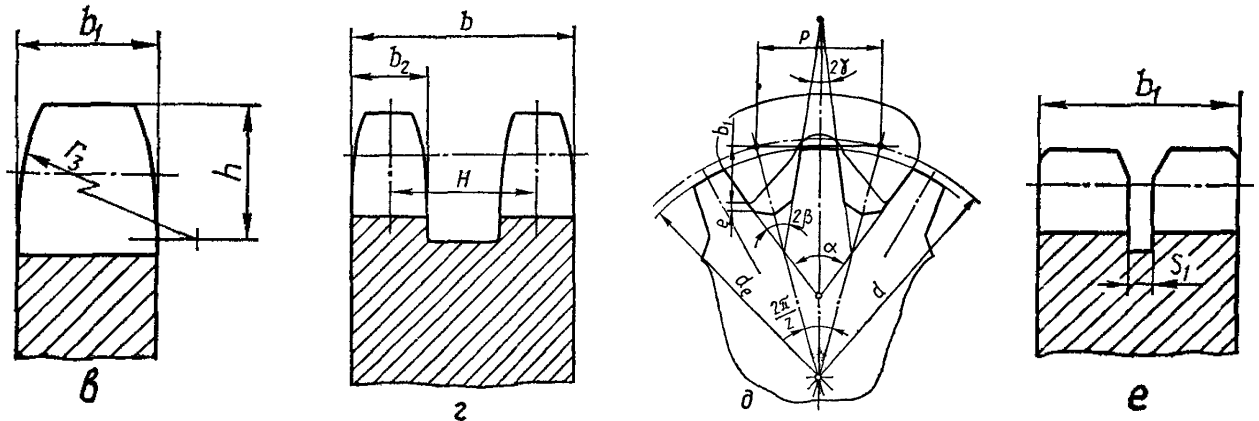
Діаметр кола вершин зубців зірочки визначають за формулою

$$d_B = P[0,5 + \text{ctg}(\pi/z)]. \quad (2)$$

Профілі зубців складаються (рис. 29.3, а, б): із впадини, окресленої радіусом $r = 0.5025D + 0,05$ мм; дуги радіуса $r_1 = 0,8D + r$; прямолінійного перехідного відрізка та головки, окресленої радіусом r_2 . Радіус r_2 вибирають таким, щоб ролик ланцюга не котився по всьому профілю зубця, а плавно входив у зачеплення із зубцем до свого робочого положення на дні впадини або

дещо вище. Такі профілі зубців зірочки забезпечують роботу ланцюга з деякою витяжкою.

Ширина зубчастого вінця зірочки для однорядного ланцюга (рис. 29.3, в) $B_1 = 0,93B_{ВН} - 0,15$ мм; те саме для дво-, три- і чотирирядного ланцюга (рис. 29.3, г) $B_2 = 0,9B_{ВН} - 0,15$ мм, де $B_{ВН}$ — відстань між пластинами внутрішніх ланок ланцюга.



Радіус r_3 зубця у поздовжньому перерізі (для плавного набігання ланцюга на зірочку) та координату h центра кривини беруть) $r_3 = 1.7D$; $h = 0.8D$.

Профілювання зубців зірочок передач із зубчастими ланцюгами простіше, оскільки робочі профілі прямолінійні (рис. 29.3, д). Діаметр ділильного кола d визначається за тією самою залежністю (29.1), що і в зірочці для роликів ланцюгів. Діаметр кола вершин зубців

$$d_e = P \operatorname{ctg}(\pi/z). \quad (3)$$

Висота зубця $h = b_1 + e$, де b_1 — відстань від осі шарніра до вершини пластини і

$e = 0,1P$ — радіальний зазор. Кут вклинювання ланцюга $\alpha = 60^\circ$. Подвійний кут впадин зубця $2\beta = \alpha - \varphi$, кут загострення зубця $\gamma = 30^\circ - \varphi$, де $\varphi = 2\lambda/z$

Ширину зубчастого вінця зірочки для зубчастого ланцюга із внутрішнім його центруванням на зірочці беруть (рис. 29.3, е) $B_1 = B + s_1$ де B — розрахункова ширина ланцюга, а $s_1 = 2s$ — ширина рівця для напрямних пластин, яка дорівнює двом товщинам s пластин.

Основними матеріалами для виготовлення зірочок є середньовуглецеві або леговані сталі 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА із поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості 45—55 НRC, або цементовані сталі 15, 20Х, 12ХНЗА на глибину 1,0—1,5мм і гартовані до 55—60 НRC. Зірочки тихохідних передач ($v < 3$ м/с) при відсутності ударних навантажень можна виготовляти з високоміцного або антифрикційного чавунів.

Пристрої для регулювання натягу ланцюга.

Натяг ланцюга у ланцюговій передачі повинен відповідати корисному навантаженню. Надмірний натяг погіршує набігання ланцюга на зірочки, збільшує спрацювання ланцюга та зубців зірочок, підвищує навантаження на опори валів передачі. Малий натяг спричинює значне провисання веденої вітки, що створює умови для пробуксовування ланцюга на зірочках або його сходу із зірочок.

Потрібний натяг віток оцінюють стрілкою провисання f веденої вітки передачі. Для передач із кутом нахилу до горизонту до 40° стрілка провисання $f \leq 0,02a$, а для передач із кутом нахилу більше від 40° $f \leq 0,015a$, де a — міжосьова відстань передачі.

Регулювання натягу ланцюга здійснюється пристроями, аналогічними тим, що використовуються у пасових передачах, тобто переміщенням вала однієї із зірочок, натяжними або відтяжними зірочками. У деяких випадках застосовують підпружинені натяжні колодки або ролики. Недоліками таких пристроїв є додатковий згин ланцюга, який прискорює його спрацювання, та невідповідність натягу ланцюга його корисному навантаженню при змінних режимах роботи.

Найраціональнішими є пристрої з автоматичним регулюванням натягу. На рис. 29.4 зображена спеціальна зірочка, що забезпечує відповідність натягу ланцюга його корисному навантаженню.

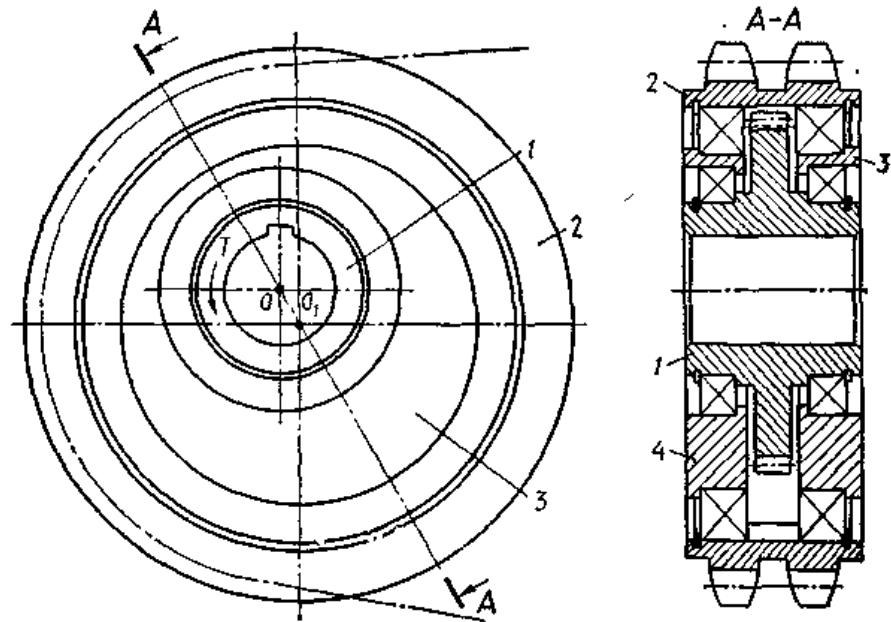


Рис. 29.4. Конструкція спеціальної зірочки для ланцюгової передачі

Така зірочка складається з маточини 1 із зубчастим вінцем, обода 2 із зовнішнім вінцем для зачеплення з ланцюгом і внутрішнім зубчастим вінцем для зачеплення з вінцем маточини та дисків 3 і 4, які забезпечують ексцентричне положення обода щодо маточини та надійне зачеплення зубчастих вінців обода і маточини. Взаємний відносний обертовий рух маточини відносно обода можливий за рахунок підшипників кочення, розміщених на маточині і у внутрішньому отворі дисків, а також на дисках і всередині обода. Підшипники кочення і диски гарантують певний ексцентриситет обода щодо маточини і правильне зачеплення вінців маточини та обода.

Якщо використати таку зірочку в ланцюговій передачі, то у стані спокою або під час холостого ходу центр O_1 обода зірочки буде знаходитись близько лінії, що з'єднує центри ведучого та веденого валів. При навантаженні передачі у напрямі, показаному стрілкою, зусилля у ведучій вітці ланцюга зростає, а у веденій нижній спадає. В результаті центр O_1 обода зміщується вниз від лінії центрів валів і відповідно зростає натяг ланцюга, до того ж цей натяг буде тим більший, чим більше корисне навантаження, яке передає ланцюгова передача. Відповідність натягу ланцюга корисному навантаженню досягається вибором ексцентриситета обода щодо маточини.

Описану конструкцію спеціальної зірочки доцільно застосовувати у ланцюгових редукторах, де відстань між осями валів постійна, а суміщення

натяжного пристрою з однією із зірочок (ведучою або веденою) значно зменшує габаритні розміри редуктора.

Основні розрахункові параметри ланцюгових передач

Швидкість ланцюга та кутові швидкості зірочок обмежуються інтенсивністю спрацювання ланцюга, силою удару шарнірів об зубці зірочок, а також шумом передачі. У більшості випадків швидкість ланцюга не повинна бути більшою ніж 15 м/с; інколи при малих кроках ланцюга, великому числі зубців та доброму змащуванні допускається швидкість ланцюга 30—35 м/с. Середню швидкість ланцюга визначають за формулою

$$v = P \omega_1 z_1 / (2\pi) \quad (4)$$

де P — крок ланцюга; ω_1 — кутова швидкість ведучої зірочки (з числом зубців z_1). Кутову швидкість зірочок обмежують, щоб зменшити удар шарнірів ланцюга об зубці. Граничні рекомендовані кутові швидкості меншої зірочки залежно від її числа зубців z_1 та кроку ланцюга P наведені в табл.

Таблиця 29.3. Граничні кутові швидкості меншої зірочки

Число зубців зірочки z_1	$\omega_{1\max}$, рад/с, із кроком ланцюга P , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Для роликкових ланцюгів ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР та ПРИ								
15	230	190	135	115	100	75	65	60
19	240	200	145	120	105	80	70	65
23	250	210	150	125	110	80	75	65
27	255	215	155	130	110	85	75	70
Для зубчастих ланцюгів								
17—35	330	265	220	165	130	—	—	—

Передаточне число визначається з умови рівності середньої швидкості ланцюга на ведучій та веденій зірочках:

$P \omega_1 z_1 / (2\pi) = P \omega_2 z_2 / (2\pi)$, звідки передаточне число ланцюгової передачі

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 \quad (5)$$

Передаточне число обмежується габаритними розмірами передачі, кутом обхвату меншої зірочки та числами зубців зірочок. Найдоцільніше брати $u \leq 4$.

Число зубців зірочок. Мінімальне число зубців зірочок обмежується спрацюванням шарнірів, динамічними навантаженнями та шумом передачі. Число зубців меншої зірочки можна брати з таблиць залежно від кроку P та її кутової швидкості.

При спрацюванні шарнірів крок ланцюга збільшується. При цьому ланцюг на зірочці буде розміщуватись на більшому радіусі. Збільшення радіусів розміщення шарнірів ланцюга на зубцях зірочки тим більше, чим менший кутовий крок зубців $2\omega/z$. При великому z навіть невелике збільшення кроку ланцюга спричинює значне зміщення ланцюга на профілях зубців. Це зміщення обмежує максимальне число зубців зірочок, яке беруть 100—120 для роликів ланцюгів і 120—140 для зубчастих.

Переважно вибирають непарне число зубців зірочок, що у поєднанні з парним числом ланок ланцюга сприяє рівномірному спрацюванню зубців.

Крок ланцюга P є основним параметром ланцюгової передачі. Ланцюги з великим кроком мають більшу несучу здатність, але допускають значно менші кутові швидкості меншої зірочки (див. табл. 29.3), сприяють збільшенню нерівномірності руху, динамічних навантажень та шуму ланцюгової передачі. Доцільно вибрати ланцюг із мінімально допустимим для заданого навантаження кроком. При конструюванні та розрахунку ланцюгової передачі можна зменшити крок зубчастих ланцюгів, збільшивши ширину ланцюга, а також крок роликів ланцюгів, використавши багаторядні ланцюги.

Таблиця 29.3. Граничні кутові швидкості меншої зірочки

Число зубців зірочки z_1	$\omega_{1\max}$, рад/с, із кроком ланцюга P , мм								
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	
Для роликів ланцюгів 1ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР та ПРИ									
15	230	190	135	115	100	75	65	60	
19	240	200	145	120	105	80	70	65	
23	250	210	150	125	110	80	75	65	
27	255	215	155	130	110	85	75	70	
Для зубчастих ланцюгів									
17—35	330	265	220	165	130	—	—	—	

У проектному розрахунку ланцюгової передачі орієнтовне значення кроку P , мм, однорядного роликового ланцюга можна визначити за формулою

$$P = 13 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}},$$

де T_1 — обертовий момент на валу ведучої зірочки, Нм; z_1 — число зубців ведучої зірочки.

Міжосьова відстань та довжина ланцюга. Мінімальну міжосьову відстань ланцюгової передачі визначають за умови, що кут обхвату ланцюгом малої зірочки повинен бути не менш ніж 120° .

при $u \leq 3$

$$a_{\min} = 0,5 (d_{e1} + d_{e2}) + (30 \dots 50) \text{ мм};$$

при $u > 3$

$$a_{\min} = (d_{e1} + d_{e2}) (9 + u) / 20.$$

Тут d_{e1} , d_{e2} , — діаметри вершин зубців ведучої та веденої зірочок відповідно. Оптимальна міжосьова відстань ланцюгової передачі $a = (30 \dots 50)P$.

Не рекомендують брати $a > 80P$.

Число ланок W ланцюга визначають за попередньо вибраною міжосьовою відстанню a , кроком ланцюга P та числом зубців зірочок z_1 і z_2 :

$$W = \frac{2a}{P + 0,5(z_1 + z_2)} + \frac{\left(\frac{P}{a}\right) \cdot (z_2 - z_1)^2}{(2\pi)^2}. \quad (6)$$

Формула (6) виводиться за аналогією з формулою для довжини паса і є наближеною. Значення W слід округлити до найближчого парного числа.

Після визначення числа ланок W ланцюга уточнюють міжосьову відстань передачі за формулою

$$a = \left(\frac{P}{4}\right) \cdot \left[W - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{(W - 0,5(z_1 + z_2))^2 - 8(z_2 - z_1)^2 / (2\pi)^2} \right]. \quad (7)$$

Щоб забезпечити провисання ланцюга, значення a рекомендується зменшити на $(0,002 \dots 0,004) a$.

Число ланок W ланцюга та його крок P визначають довжину ланцюга

$$l = P \cdot W .$$

Зусилля у вітках пасової передачі. Різниця між силами натягу ведучої F_1 і веденої F_2 віток визначає корисне навантаження ланцюга

$$F_t = F_1 - F_2 = 2 T_1 / d_1, \quad (8)$$

де T_1 — обертовий момент на валу ведучої зірочки, що має ділильний діаметр d_1 .

Сила натягу F_2 веденої вітки ланцюга дорівнює більшому значенню від натягу F_0 , Н, спричиненого власною вагою вітки, та від натягу F_v , Н, від дії відцентрової сили:

$$F_q = K_f a q g ; \quad F_v = qv^2 \quad (9)$$

Тут K_f — коефіцієнт провисання ланцюга, який залежить від стрілки провисання f веденої вітки та кута нахилу передачі до горизонту; якщо $f = 0,02a$, то для горизонтальної передачі $K_f = 6$ ($K_f = 4$ під кутом нахилу до горизонту до 40°); $K_f = 2$ під кутом нахилу більшим від 40° ; $K_f = 1$, для вертикальної передачі); a — міжосьова відстань передачі, м; q — маса 1 м ланцюга, кг/м (див. табл. 29.1); g — прискорення вільного падіння, м/с²; v — швидкість ланцюга, м/с.

Для розповсюджених на практиці тихохідних передач та передач із середніми швидкостями ланцюга $v \leq 10$ м/с сила натягу веденої вітки незначна і складає кілька процентів від корисного навантаження F_t . Тому в розрахунках із достатньою точністю можна брати $F_2 \approx 0$, а $F_1 \approx F_t$.

Сила, що передається на вали ланцюгової передачі, може становити

$$R = 1.15F_t.$$

Критерії роботоздатності та розрахунок ланцюгових передач

Вихід із ладу ланцюгових передач може бути обумовленим такими причинами:

—спрацюванням шарнірів, яке спричинює порушення зачеплення ланцюга з зірочками через збільшення кроку ланок (допустиме збільшення середнього кроку 2,5—3,0 %);

—втомним руйнуванням пластин та роликів; руйнування роликів пов'язане з ударами шарнірів ланцюга при вході їх у зачеплення з зубцями зірочок;

—ослабленням з'єднань деталей ланцюга у місцях їх запресовування;

—руйнуванням ланцюга при дії великих короткочасних перевантажень;

—спрацюванням зубців зірочок.

На основі вказаних причин виходу з ладу ланцюгових передач формулюються і відповідні критерії роботоздатності, тобто стійкість проти спрацювання шарнірів ланцюга та зубців зірочок, стійкість проти втомного руйнування пластин та роликів ланцюга і достатня міцність деталей ланцюга та їхніх з'єднань під дією максимального-навантаження.

Розглянемо розрахунки передачі на забезпечення стійкості проти спрацювання шарнірів, деталей на втому та на міцність під час дії максимальних навантажень. За основний розрахунковий параметр візьмемо тиск p у шарнірі ланцюга.

Розрахунок шарнірів ланцюга на стійкість проти спрацювання виконують за умови, що

$$p = F_{f\text{Есп}} K_{\text{Д}} / (A_{\text{оп}} K_{\text{м}}) \leq [p]_{\text{сп}}. \quad (10)$$

Тут $F_{f\text{Есп}} = K_{\text{Есп}} F_t$ – еквівалентне корисне навантаження ланцюга при розрахунку на спрацювання шарнірів, яке визначається із врахуванням коефіцієнта $K_{\text{Есп}}$ інтенсивності режиму навантаження (табл. 29.4); $K_{\text{Д}}$ – коефіцієнт динамічного навантаження ($K_{\text{Д}}=1$ – і при спокійному навантаженні; $K_{\text{Д}}=1,3$ – при помірних змінах навантаження; $K_{\text{Д}} = 1,5$ – при різких змінах навантаження); $A_{\text{сп}}$ – площа опорної поверхні шарніра ланцюга (див. табл. 29.1); $K_{\text{м}}$ – коефіцієнт, що враховує число рядів ланцюга (для однорядного ланцюга $K_{\text{м}} = 1$; для дворядного – $K_{\text{м}} = 1,7$; для трирядного – $K_{\text{м}} = 2,5$ і

для чотирирядного – $K_m = 3$); $[p]_{сп}$ - допустимий тиск у шарнірі за умови стійкості його проти спрацювання.

При невиконанні умови (10) слід брати ланцюг більшого кроку або того самого кроку але дво- чи трирядний.

Розрахунок пластин ланок ланцюга на втому здійснюють за формулою

$$p_{вт} = F_{f_{Евт}} K_D / (A_{оп} K_m) \leq [p]_{вт}. \quad (11)$$

де $F_{f_{Евт}} = K_{Евт} F_t$ — еквівалентне корисне навантаження ланцюга при розрахунку пластин на втому, яке визначається з врахуванням коефіцієнта $F_{Евт}$ впливу інтенсивності режиму навантаження на втомну міцність (за таблицею); $[p]_{вт}$ — допустимий тиск у шарнірі за умови втомної міцності, пластин.

Розрахунок ланцюга на міцність при дії максимальних короткочасних перевантажень виконують за умови, що

$$S = F_{р.н} / F_{tmax} \geq S_{min}, \quad (12)$$

де $F_{р.н}$ — руйнівне навантаження, яке задається у стандарті на приводні ланцюги (див. табл 29.1); F_{tmax} — максимальне короткочасно діюче навантаження ланцюга, яке може виникнути при роботі передачі протягом її строку служби; $S_{min} = 5$ – запас міцності ланцюга.

Максимальне короткочасно діюче навантаження F_{tmax} визначають із врахуванням коефіцієнта K_n можливих перевантажень [див. формулу (12)] за такими залежностями:

для тихохідних передач

$$F_{tmax} = K_n F_t$$

для швидкохідних передач, $v > 10$ м/с,

$$F_{tmax} = K_n F_t + F_y$$

Тут F_y — сила удару, що виникає вздовж вітки ланцюга при вході шарніра у зачеплення із зубцем зірочки. Силу F_y , H , дістають за формулою

Таблиця 29.1. Параметри приводних роликів ланцюгів (за ГОСТ 13568—75)

Позначення ланцюга	Крок ланцюга P , мм	Відстань між рядами H , мм	Відстань між внутрішніми пластинами $B_{вн}$, мм	Діаметр ролика D , мм	Ширина внут- рішньої пласти- ни h , мм	Площа поверх- ні шарніра одно- рядного ланцю- га $A_{он}$, мм ²	Руйнівне наван- таження $F_{рн}$, кН	Маса 1 м ланцю- га q , кг/м
ПР-12,7-1820-2	12,7	—	7,75	8,51	11,8	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-3180		13,92				—	31,8	1,40
ПР-15,875-2270-2	15,875	—	9,65	10,16	14,8	71	22,7	1,00
2ПР-15,875 4540		16,59				—	45,4	1,90
ПР-19,05-3180	19,05	—	12,70	11,91	18,2	106	31,8	1,90
2ПР-19,05-7200		22,78				—	72,0	3,50
ПР-25,4-5670	25,4	—	15,88	15,88	24,2	180	56,7	2,60
2ПР-25,4-11340		29,29				—	113,4	5,00
ПР-31,75-8850	31,75	—	19,05	19,05	30,2	262	88,5	3,80
2ПР-31,75-17700		35,76				—	177,0	7,30
ПР-38,1-12700	38,1	—	25,4	22,23	36,2	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-25400		45,44				—	254,0	11,00

$$F_y = 13 \cdot 10^{-6} \omega_1 \cdot P \cdot m \quad (13)$$

де m — число рядів ланцюга.

Допустимий тиск у шарнірах ланцюга за умови стійкості проти спрацювання рекомендують визначати за співвідношенням (граничне значення $[p]_{cn} \leq 40$ МПа)

$$[p]_{cn} = C / (hK_V K_R K_c). \quad (14)$$

Тут $C = 1,33 \cdot 10^6 \Delta P/P$ — коефіцієнт роботоздатності передачі, а $\Delta P/P$ — допустиме збільшення середнього кроку ланцюга у процесі експлуатації передачі, %; при $\Delta P/P = 3\%$ (гранична норма спрацювання для ланцюгів закритих передач)

$C = 4 \cdot 10^4$; h — строк служби передачі, год $K_v = \sqrt[3]{\omega_1^2}$ — коефіцієнт, що враховує вплив кутової швидкості ведучої зірочки на спрацювання шарнірів; $K_R = K_{z1} \cdot K_a \cdot K_u$ — коефіцієнт параметрів передачі, де $K_{z1} = 25/z_1$, $K_a = \sqrt[3]{\frac{40}{a_p}}$ і $K_u = \frac{1}{\sqrt[6]{u}}$ — часткові коефіцієнти, що враховують вплив числа зубців ведучої зірочки, міжосьової відстані, вираженої у кроках ланцюга, і передаточного числа відповідно; $K_c = K_b \cdot K_p \cdot K_{zm}$ — коефіцієнт експлуатації, де K_b , K_p , K_{zm} — коефіцієнти, що враховують умови роботи передачі та її конструкцію (табл. 29.5).

Допустимий тиск у шарнірах, що гарантує для вибраного строку служби ланцюга втомну міцність пластин його ланок,

$$[p]_{cn} = 270 K_z K_u / K_b K_p \quad (15)$$

Передачі із зубчастими ланцюгами розраховують та проектують у більшості випадків за рекомендаціями заводів, що виготовляють ланцюги, або використовують наближені залежності, які наведені у відповідних довідниках.

Таблиця 29.5. Коефіцієнти K_H , K_p і K_{zm} для ланцюгової передачі

Умови експлуатації ланцюгової передачі	K_H	K_p	K_{zm}
Нахил лінії центрів зірочок щодо горизонту:			
до 70°	1	—	—
більш ніж 70°	1,25	—	—
Регулювання натягу віток ланцюга:			
переміщенням опор валів передачі	—	1	—
натяжною зірочкою	—	1,15	—
вилученням ланок ланцюга	—	1,25	—
Змащування передачі:			
достатньо надійне	—	—	0,9—1,5
недостатнє (періодичне, нерегулярне)	—	—	3

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Застосування зубчастих передач та їхня класифікація

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 із розмірами коліс до 10м. Зубчасті передачі здатні працювати в різноманітних умовах із коловими швидкостями від зовсім малих до 150 м/с і більше.

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

У більшості випадків зубчаста передача призначена для передавання обертового руху, але її можна використовувати і як передачу для перетворення обертового руху в поступальний (передача зубчасте колесо – рейка).

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

У порівнянні з іншими механічними передачами зубчасті передачі мають такі переваги: сталість передаточного числа; високу надійність та довговічність роботи; великий діапазон навантажень та компактність конструкції; незначні навантаження на вали передачі та їхні опори.

До недоліків зубчастих передач належать такі: відносно високі вимоги до точності виготовлення та монтажу; шум при роботі з високими швидкостями;

потреба у постійному змашуванні; неможливість безступеневої зміни передаточного числа.

У зв'язку з великою відмінністю умов використання зубчастих передач форма елементів зубчастих зачеплень та конструкції зубчастих коліс дуже різноманітні. Тому зубчасті передачі та колеса можна класифікувати за цілим рядом ознак.

За формою профілю зубців розрізняють евольвентні зубчасті передачі, що мають переважне поширення, та неевольвентні передачі. До останніх відносять зубчасті передачі із круговим профілем зубців (передачі із зачепленням Новікова) та передачі із циклоїдальним профілем зубців, які в більшості випадків застосовують у приладах та годинникових механізмах.

За взаємним розміщенням осей валів зубчасті передачі бувають:

– із паралельними осями валів – циліндричні передачі зовнішнього зачеплення (рис. 22.1,а,б,в), передачі типу зубчасте колесо – рейка (рис. 22.1,г) та циліндричні передачі внутрішнього зачеплення (рис. 22.1,а); – із валами, осі яких перетинаються, – конічні зубчасті передачі (рис. 22.2,а,б); – із мимобіжними у просторі осями валів – гвинтові зубчасті передачі (рис. 22.2, в).

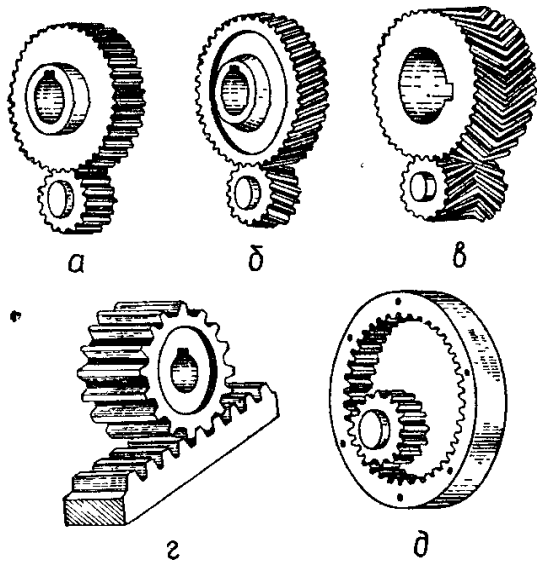


Рис. 22.1 Зубчасті передачі з паралельними осями валів

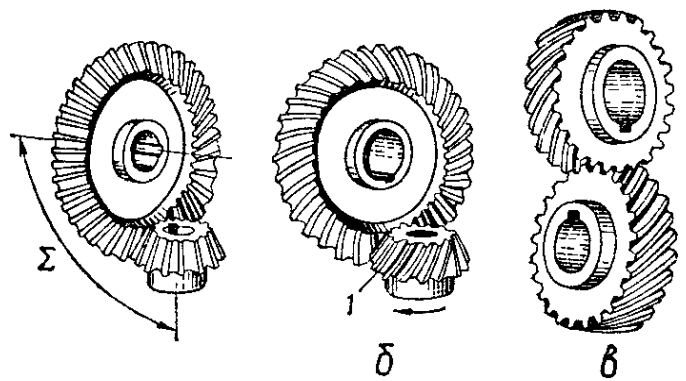


Рис. 22.2 Зубчасті передачі з мимобіжними осями валів та осями, що перетинаються

За розміщенням на ободі та формою зубців розрізняють передачі та колеса: прямозубі (рис. 22.1,а,г,д), косозубі (рис. 22.1,б), шевронні (рис. 22.1,в) та з круговими зубцями (рис. 22.2,б).

За конструктивним оформленням зубчасті передачі бувають: закриті (розміщені у спеціальному корпусі та забезпечені постійним змащуванням) і відкриті (працюють без мастила або змащуються періодично).

За коловою швидкістю зубчастих коліс передачі поділяють на тихо– ($v \leq 3$ м/с), середньо– ($v = (3...15)$ м/с) та швидкохідні ($v > 15$ м/с).

Основні параметри евольвентного зачеплення

Основною кінематичною умовою для профілів зубців зубчастих коліс є умова сталості передаточного числа. Цій умові задовольняють багато кривих, за допомогою яких можуть бути окреслені профілі зубців. Однак профілі зубців повинні бути такими, щоб сприяти нескладному виготовленню зубчастих коліс із різним числом зубців та забезпечувати високій ККД передачі, достатню міцність зубців тощо. Цим вимогам найбільше відповідає евольвентне зачеплення, і тому його широко застосовують у зубчастих передачах загального машинобудування.

Евольвентне зачеплення, ідея якого належить Л. Ейлеру, має суттєві технологічні та експлуатаційні переваги: простота побудови евольвентних профілів зубців; евольвентні зубці як прямозубих, так і косозубих коліс можуть бути точно нарізані простим інструментом рейкового типу; одним інструментом можна нарізати колеса з різним числом зубців, оскільки профіль евольвентного зубця окреслюється однотипною кривою; правильність евольвентного зачеплення не порушується при відхиленнях міжосьової відстані коліс від розрахункового значення; евольвентне зачеплення допускає виправлення (коригування) робочого профілю зубців із метою вибору оптимальних відрізків евольвенти, що забезпечує кращу роботоздатність, ККД та інші характеристики передачі.

Зубці з евольвентним профілем можуть бути нарізані на зубчастих колесах як зовнішнього, так і внутрішнього зачеплення.

На рис. 22.3 показане зачеплення зубців з евольвентним профілем двох зубчастих коліс. При перекочуванні прямої NN без ковзання по колу діаметром d_{b1} точка P , що належить прямій NN , описує евольвенту, яка є профілем зубця колеса 1, а при перекочуванні прямої NN по колу діаметром d_{b2} точка P описує евольвенту, яка є профілем зубця колеса 2. Пряма NN називається відтворюючою, а кола діаметром d_{b1} та d_{b2} називаються основними. Точка P перетину спільної відтворюючої прямої NN із лінією центрів O_1O_2 зубчастих коліс називається полюсом зачеплення. Пряма NN є спільною нормаллю у точці P до евольвент, що описують профілі зубців коліс 1 і 2, а відрізки AP і BP є відповідними радіусами кривини профілів зубців у точці P їхнього дотикання. При обертанні зубчастих коліс точка дотикання профілів зубців постійно знаходиться на лінії NN , тобто спільна нормаль до профілів зубців займає постійне положення.

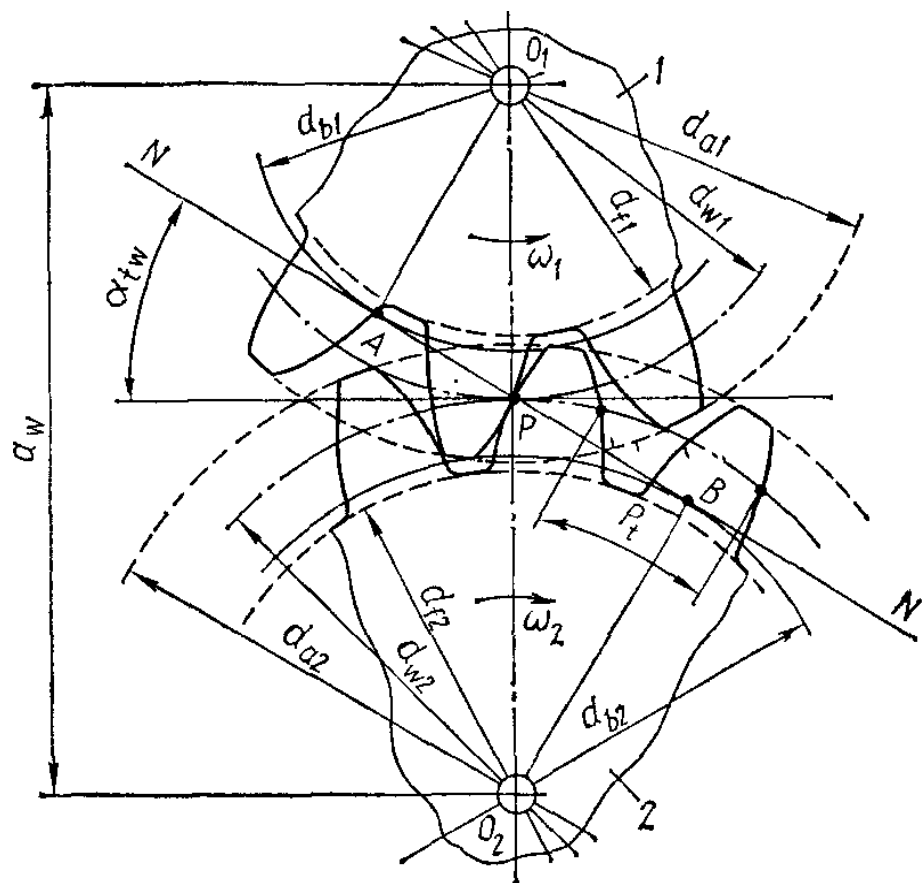


Рис. 22.3. Параметри зубчастої передачі

Основний закон зачеплення стверджує, що профілі зубців двох коліс повинні бути такими, щоб спільна нормаль до них у довільній точці дотикання

профілів проходила через полюс зачеплення Р, який ділить міжосьову відстань O_1O_2 на відрізки, обернено пропорційні кутовим швидкостям зубчастих коліс.

Отже, евольвентне зачеплення відповідає вимогам основного закону зачеплення, оскільки точка Р займає постійне положення на лінії центрів O_1O_2 . Відповідно з основним законом зачеплення

$$\omega_1/\omega_2 = (\overline{PO_2})/(\overline{PO_1}) = d_{\omega_2}/d_{\omega_1} = u. \quad (1)$$

Рівність колових швидкостей зубчастих коліс [$\omega_1 d_{\omega_1} = \omega_2 d_{\omega_2}$ за виразом (1)] свідчить про те, що при обертанні зубчастих коліс кола діаметрами d_{ω_1} та d_{ω_2} перекочуються одне по одному без ковзання. Ці кола називаються початковими колами, а відповідні їм циліндри у циліндричній і конуси у конічній зубчастих передачах називаються початковими циліндрами і початковими конусами. Діаметри d_{ω_1} та d_{ω_2} називаються початковими діаметрами зубчастих коліс.

Єдиним параметром, що визначає форму евольвенти, є діаметр основного кола d_b , оскільки кожному конкретному колу відповідає одна певна евольвента. Зі збільшенням діаметра d_b евольвента стає більш пологою, а при $d_b = \infty$ перетворюється у пряму лінію. У цьому разі зубчасте колесо перетворюється у зубчасту рейку, яка має прямолінійний профіль зубців.

Із наведеного вище випливає, що відтворююча пряма (спільна нормаль NN) є лінією зачеплення, тобто геометричним місцем точок контакту спряжених зубців при обертанні зубчастих коліс.

Кут α_{ω} між лінією зачеплення та прямою, перпендикулярною до міжосьової лінії, називається кутом зачеплення.

Співвісна циліндрична поверхня зубчастого колеса, яка є базою для визначення розмірів елементів зубців, називається ділильною поверхнею (ділить зубець на дві частини – головку та ніжку).

Концентричне коло, що лежить у торцевому перерізі колеса і належить ділильній поверхні, називається ділильним колом. Діаметри ділильних кіл позначають d_1 і d_2 і називають ділильними діаметрами зубчастих коліс. На рис. 22.3 ділильні та початкові кола збігаються.

За висотою зубці обмежені поверхнею вершин зубців та поверхнею впадин. Концентричне коло, що належить поверхні вершин, називається колом вершин зубців, а концентричне коло, що належить поверхні впадин, називається колом впадин. Діаметри кіл вершин зубців позначаються d_{a1} і d_{a2} (відповідно для шестірні та колеса на рис. 22.3) і називаються діаметрами вершин зубців. Відповідно діаметри кіл впадин позначаються d_{f1} і d_{f2} і називаються діаметрами впадин.

Відстань між одноіменними профілями двох сусідніх зубців по дузі концентричного кола зубчастого колеса називається коловим кроком зубців і позначається P_t (рис. 22.3 і 22.4, а). Розрізняють ділильний, початковий та інші колові кроки зубців, що відповідають ділильному, початковому та іншим концентричним колам зубчастого колеса. Для косих та криволінійних зубців (рис. 22.4, б, в), крім колового кроку P_t , розрізняють нормальний крок з у б ц і в P_n , який є найкоротшою відстанню по ділильному або однотипному співвісному колу зубчастого колеса між одноіменними профілями двох сусідніх зубців, а також осьовий крок зубців P_x .

Центральний кут концентричного кола зубчастого колеса, який дорівнює $2\pi/z$, де z – число зубців зубчастого колеса, називається кутовим кроком зубців і позначається τ .

Лінія перетину бічної поверхні зубця з ділильною, початковою або іншими співвісними поверхнями зубчастого колеса називається лінією зубця.

Гострий кут між лінією зубця та лінією перетину співвісної поверхні, якій належить ця лінія зубця, з площиною, що проходить через вісь зубчастого колеса, називається кутом нахилу лінії зубця, або кутом нахилу зубця. Кут нахилу зубця позначається β (рис. 22.4, б, в).

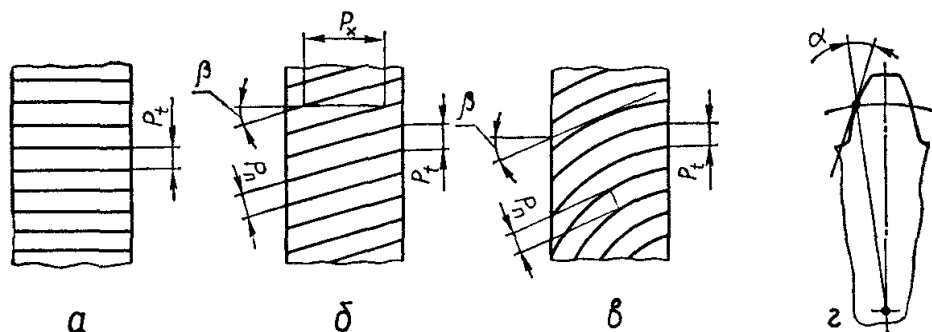


Рис. 22.4. Форма та розміщення зубців зубчастих коліс

Із рис. 22.4,б маємо зв'язок між P_n та P_t і P_x

$$P_n = P_t \cdot \cos \beta; \quad P_x = P_n / \sin \beta. \quad (2)$$

Кут повороту зубчастого колеса від моменту входу зубця в зачеплення до моменту виходу його із зачеплення називається кутом перекриття і позначається φ_γ .

Відношення кута перекриття зубчастого колеса передачі до його кутового кроку називається коефіцієнтом перекриття і позначається ε_γ :

$$\varepsilon_\gamma = \varphi_\gamma / \tau, \quad (3)$$

Коефіцієнт перекриття визначає середнє число пар зубців, що одночасно знаходяться у зачепленні. Якщо $\varepsilon_\gamma = 1,6$, то це означає, що 0,4 періоду зачеплення одного зубця у зачепленні знаходиться одна пара зубців, а 0,6 періоду зачеплення того самого зубця у зачепленні знаходяться дві пари зубців.

Із збільшенням коефіцієнта перекриття підвищуються плавність роботи та несуча здатність передачі, зменшуються динамічні навантаження та шум передачі. Тому у швидкохідних та високонавантажених передачах замість прямозубих використовують косозубі, шевронні колеса або колеса з криволінійними зубцями, які забезпечують більші коефіцієнти перекриття.

Коефіцієнт перекриття завжди повинен бути більшим за одиницю, у противному разі при роботі зубчастої передачі можуть виникнути моменти, коли у зачепленні не буде знаходитися жодна пара зубців і передача буде працювати з ударами.

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

$$m_t = P_t / \pi; \quad m_n = P_n / \pi. \quad (4)$$

На основі формул (2) та (4) маємо співвідношення :

$$\begin{array}{ll} \text{для косих та криволінійних зубців} & \text{для прямих зубців} \\ m_n = m_t \cos \beta, & m_n = m_t = m \end{array} \quad (5).$$

Модулі зубців стандартизовані (у прямозубих колесах колові $m_t = m$, а в косозубих нормальні m_n). У ГОСТ 9563–60 наведено значення модулів, починаючи від 0,05 до 100 мм. 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. Надалі стандартний модуль зубців прямозубих коліс, будемо позначати m (без індекса), а при визначенні розмірів косозубих коліс будемо використовувати стандартний нормальний модуль m_n .

Довжина ділильного кола зубчастого колеса

$$\pi d = zP_t = zP_n / \cos \beta.$$

Із записаного співвідношення визначається ділильний діаметр косозубого колеса

$$d = m_n \cdot z / \cos \beta. \quad (6)$$

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

$$d = m \cdot z. \quad (7)$$

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, називається кутом профілю зубця (рис. 22.4, г). Розрізняють ділильний α , початковий α_w та інші кути профілю зубця, які відповідають точкам на ділильній, початковій та інших співвісних циліндричних поверхнях. У разі

збігання початкових та ділительних кіліс початковий кут профілю зубця α_w дорівнює куту зачеплення α_{tw} .

Не можна змішувати поняття початкового та ділительного кілі зубчастих кіліс. Ділительне коло – постійна геометрична фігура даного зубчастого колеса, діаметр якого залежить тільки від модуля та числа зубців. Початкове коло – поняття кінематичне і у окремо взятого колеса такого кола не має. Про початкові кола говорять, коли розглядають колеса, що знаходяться у зачепленні. Як зазначалось вище, ці кола стикаються у полюсі зачеплення і при обертанні зубчастих кіліс перекочуються одне по другому без ковзання.

Якщо міжосьова відстань зубчастої передачі

$$a_w = (d_1 + d_2)/2 = m_n \cdot (z_1 + z_2)/(2 \cos \beta), \quad (8)$$

то ділительні і початкові кола зубчастих кіліс збігаються. При зміні міжосьової відстані a_w передачі діаметри ділительних кілі не змінюються, а діаметри початкових кілі змінюються пропорційно зміні a_w . Тоді

$$d_{w1} = 2a_w / (u + 1); \quad d_{w2} = 2a_w \cdot u / (u + 1), \quad (9)$$

де u – передаточне число зубчастої передачі за співвідношенням (1). Його також визначають і як відношення чисел зубців зубчастих кіліс:

$$u = z_2/z_1. \quad (10)$$

Початковий контур зубчастих кіліс

При безмежно великому діаметрі основного кола зубчасте колесо перетворюється у зубчасту рейку, а евольвентний профілі зубця – у прямолінійний, надзвичайно зручний для виготовлення та контролю розмірів. Можливість зачеплення евольвентного зубчастого колеса із зубчастою рейкою має важливе практичне значення, що дозволяє виготовляти зуборізний інструмент у вигляді рейки із зубцями прямолінійного профілію.

Профілювання зубців евольвентного профілю та інструменту для їх нарізування здійснюється відповідно до початкового контуру, тобто до контуру зубців номінальної початкової рейки у перерізі площиною, перпендикулярною до її ділильної площини та напрямку зубців.

Початковий контур стандартизований для циліндричних та конічних зубчастих коліс. Профіль зубців одного і другого контурів є прямолінійним на однаковій довжині по обидва боки від середньої лінії $a - a$, на якій товщина зубця та ширина впадини рівні між собою (рис. 22.5, а). Середня лінія рейки називається ділильною прямою.

Початковий контур характеризується кутом головного профілю α , коефіцієнтом висоти головки h_a^* , коефіцієнтом радіального зазора у парі початкових контурів c^* , коефіцієнтом висоти ніжки $h_f^* = h_a^* + c^*$, коефіцієнтом радіуса кривини перехідної кривої ρ_f^* .

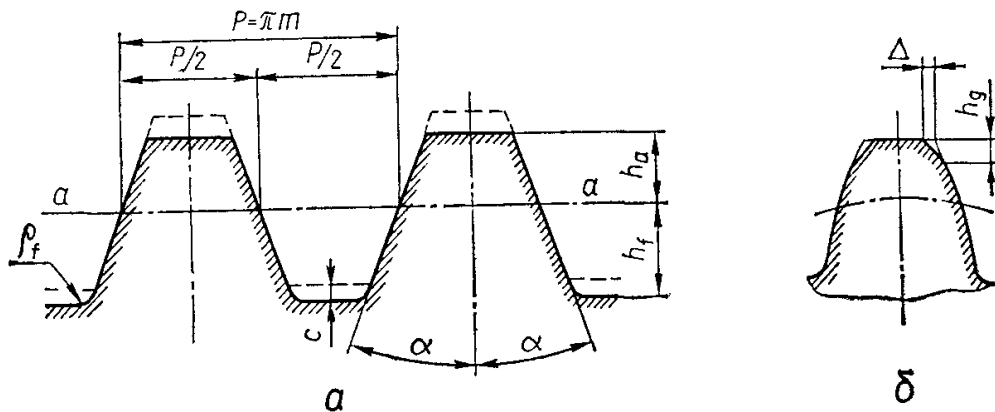


Рис. 22.5. Початковий контур для евольвентних зубчастих коліс

Згідно з названими параметрами початкового контуру розміри зубців нормального евольвентного зачеплення визначають за формулами (рис. 22.5, а і 22.6): кут профілю зубців $\alpha = 20^\circ$;

$$\text{висота головки зубців} \quad h_a = h_a^* m \quad (11)$$

$$\text{висота ніжки зубців} \quad h_f = h_f^* m = (h_a^* + c^*) m \quad (12)$$

$$\text{висота зубців} \quad h = h_f + h_a = (2h_a^* + c^*) m \quad (13)$$

$$\text{радіальний зазор} \quad c = c^*/m \quad (14)$$

$$\text{радіус кривини перехідної кривої} \quad \rho_f = \rho_f^* m \quad (15)$$

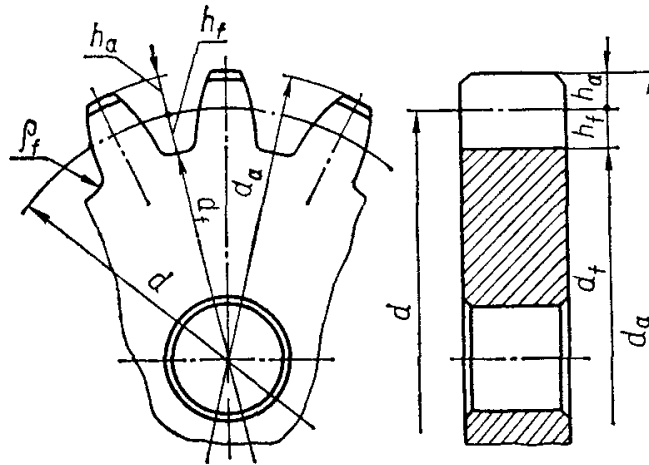


Рис. 22.6. Розміри зубців евольвентного зубчастого колеса

Діаметр вершин зубців та діаметр впадин зубчастого колеса можна визначити за виразами:

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2h_a^*m; \quad (16)$$

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2h_f^*m = mz - 2(h_a^* + c^*)m. \quad (17)$$

З метою покращення роботи зубчастого зачеплення у важконавантажених та високошвидкісних циліндричних зубчастих передачах із зовнішнім зачепленням рекомендують застосовувати початковий контур із модифікацією профілю головки зубців (рис. 22.5, б), при цьому для $m \geq 1$ мм лінія модифікації пряма.

Параметри модифікації зубців визначають за такими залежностями:

$$h_g = h_g^* \cdot m; \quad \Delta = \Delta^* \cdot m. \quad (18)$$

Коефіцієнти висоти модифікації $h_g^* \leq 0.45$ та глибини модифікації $\Delta^* \leq 0,02$.

Коригування зубців циліндричних зубчастих передач

Із зменшенням числа зубців зубчастого колеса збільшується кривина евольвентного профілю і відповідно зменшується товщина зубців в їх основі та на вершині. Якщо число зубців z менше від деякого граничного значення z_{\min} , то при нарізуванні зубців інструментальною рейкою відбувається підріз

ніжок зубців (рис. 22.7, а). Це спричинює значне зменшення їхньої міцності. Мінімальне число прямих зубців, які можна нарізувати інструментальною зубчастою рейкою без підрізання, становить 17.

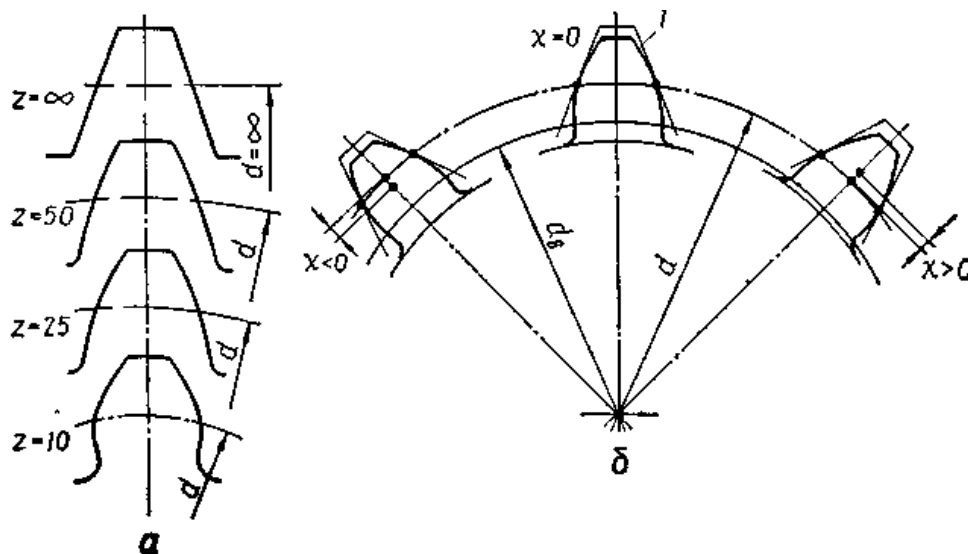


Рис. 22.7. Форма некоригованих та коригованих зубців

Щоб усунути явище підрізання зубців нормального евольвентного зачеплення, треба використати спеціальні способи виправлення їхнього профілю, які називаються коригуванням зубчастих зачеплень.

Коригуванням зубчастого зачеплення при $z < z_{\min}$ досягається не тільки підвищення міцності зубців на згин, а й контактної міцності. Крім цього, можна зменшити спрацювання зубців та усунути явища їхнього заклинювання. Коригування зачеплення дозволяє також вписати зубчасту передачу у наперед задану міжосьову відстань.

Кориговане зачеплення відрізняється від нормального тим, що профілі зубців виконують іншими, більш доцільними для даної передачі відрізками евольвенти того самого основного кола. Кориговані зубчасті колеса виготовляють на тому самому обладнанні та тим же стандартним інструментом, що й некориговані. Різниця полягає в тому, що для коригованих коліс інструмент встановлюють з деяким зміщенням у радіальному напрямі. Заготовки зубчастих коліс виготовляють із зміненим діаметром, а початковий контур дістають із зміщенням, яке визначають за формулою

$$\chi = x \cdot m, \quad (19)$$

де x – коефіцієнт зміщення; m – модуль зубців.

Коефіцієнт зміщення буде додатнім ($x > 0$), якщо інструмент зміщають від центра заготовки, і від'ємним ($x < 0$), якщо інструмент зміщають до центра заготовки.

На рис. 22.7,б показана форма зубців, що нарізані одним і тим же інструментом 1 на одній і тій же заготовці, але з різними коефіцієнтами зміщення. Чим більше зміщення x , тим віддаленішими від основного кола діаметром d_b відрізками евольвенти окреслюється профіль зубців. При цьому зменшується кривина евольвентного профілю і зубець в основі потовщується, а на вершині загострюється.

У нормальній зубчастій передачі коефіцієнти зміщення $x_1 = x_2 = 0$. Тому таку передачу називають нульовою.

Розрізняють висотну та кутову корекцію зубчастого зачеплення.

Зубчасті передачі з висотною корекцією виготовляють із коефіцієнтами зміщення шестірні x_1 і колеса x_2 , які відповідають таким умовам:

$$x_1 = -x_2; \quad x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0, \quad (20)$$

де x_Σ – сумарний коефіцієнт зміщення.

При висотній корекції висота зубців залишається незмінною, але змінюється співвідношення висот головок та ніжок зубців і відповідно змінюються діаметри кіл вершин зубців та впадин.

У зубчастих колесах із висотною корекцією висоту головок h_a зубців та ніжок h_f визначають за формулами:

$$h_a = (h_a^* + x) \cdot m; \quad h_f = (h_a^* + c^* - x) \cdot m. \quad (21)$$

Початкові кола при висотній корекції збігаються із ділильними і кут зачеплення не змінюється. Товщина зубців шестірні збільшується, а зубців колеса зменшується, але сума товщин на ділильному колі пари зубців у

зачепленні тут залишається постійною і дорівнює кроку зубців. Тут висотна корекція зубців не вимагає зміни міжосьової відстані передачі.

Висотна корекція дозволяє збільшити міцність зубців шестірні з одночасним зменшенням міцності зубців колеса. При великому числі зубців шестірні та колеса висотне коригування малоефективне, оскільки форма зубців змінюється мало. Тому висотну корекцію застосовують тільки при малому числі зубців шестірні і великому числі зубців колеса.

Зубчасті передачі з кутовою корекцією виготовляють із неоднаковими коефіцієнтами зміщення x_1 та x_2 . Ці коефіцієнти повинні задовольняти умову

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 > 0. \quad (22)$$

Рекомендації щодо вибору коефіцієнтів зміщення циліндричних зубчастих коліс наведені у ГОСТ 16532–70. Ці коефіцієнти можуть бути вибрані з умов підвищення контактної міцності активних поверхонь зубців або міцності на згин, забезпечення високої стійкості проти спрацьовування та опору проти заїдання зубців.

При кутовій корекції сума товщин зубців шестірні та колеса на ділільних колах більша від кроку зубців, і тому ділільні кола не можуть дотикатись. Тут зубчасті колеса повинні бути зміщеними одне відносно одного. В результаті цього ділільні кола не збігаються з початковими колами, висота зубців зменшується, а кут профілю зубців буде збільшеним.

Розміри елементів зубців із кутовою корекцією знаходять за формулами:

$$\text{висота головки зубців} \quad h_a = (h_a^* + x - \Delta y)m; \quad (23)$$

$$\text{висота ніжки зубців} \quad h_f = (h_a^* + c^* - x) \cdot m. \quad (24)$$

Тут Δy – коефіцієнт вирівнювального зміщення, який визначають за співвідношеннями

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y; \quad y = (a_w - a)/m, \quad (25)$$

де a , a_w – відповідно ділільна та початкова міжосьові відстані передачі.

Кутова корекція зубчастого зачеплення у порівнянні з висотною має ряд переваг, головними з яких є підвищення міцності зубців двох зубчастих коліс передачі і можливість вписування зубчастої передачі у наперед задану міжосьову відстань. Кутову корекцію можна використовувати при довільній комбінації чисел зубців шестірні і колеса. Тому з коригованих зубчастих передач переважене застосування мають передачі з кутовою корекцією.

Граничні значення коефіцієнтів зміщення обмежуються такими факторами: недопустимим підрізанням зубців при їхньому нарізуванні; загостренню зубців, тобто зменшенням їхньої товщини на колі виступів нижче, ніж допустимі межі; проявом інтерференції (взаємного проникнення) зубців при зачепленні їх; зменшенням коефіцієнта перекриття до граничного значення.

Порядок розрахунку параметрів циліндричних зубчастих передач зовнішнього зачеплення

Послідовність розрахунку параметрів циліндричних зубчастих передач наведена у табл. 22.1, в якій формули дані для коригованих косозубих передач із зубчастими колесами, нарізуваними інструментом рейкового типу. Щоб дістати формули, придатні для розрахунку параметрів некоригованих передач із прямими зубцями, слід взяти коефіцієнти зміщень $x_1 = x_2 = 0$, кут нахилу зубців $\beta = 0$, а нормальний модуль зубців m_n замінити на m .

Деякі з наведених розрахункових формул не розглядались вище, однак вони відомі з курсу теорії машин та механізмів.

Вихідні дані для розрахунку такі: число зубців шестірні z_1 та колеса z_2 ; модуль зубців m_n ; кут нахилу лінії зубців β ; параметри нормального початкового контуру: кут головного профілю α , коефіцієнт висоти головки зубця h^*_a , коефіцієнт радіального зазора c^* , коефіцієнт радіуса кривини перехідної кривої ρ^* ; коефіцієнт зміщення за ГОСТ 16532–70 для шестірні x_1 та колеса x_2 .

Ковзання і тертя у зачепленні зубців

У точці контакту зубців, що знаходяться у зачепленні, мають місце відносні перекочування та ковзання профілів зубців. Швидкість v_s ковзання

профілів є одним із основних факторів, які визначають втрати енергії у зачепленні, стійкість зубців проти спрацьовування та заїдання.

Розглянемо швидкість точки K контакту спряжених профілів зубців у довільний момент зачеплення їх (рис. 22.8, а). Абсолютні значення швидкостей точки K , що належить до зубців шестірні V_{K1} та колеса V_{K2} , можна визначити за формулами:

$$V_{K1} = \omega_1 \cdot (O_1 \cdot K); \quad V_{K2} = \omega_2 \cdot (O_2 \cdot K).$$

Ці швидкості направлені перпендикулярно до радіусів $O_1 \cdot K$ та $O_2 \cdot K$.

Нормальні та дотичні складові цих швидкостей відповідно мають вигляд;

$$V_{n1} = V_{K1} \cdot \cos \delta_1 = V_{K1} \cdot (O_1 \cdot a_1) / (O_1 \cdot K) = \omega_1 \cdot (O_1 \cdot a_1);$$

$$V_{n2} = V_{K2} \cdot \cos \delta_2 = V_{K2} \cdot (O_2 \cdot a_2) / (O_2 \cdot K) = \omega_2 \cdot (O_2 \cdot a_2);$$

$$V_{t1} = V_{K1} \sin \delta_1 = V_{K1} \rho_{K1} / (O_1 K) = \omega_1 \rho_{K1};$$

$$V_{t2} = V_{K2} \sin \delta_2 = V_{K2} \rho_{K2} / (O_2 K) = \omega_2 \rho_{K2};$$

За умовою нерозривності зачеплення

$$V_{n1} = V_{n2} = V_n = \omega_1 \cdot (O_1 \cdot a_1) = \omega_2 \cdot (O_2 \cdot a_2);$$

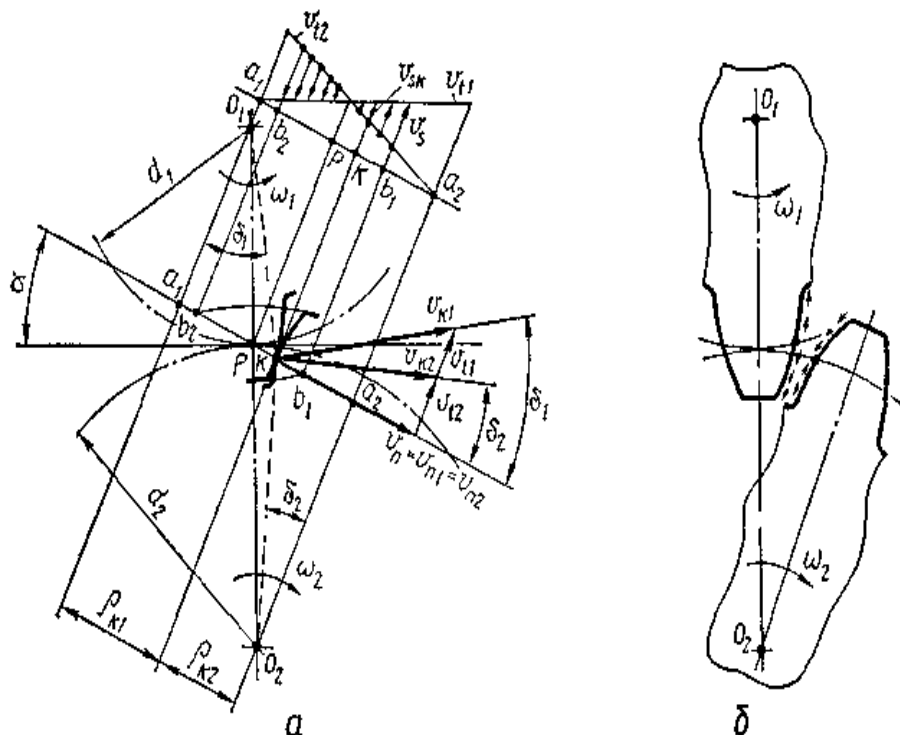


Рис. 22.8. До питання ковзання зубців у їхньому зачепленні

При контакті зубців у точці K відносна швидкість ковзання їхніх профілів

$$V_{SK} = [V_{t1} - V_{t2}] = [\omega_1 \rho_{K1} - \omega_2 \rho_{K2}] = (\omega_1 + \omega_2) (PK), \quad (26)$$

де (PK) – змінна відстань від полюса зачеплення P до точки K дотикання профілів зубців.

Отже, швидкість ковзання зубців у зачепленні пропорційна відстані точки контакту до полюса. У полюсі P вона дорівнює нулю, а при переході через полюс міняє свій знак (епюра v_s на рис. 22.8, *a*).

Максимальні значення швидкості ковзання має при контакті верхньої точки профілю головок зубців із нижньою точкою профілю ніжок зубців.

Ковзання профілів зубців супроводжується тертям. Тертя є причиною втрат потужності у зачепленні зубців та спрацьовування їхніх робочих поверхонь.

Ділянки профілів зубців шестірні та колеса, які контактують між собою при зачепленні, називаються активними профілями, а відповідні їм поверхні зубців називаються активними поверхнями зубців. На ведучих зубцях сили тертя направлені від початкового кола, а на ведених зубцях – навпаки (рис. 22.8, *б*). При певних діаметрах зубчастих коліс відстань точок початку B_2 і кінця B_1 зачеплення від полюса P (див. рис. 22.8, *a*), а відповідно і швидкість ковзання збільшується з ростом висоти зубців, тобто їхнього модуля. У коліс із малим модулем та великим числом зубців ковзання менше, ніж у коліс із великим модулем та малим числом зубців.

Конструкції зубчастих коліс та їхнє виготовлення

Конструкція зубчастих коліс залежить від їхніх розмірів, матеріалу, способу і технології виготовлення заготовки, експлуатаційних вимог. Якщо діаметр кола впадин мало відрізняється від діаметра вала, шестірню виготовляють із валом як одну деталь (рис. 22.9, *a, б*). Зубчасті колеса, що допускають посадку та закріплення на валу, як правило, виготовляють насадними. Це дає змогу підбирати різні найвигідніші матеріали і

термообробку для вала і колеса, спрощує технологію виготовлення та дає можливість після спрацювання зубців колеса зробити його заміну, зберігаючи при цьому вал. Однак вали, виготовлені разом із зубчастими колесами, мають більшу жорсткість, що позитивно впливає на роботу зубчастої передачі.

Зубчасті колеса невеликого діаметра ($d \leq 200$ мм) можуть виготовлятися із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок у вигляді суцільного диска без маточини або з маточиною (рис. 22.9, в).

Колеса середніх діаметрів ($d \leq 600$ мм) виготовляють із заготовок куванням, штампуванням або литтям. У більшості випадків такі колеса мають дискову конструкцію (рис. 22.9, з, д). Наближені розміри елементів цих коліс такі: діаметр маточини $d_M = (1,8...2,0)d_0$; довжина маточини $l_M = (1,0...1,2) B$; товщина диска $\delta_D = (0,25... 0,35) B$; товщина обода $\delta_0 = (3...4) t$.

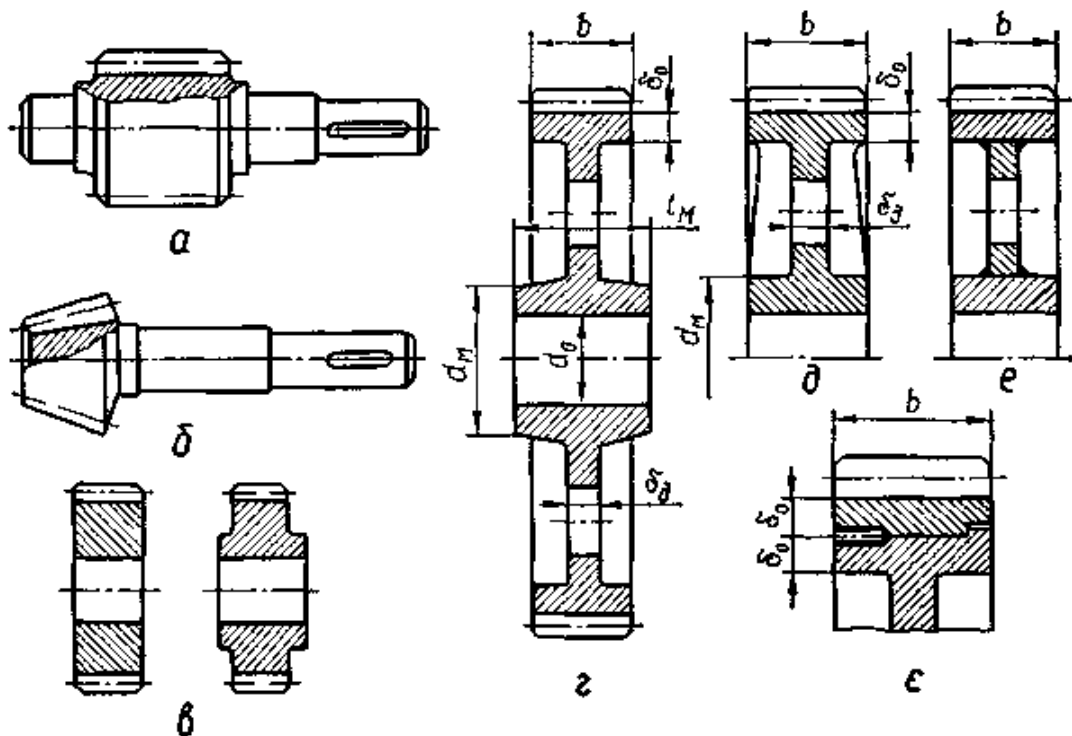


Рис. 22.9. Конструкції зубчастих коліс

Для великогабаритних передач заготовки для зубчастих коліс виготовляють литтям (рис. 22.9, д) або зварюванням (рис. 22.9, е). При використанні для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса (рис. 22.9, е). У цьому разі зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтами.

Сучасні методи утворення поверхонь зубців зубчастих коліс достатньо різноманітні і нараховують у загальній кількості близько 50 найменувань. Сюди належать зубонарізування за допомогою зуборізних інструментів усіх типів, лиття, порошкова металургія та пластичне деформування, яке забезпечує підвищення міцності зубців і високу продуктивність при виготовленні. Вибір будь-якого методу формоутворення зубців залежить від комплексу економічних, експлуатаційних, технологічних вимог, що ставляться до конструкцій зубчастих коліс.

Широке застосування мають два методи нарізування зубців: копіювання та обкочування.

При нарізуванні зубців методом копіювання їх профіль дістають як копію контуру робочої частини зуборізного інструменту (рис. 22.10) – дискової або пальцевої фрези, що послідовно прорізає впадини між зубцями. Основні недоліки цього методу – це відносно низька продуктивність, мала точність та потреба великої кількості зуборізного інструменту, оскільки форма профілю зубців залежить не тільки від модуля, а й від числа зубців зубчастого колеса.

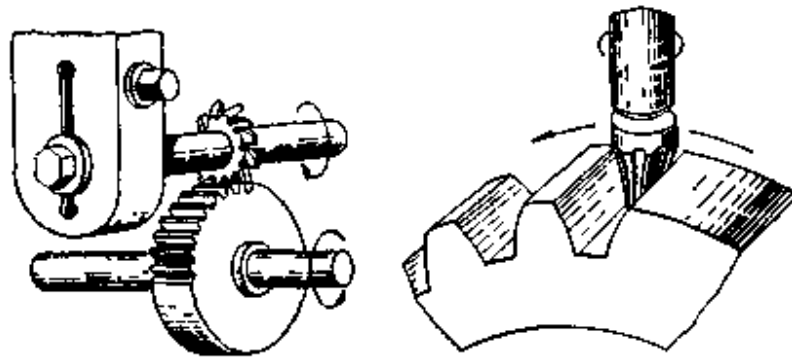


Рис. 22.10, Нарізування зубців методом копіювання

Основний, більш продуктивний та точний метод нарізування зубців – це метод обкочування, при якому одночасно нарізується кілька зубців і профіль зубців утворюється у вигляді огинаючої лінії послідовних положень різальних крамок інструменту (рис. 22.11). Як інструмент тут може використовуватись

спеціальне зубчасте колесо (довбач), що здійснює зворотно–поступальний рух.

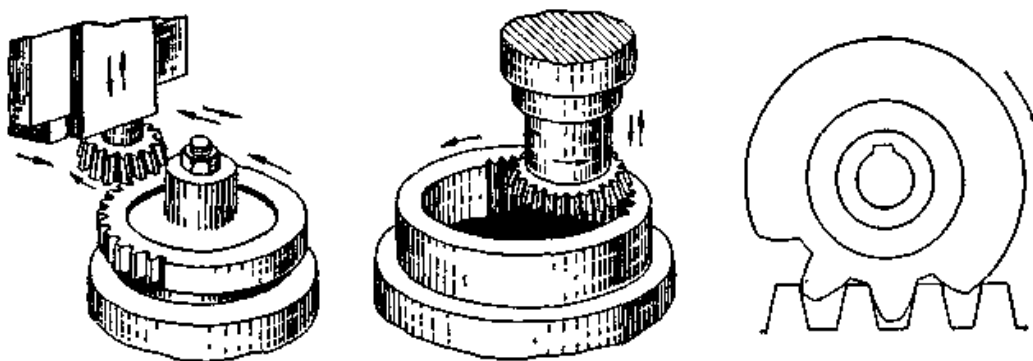


Рис. 22.11. Нарізування зубців методом обкочування

Одним довбачем можна нарізувати зубчасті колеса з різним числом зубців даного модуля, причому колеса як зовнішнього, так і внутрішнього зачеплень. При безмежному збільшенні діаметра та числа зубців довбача будемо мати інструментальну рейку (рис. 22.11) – найбільш простий та точний інструмент для нарізування зубців за методом обкочування.

Принцип стругання з почерговими робочими та холостими ходами інструменту, який має місце при нарізуванні зубців довбачем та рейкою, не забезпечує високої продуктивності. Якщо замінити інструментальну рейку черв'ячною фрезою (рис. 22.12), що має у нормальному перерізі профіль рейки, то процес стругання замінюється неперервним більш продуктивним процесом фрезерування. Цей спосіб нарізування зубців має переважне застосування. Він використовується для коліс як із прямими, так і з косими зубцями. Метод обкочування застосовується і для нарізування зубців конічних зубчастих коліс (рис. 22.12), яке здійснюється на спеціальних верстатах.

Основними методами остаточної або фінішної обробки зубців є шліфування, що виконується на спеціальних зубошліфувальних верстатах, у більшості випадків після термообробки нарізаних зубців, та шевінгування, при якому інструмент (шевер), який працює за методом обкочування, знімає дуже тонкий шар металу з профільних поверхней зубців. Інколи для згладжування мікронерівностей на робочих поверхнях незагартованих зубців

застосовують обкочування зубчастих коліс протягом кількох хвилин під навантаженням при зачепленні їх із еталонним колесом високої твердості.

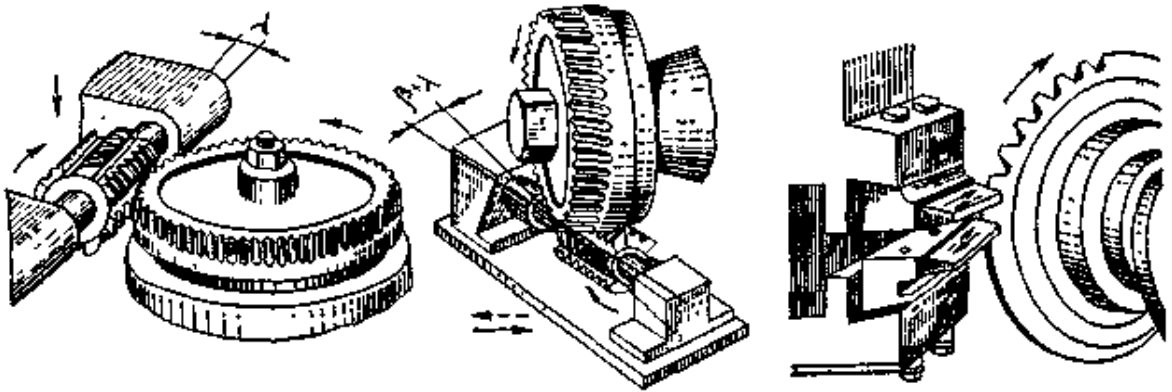


Рис. 22.12. Нарізування зубців фрезеруванням

Точність зубчастих передач

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, а також суттєво впливає на показники міцності передачі, довговічність її роботи, втрати на тертя тощо.

Термінологія та позначення похибок і допусків для зубчастих передач регламентовані відповідними стандартами.

Основними показниками точності функціонування евольвентних зубчастих передач є такі: кінематична точність; плавність роботи; контакт зубців; бічний зазор.

Норми кінематичної точності регламентують повну похибку передаточного відношення – найбільшу похибку кута повороту: для зубчастого колеса – у межах його одного оберту; для передачі – за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс пари. Величина та характер кінематичних похибок є вирішальними для зубчастих передач точних кінематичних ланцюгів, ділительних механізмів, а також планетарних передач із кількома сателітами.

Норми плавності роботи регламентують циклічні похибки передаточного відношення – складові повної похибки кута повороту зубчастого колеса, що багатократно повторюються за один оберт колеса. Такі похибки є

найважливішими для особливо точних відлікових і ділительних пристроїв та для високошвидкісних зубчастих передач.

Норми контакту зубців визначають точність (повноту) прилягання робочих поверхонь зубців спряжених у передачі коліс, що є найсуттєвішим для важконавантажених зубчастих передач.

Норми бічного зазора регламентують гарантований (найменший) бічний зазор між неробочими (при одному напрямі обертання) поверхнями зубців передачі і можливі межі коливання бічного зазора. Гарантований бічний зазор запобігає заклинюванню передачі при її нагріванні та появі ударів по неробочих профілях при динамічних навантаженнях, забезпечує потрібні умови змащування зубців.

Бічний зазор встановлюють видом спряження зубчастих коліс та видом допуску на бічний зазор. Для зубчастих передач із модулем $m \geq 1$ мм встановлено шість видів спряження – А, В, С, D, Е, Н та вісім видів допуску на боковий зазор – х, у, z, а, b, с, d, h. У спряженні виду Н мінімальний зазор дорівнює нулю, а у спряженні виду А мінімальний зазор найбільший. У більшості випадків для силових передач рекомендують використовувати спряження виду В, а для реверсивних передач спряження виду С і D.

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 у машинобудуванні мають зубчасті передачі із ступенем точності 5, 6, 7, 8, 9. Рекомендовані ступені точності зубчастих передач залежно від колдової швидкості для силових передач наведені у таблицях.

Практично рідко зустрічаються передачі, для забезпечення якості яких усі три види норм треба витримувати з однаковим ступенем точності. У більшості випадків один або два показники точності є визначальними, а інші менш важливі. Залежно від конкретних експлуатаційних вимог до зубчастої передачі стандартами рекомендується комбінування норм кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців із різних ступенів точності для однієї і тієї ж передачі. Границі комбінування ступенів точності обмежуються стандартами

у зв'язку з наявністю експлуатаційного та технологічного взаємозв'язку похибок зубчастих передач.

Стандартами на допуски зубчастих передач встановлена система умовних позначень точності та вимог до бокового зазору зубчастих передач і зубчастих коліс.

При однаковому ступені точності за нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців для відповідного виду спряження умовне позначення складається з цифри та літери, розділених тире. Цифра означає ступінь точності, а літера – вид спряження зубців, наприклад:

6 – В ГОСТ 1643–81 – для циліндричної евольвентної передачі;

7 – С ГОСТ 1758–81 – для конічної зубчастої передачі.

При комбінуванні норм із різних ступенів точності в умовному позначенні послідовно зазначають через тире три цифри, що відповідно означають ступені точності за нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців, а літера – вид спряження зубців:

7 – 8' – 7 – В ГОСТ 1643–81; 8 – 7 – 6 – D ГОСТ 1758–81.

Показники, норми точності та норми бічного зазора для неевольвентних зубчастих передач нормуються галузевими стандартами або стандартами підприємств.

Матеріали і термообробка зубчастих коліс

Зубчасті колеса виготовляють із різноманітних матеріалів. Основним із них є сталь, яка допускає зміцнюючу термічну або хіміко–термічну 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 після термообробки сталеві зубчасті колеса умовно можна поділити на дві основні групи:

а) зубчасті колеса з твердістю $H \leq 350$ НВ після нормалізації та поліпшення;

б) зубчасті колеса з твердістю $H > 350$ НВ після об'ємного гартування, гартування СВЧ, цементації, азотування.

Із твердістю $H \leq 350$ НВ зубчасті колеса нарізають після термообробки заготовки. При цьому досягається достатня точність виготовлення зубчастих коліс без використання дорогих фінішних операцій. Колеса цієї групи добре припрацьовуються, а зубці не піддаються крихкому руйнуванню при динамічних навантаженнях. Для ліпшого припрацьовування зубців твердість шестірні рекомендують назначати більшою від твердості колеса ($H_1 \geq H_2 + 25 \dots 30$ НВ).

У косозубих та шевронних зубчастих передачах інколи назначають твердість зубців шестірні значно вищою, ніж твердість зубців колеса (приблизно на 100 одиниць НВ). Цим досягається деяке підвищення несучої здатності зубчастих передач із косими зубцями

Технологічні переваги сталей із твердістю $H \leq 350$ НВ забезпечили їм широке застосування в умовах індивідуального та малосерійного виробництв, у мало– та середньонавантажених передачах, якщо не ставляться жорсткі обмеження відносно габаритних розмірів зубчастих передач. Такі сталі можуть бути використані для виготовлення великогабаритних зубчастих коліс, термообробка яких утруднена.

Сталі з твердістю $H > 350$ НВ застосовують для високонавантажених зубчастих коліс відносно невеликих розмірів. Спеціальні види термообробки дозволяють дістати твердість $H = 50 \dots 60$ HRC. Однак висока твердість створює деякі труднощі у виготовленні зубчастих коліс. Нарізування зубців при високій твердості заготовки неможлива або дуже утруднена. Тому термообробку здійснюють після нарізування зубців. Деякі види термообробки (об'ємне гартування, цементація) супроводжуються значним коробленням зубців. Тому для виправлення форми зубців потрібні додаткові дорогі фінішні операції (шліфування, притирання та ін.). Ці труднощі простіше перебороти в умовах великосерійного та масового виробництва зубчастих коліс, де значно легше окупаються спеціальні обладнання, інструменти, верстати.

Крім того, зубчасті колеса з високою твердістю погано припрацьовуються (немає потреби в різниці твердості), що вимагає підвищеної точності виготовлення та монтажу передачі, значно більшої жорсткості валів та їхніх опор.

Високу твердість зубців зубчастих коліс можна дістати різними видами термічної та хімікотермічної обробки.

Об'ємне гартування – найпростіший спосіб добування високої твердості. Для об'ємного гартування використовують вуглецеві та леговані сталі з середнім вмістом вуглецю 0,35–0,60 %. При цьому можна дістати твердість $H = 45...55$ HRC. **Недоліки об'ємного гартування**: викривлення зубців і потреба подальших фінішних операцій; зменшення міцності зубців при ударних навантаженнях; обмеження розмірів заготовок, які можуть сприймати об'ємне гартування.

Цементация є тривалим та дорогим процесом. Однак вона забезпечує дуже високу твердість $H = 58...63$ HRC. При гартуванні після цементації форма зубців також викривляється. Для цементації використовують маловуглецеві леговані сталі 20X, 12XН3А та ін. Леговані сталі забезпечують підвищену міцність серцевини і цим запобігається продавлювання крихкого поверхневого шару зубців при перевантаженнях. Глибина цементації 0,8–1,2 мм. Цементацию застосовують для зубчастих коліс, маса і габаритні розміри яких мають вирішальне значення (транспортні засоби, авіація).

Поверхнєве гартування здійснюють нагріванням СВЧ або газовим полум'ям; воно забезпечує твердість $H = 48...54$ HRC. Застосовується для зубчастих коліс із порівняно великими зубцями ($m > 5$ мм). При малих модулях виникає небезпека прогартування зубців наскрізь. При відносно тонкому поверхневому гартуванні зубці викривляються мало. Для поверхневого гартування використовують сталі 45, 40XН та ін.

Азотування також забезпечує високу твердість поверхневого шару зубців ($H = 60...65$ HRC). Мала товщина твердого шару близько 0,1–0,6 мм робить зубці чутливими до перевантажень та непридатними для роботи в умовах абразивного спрацювання. Ступінь викривлення зубців після азотування

невеликий. Тому цей вид хіміко–термічної обробки доцільно використовувати у тих випадках, коли важко шліфувати зубці (наприклад, у колесах із внутрішніми зубцями). Азотуванню піддаються колеса із середньовуглецевих сталей, до складу яких входить алюміній (38ХМЮА, 42Х2Н2МФЮА та ін.). Заготовки зубчастих коліс, призначених для азотування, треба попередньо гартувати та зробити відпуск (поліпшення) для підвищення міцності серцевини.

Сталеве литво використовують для виготовлення великогабаритних зубчастих коліс ($d > 500$ мм). При цьому застосовують сталі 40Л, 45Л, 50Л, які треба нормалізувати.

Механічні характеристики деяких марок сталей, що використовуються для виготовлення зубчастих коліс, наведені у таблицях.

Для виготовлення шестірні та колеса можна брати однакові або різні марки сталей. У табл. 22.4 наведено рекомендації щодо вибору різних варіантів матеріалів для шестірні і колеса та доцільних видів термообробки і твердості.

Крім сталей для виготовлення великогабаритних тихохідних зубчастих коліс використовують чавуни. Чавунні зубці достатньо стійкі проти заїдання та спрацювання, але мають низьку міцність на згин. Вони також не можуть працювати в умовах ударного навантаження. Для виготовлення зубчастих коліс у більшості випадків застосовують сірі чавуни марок СЧ 18 – СЧ 35.

Останнім часом у малонавантажених передачах широко застосовуються зубчасті колеса з неметалевих матеріалів. Такі колеса виготовляють із шаруватих пластиків, текстоліту або поліамідів (капрон, нейлон). Вони здебільшого працюють у парі із сталевими зубчастими колесами. Передачі з пластмасовими колесами менш чутливі до неточностей виготовлення та монтажу, добре припрацьовуються, створюють менший шум, але поступаються металевим колесам за несучою здатністю та довговічністю. Поліамідні колеса достатньо стійкі при роботі в агресивному корозійному середовищі.

Види руйнування зубців та критерії розрахунку на міцність зубчастих передач

Підчас роботи зубчастої передачі зубці коліс періодично взаємодіють між собою. При цьому лінія контакту зібців 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, відшаровування поверхневих шарів зубців, абразивне спрацювання, пластична деформація та заїдання зубців.

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

Поява слідів викришування не завжди є ознакою небезпечного руйнування активних поверхонь зубців. У початковий період припрацьовування зубчастих коліс через неточності виготовлення та монтажу, податливість валів та їхніх опор може бути значна нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубців. На деяких ділянках поверхонь зубців контактні напруження можуть досягати великих значень і бути причиною появи локального викришування. Подальше припрацьовування збільшує контакт зубців і контактні напруження зменшуються. Підчас подальшої довготривалої роботи передачі кількість раковин викришування не збільшується. Сліди викришування, що появились у початковий період роботи передачі, з часом можуть частково або повністю завальцюватись, зробитись непомітними і навіть зовсім зникнути. Таке явище називається обмеженим викришуванням. Воно допустиме при роботі передач і особливо характерне для зубчастих коліс із твердістю робочих поверхонь зубців $H \leq 350$ НВ.

Якщо число раковин викришування та їхні розміри збільшуються, то викришування називається прогресуючим. Спотворення профілів зубців внаслідок викришування їх призводить до порушень правильності зачеплення і до появи додаткових навантажень на зубці.

У розвитку викришування суттєву роль відіграє мастило. При наявності мастила створюються сприятливі умови для розвитку мікротріщин та викришування, перш за все на ніжках зубців, поверхні яких є відстаючими у відносному русі зубців. На рис. 22.13, *а* показані сліди втомного прогресуючого викришування на поверхні ніжок зубців поблизу полюсної лінії.

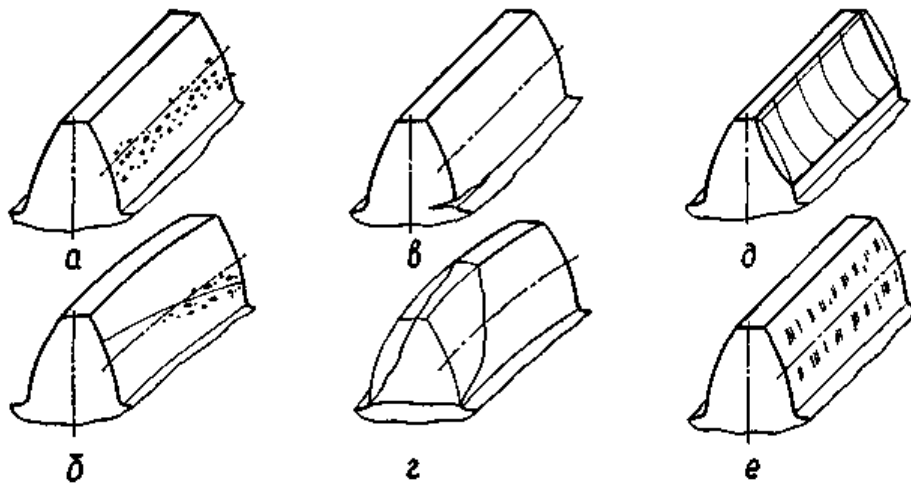


Рис. 22.13. Види руйнування зубців зубчастих коліс

Відмітимо особливості втомного руйнування активних поверхонь зубців у передачах із косозубими колесами. При нахиленому розміщенні контактної лінії (рис. 22.13, *б*) викришування, що почалось на ніжках зубців, може не викликати порушень правильності зачеплення, оскільки головки зубців залишаються роботоздатними, сприймаючи більшу частину навантаження. У зв'язку з цим під час експлуатації косозубих коліс можна допускати викришування ніжок зубців. Косозубу передачу вважають спрацьованою, якщо викришування розповсюдилось і на головки зубців.

У передачах, що працюють із великим спрацюванням активних поверхонь зубців, наприклад в умовах недостатнього змащування та абразивного забруднення, втомне викришування не спостерігається, оскільки поверхневі шари матеріалу зубців стираються раніше, ніж появляються тріщини втоми.

Основні заходи для запобігання викришування активних поверхонь зубців такі: обмеження контактних напружень за допомогою розрахунків розмірів передачі; підвищення твердості матеріалів зубчастих коліс

термообробкою; підвищення точності виготовлення зубчастих коліс та монтажу передачі.

Поломка зубців внаслідок раптового характеру появи є дуже небезпечним видом їхнього руйнування. Розрізняють два види поломки зубців зубчастих передач:

- а) поломка від великих перевантажень статичної або ударної дії;
- б) втомна поломка, що відбувається внаслідок дії змінних напружень згину протягом порівняно тривалого строку експлуатації пеедачі.

Довгочасно діючі змінні напруження, спричинені деформацією згину зубців, сприяють появі мікротріщин, що виникають у зоні концентрації напружень, здебільшого в області переходу зубців у обід колеса (рис. 22.13, в). Мікротріщини під час подальшої роботи передачі розповсюджуються в глибину зубця по нормалі до перехідної кривої. Поломка зубців найчастіше зустрічається в чавунних зубчастих колесах і колесах із високою твердістю зубців. У зубчастих колесах із середньою та низькою твердістю поломки виникають значно рідше, оскільки в цьому разі гранична несуча здатність зубців визначається стійкістю їхніх активних поверхонь проти втомного викришування.

При поломці зубців косозубих коліс тріщина виникає біля торцевої поверхні колеса в основі зубця (рис. 22.13, г) і розповсюджується похило по довжині зубця до його вершини.

Загальні заходи запобігання поломки зубців: збільшення модуля зубців; використання додатних коефіцієнтів зміщення при нарізуванні зубців; термообробка та зміцнення поверхонь зубців у зоні дії максимальних напружень; підвищення точності виготовлення та монтажу передачі; захист передачі від великих перевантажень.

Відшаровування поверхневих шарів зубців спостерігається у тих випадках, коли під зміцненим поверхневим шаром зубців зведені контактні напруження достатньо великі. Через періодичну дію глибинних напружень під зміцненим шаром матеріалу можуть виникати втомні тріщини, розвиток яких

спричинює відшаровування окремих ділянок поверхневого зміцненого шару. Цей вид руйнування найнебезпечніший для коліс, зубці яких мають поверхнєве зміцнення (цементацію, азотування, поверхнєве гартування). Відшаровуванню сприяє дія підвищених навантажень на зубці.

Щоб запобігти відшаровуванню поверхневих шарів зубців, треба забезпечити відповідну товщину зміцненого шару та достатню міцність серцевини зубця.

Абразивне спрацювання зубців – 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 та ін. Спрацювання зубців (рис. 22.13, д) може бути у відкритих передачах та недостатньо захищених від забруднення закритих передачах гірничого обладнання, сільськогосподарських машинах та ін.

У передачах із спрацьованими зубцями збільшуються зазори у зачепленні, виникає шум, зростають динамічні навантаження. Одночасно міцність спрацьованого зубця зменшується внаслідок зміни його поперечного перерізу.

Розрахунку зубців із умови запобігання спрацюванню в даний час не існує, бо закономірності спрацювання дуже складні і залежать від багатьох випадкових факторів. Однак можна перелічити основні заходи, що сприяють підвищенню стійкості зубців проти спрацювання: збільшення твердості активних поверхонь, надійний захист передачі від попадання твердих абразивних частинок, використання мастил із відповідними властивостями.

Пластична деформація зубців може виникнути в зоні контакту зубців, де їх матеріал знаходиться під дією значного всебічного стиску. Сили тертя спричинюють переміщення поверхневих шарів матеріалу у напрямі вектора швидкості ковзання. При цьому на поверхні ведучих зубців поблизу полюсної лінії утворюється впадина, а на поверхні ведених зубців – виступ. Особливо значні пластичні деформації виникають у зубчастих колесах, виготовлених із матеріалів з невеликою твердістю активних поверхонь зубців. Щоб запобігти

пластичним деформаціям, треба збільшити твердість зубців та використати мастила підвищеної в'язкості.

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 зчіплювання частинок металу з подальшим відривом їх від менш міцної поверхні. Нерівності, що утворились при цьому, задирають робочі поверхні зубців у напрямі ковзання (рис. 22.13, *e*). Ударні навантаження, особливо кромковий удар, сприяють заїданню зубців.

Заходи запобігання проти заїдання такі самі, як і проти спрацювання зубців. Ефективними є азотування та ціанування зубців. Бажане використання зубців із модифікованим профілем та інтенсивне охолодження мастила. Позитивні результати дає застосування протизадирних мастил із підвищеною в'язкістю.

Розглянуті види руйнування зубців зубчастих передач не в однаковій мірі вивчені до цього часу. Найглибше теоретично і практично досліджені явища втомного викришування активних поверхонь зубців, що спричинені контактними напруженнями σ_H , та явища втомної поломки зубців, які є результатом циклічної дії напружень згину σ_F у зубцях (позначення контактних напружень σ_H , та напружень згину σ_F для зубців зубчастих передач узгоджені з позначеннями, взятими в іноземній літературі). Вибір норм допустимих напружень $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ сприяє запобіганню появи інших видів руйнування зубців зубчастих передач.

У сучасній методиці розрахунку зубчастих передач на міцність із двох напружень σ_H та σ_F за основне у більшості випадків беруть контактне напруження, оскільки в межах заданих габаритних розмірів зубчастих коліс σ_H залишається постійним, а σ_F можна зменшити, збільшуючи модуль зубців.

ГОСТ 21354–87 рекомендує такі види розрахунків на міцність зубців циліндричних евольвентних передач:

1. Розрахунок на контактну втому; виконується, щоб запобігти втомному викришуванню активних поверхонь зубців.

2. Розрахунок на контактну міцність при дії максимального навантаження (розрахунок на контактну міцність); виконується, щоб запобігти залишковій деформації або крихкому руйнуванню поверхневого шару зубців.

3. Розрахунок на втому при згині; виконується, щоб запобігти втомній поломці зубців.

4. Розрахунок на малоциклову втому при згині; виконується, щоб запобігти поломці зубців від малоциклової втоми при плавному та ударному навантаженнях.

5. Розрахунок на міцність при згині максимальним навантаженням; виконується, щоб запобігти залишковим деформаціям або крихкій поломці зубців.

У розрахунках зубчастих передач треба враховувати умови навантаження зубців. Під час одnobічного обертання коліс (нереверсивні передачі) зубці навантажуються тільки з одного боку, а під час обертання у двох напрямках (реверсивні передачі) – із двох боків. Тому при перевірці на контактну втому активних поверхонь зубців реверсивних зубчастих передач, якщо умови їхньої роботи (навантаження, його тривалість, швидкість обертання) при зміні напрямку обертання міняються, треба для кожного робочого боку зубців зубчастих коліс виконувати два самостійних розрахунки. Перевірку зубців на втому при згині виконують за допустимими напруженнями, які є різними у разі одно– і двобічного навантажень зубців.

Допустимі напруження у розрахунках зубчастих передач

Допустимі контактні напруження. При розрахунках активних поверхонь зубців на контактну втому допустиме контактне напруження визначають за такою формулою (тут і далі при розрахунках зубчастих передач на міцність уведено деякі спрощення щодо ГОСТ 21354–87):

$$[\sigma]_H = (\sigma_{Hlim b} Z_R \cdot K_{HL}) / S_H, \quad (27)$$

де $\sigma_{Hlim b}$ – 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 $R_a = 1,25 \dots 0,63$; $Z_R = 0,95$ при $R_a = 2,5 \dots 1,25$ і $Z_R = 0,9$ при $R_Z = 40 \dots 10$); 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 виду термічної обробки зубців та їхньої твердості за табл. 22.5, а базу випробувань N_{HO} – за формулою (твердість H_{HB} в одиницях Брінелля)

$$N_{HO} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4}. \quad (28)$$

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

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO} / N_{HE}}. \quad (29)$$

Еквівалентне число циклів навантаження зубців за строк служби передачі визначають з урахуванням режиму навантаження зубчастих коліс (значення K_{HE} див. з табл.):):

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma},$$

де сумарне число циклів навантаження зубців N_{Σ} , за строк служби h , год, передачі при кутовій швидкості ω , рад/с, зубчастого колеса знаходять за формулою

$$N_{\Sigma} = 1800 \cdot i \cdot \omega \cdot h / \pi, \quad (30)$$

де i – число зубчастих коліс, спряжених із даним зубчастим колесом, для якого визначається N_{Σ}

Існують такі обмеження коефіцієнта довговічності K_{HL}

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

$$K_{HL} = \sqrt[2.4]{N_{HH} / N_{HN}} \geq 0.9$$

а для інших типових режимів навантаження (див. рис. 2.3) беруть $K_{HL} = 1$;

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 $H > 350$ HB за розрахункове допустиме напруження $[\sigma]_H$ беруть менше із двох значень $[\sigma]_{H1}$ та $[\sigma]_{H2}$, розрахованих для зубців шестірні та колеса. Для косозубих передач, якщо твердість зубців хоча б одного колеса $H < 350$ HB, за розрахункове допустиме контактне напруження беруть

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \quad (31)$$

із виконанням умов: $[\sigma]_H \leq 1,23 \cdot [\sigma]_{Hmin}$ – для циліндричних зубчастих передач;
 $[\sigma]_H \leq 1,15 \cdot [\sigma]_{Hmin}$ – для конічних зубчастих передач. Тут $[\sigma]_{Hmin}$ менше з двох значень $[\sigma]_{H1}$ і $[\sigma]_{H2}$,

Підвищення несучої здатності передач із косими зубцями та значною різницею у твердості зубців шестірні та колеса (більше значення допустимого контактного напруження $[\sigma]_H$) пов'язане із нахиленим розміщенням контактних ліній на робочих поверхнях зубців. Ніжки зубців мають меншу стійкість проти викришування, ніж головки, бо у них несприятливе поєднання напряму ковзання та перекочування поверхонь зубців. Відповідно ніжка зубця колеса, що працює з головкою зубця шестірні, починає викришуватись у першу чергу. При цьому через нахил контактної лінії навантаження (частково або повністю) передається на головку зубця колеса, що працює із ніжкою зубця шестірні. Послаблена ніжка зубця колеса розвантажується і її подальше викришування не відбувається. Додаткове навантаження ніжки зубця шестірні не є небезпечним, оскільки її зубці мають більшу твердість. Використання косозубої шестірні з високою твердістю зубців дозволяє додатково підвищити несучу здатність передачі до 20–25 %.

Допустиме граничне контактне напруження $[\sigma]_{Hmax}$ залежить від виду термічної або хіміко–термічної обробки зубчастих коліс. Для зубців зубчастих

коліс після нормалізації, поліпшення або об'ємного гартування з низьким відпусканням (в тому числі і після нагрівання СВЧ) $[\sigma]_{Hmax} = 2,8\sigma_T$,

де σ_T – границя текучості при розтягу. Для зубців після цементації, а також після контурного гартування при нагріванні СВЧ $[\sigma]_{Hmax} = 40 \cdot H_{HRC}$. Для зубців після азотування $[\sigma]_{Hmax} = 3H_{HV}$

Допустимі напруження на згин. У розрахунках зубців на втому при згині допустиме напруження визначають окремо для зубців шестірні $[\sigma]_{F1}$ та зубців колеса $[\sigma]_{F2}$ за формулою

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \text{ lim } b} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} / S_F, \quad (32)$$

де $\sigma_{F \text{ lim } b}$ – границя витривалості зубців при згині, що відповідає базі випробувань $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ при коефіцієнті асиметрії $R = 0$; K_{FC} – коефіцієнт впливу напрямку прикладання навантаження на зубці; K_{FL} – коефіцієнт довговічності; S_F – коефіцієнт запасу, який беруть: $S_F = 1,75$ – при ймовірності неруйнування зубців 0,90; $S_F = 2,2$ – при ймовірності неруйнування більше від 0,99.

Границя витривалості зубців при згині залежить від виду термічної або хіміко–термічної обробки сталевих зубчастих коліс. Деякі дані для визначення $\sigma_{F \text{ lim } b}$ наведені у табл. 22.6.

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

$$K_{FC} = 1 - \gamma_{FC} \cdot T''_1 / T'_1 \quad (33)$$

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.

$$\text{Коефіцієнт довговічності} \quad K_{FC} = \sqrt[m_F]{N_{F0} / N_{FE}} \quad (34)$$

Тут m_F – показник степеня кривої втоми, який беруть: $m_F = 6$ для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубців $H \leq 350$ НВ та зі шліфованою перехідною поверхнею незалежно від твердості; $m_F = 9$ – для зубчастих коліс із нешліфованою перехідною поверхнею при твердості зубців $H > 350$ НВ; N_{FE} – еквівалентне число циклів зміни напружень згину за строк служби передачі, яке знаходять із урахуванням режиму навантаження передачі:

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma}.$$

Сумарне число циклів навантаження зубців N_{Σ} за строк служби передачі визначають за формулою (30).

Необхідно враховувати такі обмеження коефіцієнта K_{FL} якщо $N_{F0} < N_{FE}$, то беруть $K_{FL} = 1$; якщо $N_{F0} > N_{FE}$ і $m_F = 6$, то $K_{FL} \leq 2,08$, а якщо $m_F = 9$, то $K_{FL} \leq 1,63$.

Граничне допустиме напруження на згин $[\sigma]_{F \max}$, що використовують у розрахунках зубців на міцність при згині максимальним навантаженням, визначають за формулою

$$[\sigma]_{F \max} = \sigma_{F \lim M} / S_F. \quad (35)$$

Тут граничне напруження $\sigma_{F \lim M}$, що не спричинює залишкових деформацій або крихкої поломки зубців, рекомендують брати таким: $\sigma_{F \lim M} = 4,87/H_{HB}$ (МПа) – для легованих та вуглецевих сталей після нормалізації та поліпшення; $\sigma_{F \lim M} = 6H_{HB}$ (МПа) – для легованих та вуглецевих сталей після гартування з нагріванням СВЧ та твердістю серцевини зубців 200–300 НВ; $\sigma_{F \lim M} = 2800$ МПа – для легованих сталей із вмістом нікелю більше ніж 1 % після об'ємного, гартування.

ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Параметри прямо– та косозубих зубчастих передач

Параметри початкового контуру. 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 кривини перехідної кривої $\rho_f^* = 0,38$.

Розміри зубців та вінців зубчастих коліс.

Основною відмінністю косозубих коліс у порівнянні з прямозубими є те, що у косозубих лінія зубців нахилена під деяким кутом β до твірної ділильного циліндра (рис. 23.1, а). Різновидністю косозубих коліс є шевронні зубчасті колеса (рис. 23.1, б). Шевронне зубчасте колесо складається як би з двох косозубих коліс, суміщених торцями так, щоб зубці мали протилежний нахил. Косозубі колеса використовують із кутом нахилу зубців $\beta = 8...20^\circ$, а у шевронних колесах беруть $\beta = 20...40^\circ$, кут нахилу зубців прямозубих коліс $\beta = 0$.

Зважаючи на те, що косозубі (шевронні) зубчасті колеса можуть нарізуватись таким самим стандартним інструментом, як і прямозубі, кут профілю зубців косозубих (шевронних) коліс у їх нормальному перерізі $\alpha_n = \alpha = 20^\circ$ (відповідно до початкового контуру).

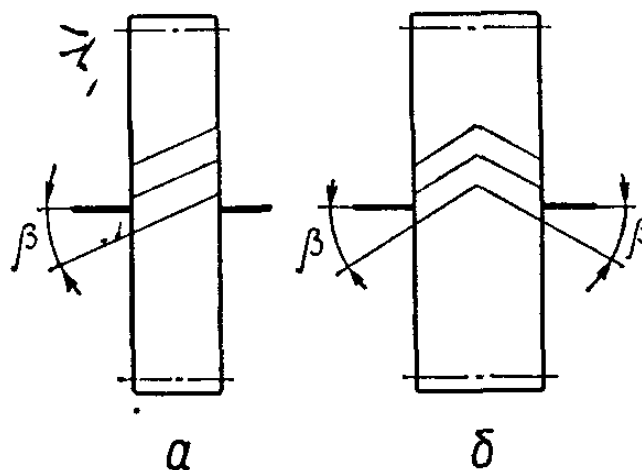


Рис. 23.1. Розміщення зубців на косозубому та шевронному колесах

За стандартний модуль зубців косозубих (шевронних) коліс беруть модуль m_n також у нормальному перерізі зубців. У пря-мозубих колесах нормальний та коловий модулі однакові: $m = m_n = m_t$.

Згідно зі значеннями параметрів стандартного початкового контуру розміри зубців циліндричних зубчастих коліс (рис. 23.2) визначають за формулами, наведеними у табл. 1.

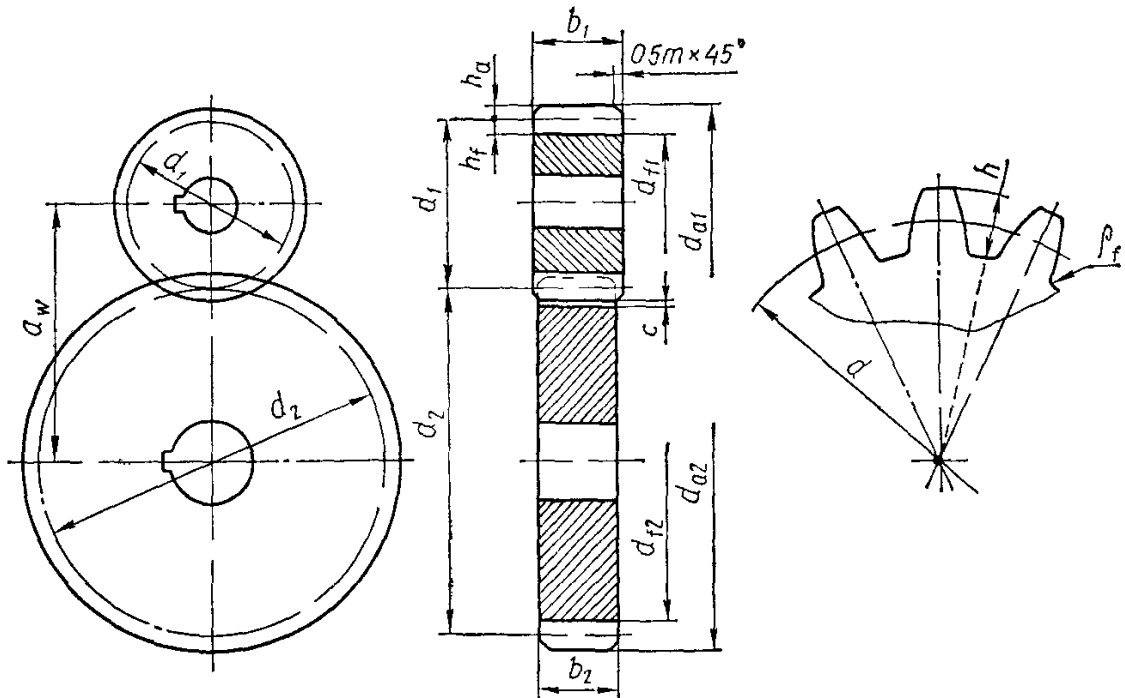


Рис 23 2. Параметри циліндричної зубчастої передачі

Формули для розмірів вінців циліндричних зубчастих коліс із числами зубців z_1 і z_2 , що утворюють зубчасту передачу згідно з рис. 23 2, наведені у табл. 2.

Таблиця.1 Розміри елементів зубців циліндричних зубчатих коліс

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

Таблиця 2. Розміри вінців пари циліндричних зубчастих коліс

Діаметри вінців	Передача	
	прямозуба	косозуба (шевронна)
ділильні	$d_1=m \cdot z_1 \cdot d_2=mz_2$	$d_1=m_n \cdot z_1 / \cos \beta \cdot d_2=m_n z_2 / \cos \beta \cdot$
вершин зубців	$d_{a1}=d_1+2h_a=d_1+2m$ $d_{a2}=d_2+2h_a=d_2+2m$	$d_{a1}=d_1+2h_a=d_1+2m_n$ $d_{a2}=d_2+2h_a=d_2+2m_n$
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:

$$\text{прямозубої} \quad a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5m \cdot (z_1 + z_2); \quad (36)$$

косозубої або (шевронної)

$$a_w = 0,5m_n \cdot (z_1 + z_2) / \cos \beta. \quad (37)$$

Враховуючи те, що передаточне число зубчастої передачі $u = z_2 / z_1$, ділильні діаметри зубчастих коліс (у некоригованих передачах початкові збігаються з ділильними) можуть бути виражені через міжосьову відстань:

$$d_1 = 2a_w / (u \pm 1); \quad d_2 = 2a_w \cdot u / (u \pm 1). \quad (38)$$

Тут знак плюс – для передачі зовнішнього зачеплення; знак мінус – для передачі внутрішнього зачеплення.

Ширину зубчастого вінця b_2 колеса (рис. 23.2) потрібно брати залежно від міжосьової відстані передачі

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w, \quad (39)$$

де ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця, який беруть: $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,4$ – для прямозубих передач, $\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,5$ – для косозубих та $\psi_{ba} = 0,4 \dots 0,8$ – для шевронних передач. Менші значення ψ_{ba} вживають при несиметричному або консольному розміщенні зубчастого колеса щодо опор вала, а також при твердості зубчастих коліс $H > 350$ НВ.

Граничні значення ψ_{ba} повинні бути такими, щоб виконувались умови:

$\psi_{ba} = b_2 / d_1 = 0,5$ $\psi_{ba} (u + 1) \leq 1$ – для прямозубих передач, $\psi_{ba} \leq 1,5$ – для косозубих передач та $\psi_{ba} \leq 2,5$ – для шевронних зубчастих передач.

Ширину зубчастого вінця шестірні 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.

Коефіцієнти торцевого та осьового перекриття. Загальний коефіцієнт перекриття зубчастої передачі

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta, \quad (40)$$

де ϵ_α і ϵ_β – коефіцієнти торцевого та осьового перекриття зубців відповідно.

Для зубчастих передач без модифікації зубців і з некоригованими вубцями коефіцієнт торцевого перекриття можна визначити за такою наближеною залежністю:

$$\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 \pm 1/z_2)] \cdot \cos \beta. \quad (41)$$

Тут знак плюс для передач зовнішнього, а знак мінус – внутрішнього зачеплення. У прямозубих передачах ($\beta = 0$) рекомендують $\epsilon_\alpha \geq 1,2$, а у косозубих ($\beta \neq 0$) – $\epsilon_\alpha \geq 1$.

Коефіцієнт осьового перекриття ϵ_β виражається відношенням ширини зубчастого вінця колеса b_2 до осьового кроку зубців P_x :

$$\epsilon_\beta = b_2 / P_x = b_2 \cdot \sin \beta / P_n = (b_2 \cdot \sin \beta) / (\pi \cdot m_n). \quad (42)$$

У прямозубих зубчастих передачах $\epsilon_\beta = 0$, а у косозубих передачах рекомендують брати $\epsilon_\beta \geq 1,1$, що досягається вибором ширини вінця b_2 при заданих β та m_n .

Заміна косозубих зубчастих коліс еквівалентними прямозубими.

Міцність зубця визначають його розміри та форма у нормальному перерізі. Форму косоного зубця у нормальному перерізі визначають через параметри еквівалентного прямозубого колеса (рис. 23.3).

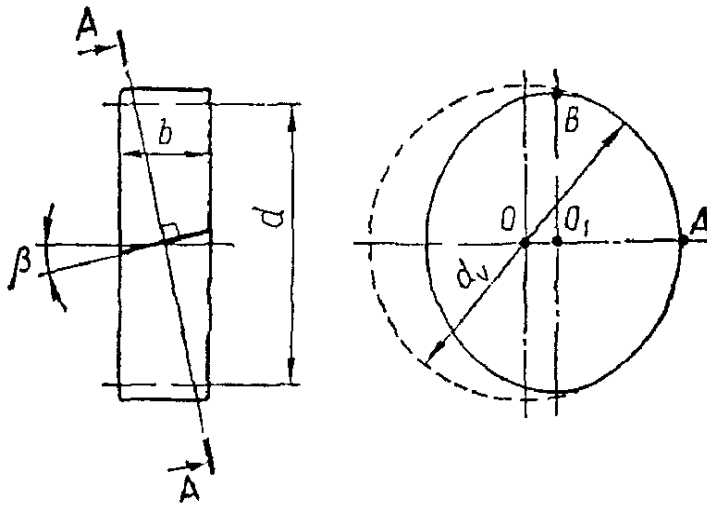


Рис. 23.3. До питання заміни косозубого колеса еквівалентним прямозубим

Нормальний до зубця переріз зубчастого колеса має форму еліпса з півосями:

$$O_1 \cdot A = 0,5 \cdot d; \quad O_1 \cdot B = 0,5 \cdot d / \cos \beta.$$

Максимальний радіус кривини еліпса

$$O \cdot A = (O_1 \cdot B)^2 / (O_1 \cdot A) = d / (2 \cdot \cos^2 \beta).$$

Радіус еквівалентного прямозубого колеса беруть рівним максимальному радіусу кривини еліпса, тобто діаметр d_v еквівалентного прямозубого колеса визначають за формулою $d_v = d / \cos^2 \beta$. (43)

Ширина вінця еквівалентного прямозубого колеса дорівнює ширині вінця косозубого колеса, тобто $b_v = b$, а його модуль m_v дорівнює нормальному модулю m_n косозубого колеса.

Число зубців еквівалентного прямозубого колеса знаходять на основі співвідношення $d_v = m_n \cdot z_v = m_n \cdot z / \cos^3 \beta$, звідки дістаємо $z_v = z / \cos^3 \beta$ (44)

Заміна косозубих зубчастих коліс еквівалентними прямозубими використовується у розрахунках на міцність зубців зубчастих передач.

Радіуси кривини профілів зубців та приведена їхня кривина.

У розрахунках зубців зубчастих коліс на контактну втому використовують зведену кривину профілів зубців у їхньому нормальному перерізі, коли точка контакту профілів знаходиться у полюсі зачеплення.

Для прямозубої передачі (рис. 23.4, а) радіуси кривини профілів зубців у полюсі зачеплення визначають за такими формулами:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= a_1 \cdot P = 0,5 \cdot d_1 \cdot \sin \alpha_{t\omega}; \\ \rho_2 &= a_2 \cdot P = 0,5 \cdot d_2 \cdot \sin \alpha_{t\omega}, \end{aligned} \quad (45)$$

де $\alpha_{t\omega}$ – кут зачеплення, який у некоригованих зубчастих колесах дорівнює ділильному куту профілю зубців $\alpha_{t\omega} = \alpha = 20^\circ$).

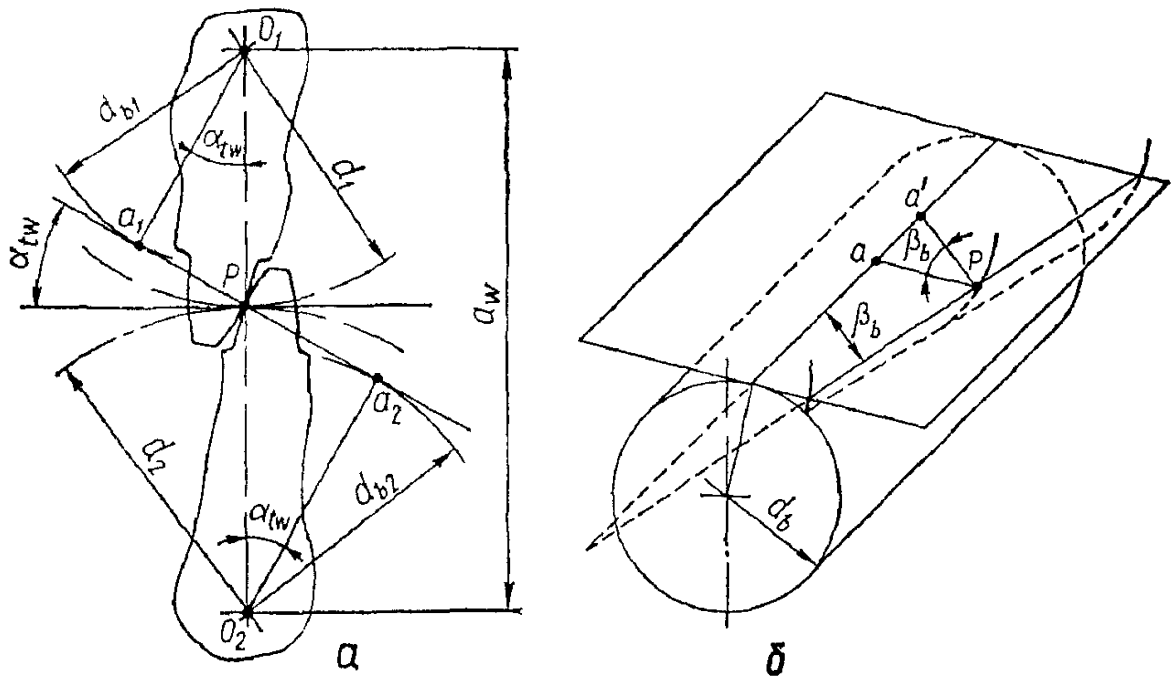


Рис. 23.4. До визначення радіусів кривини профілів зубців

У косозубому зубчастому колесі радіус кривини профілю у нормальному перерізі зубця (рис. 23.4, б)

$$\rho_n = a' \cdot P = (a \cdot P) / \cos \beta_b = \rho / \cos \beta_b$$

Відповідно для косозубих шестірни та колеса з урахуванням залежностей маємо для нормального перерізу зубців:

$$\rho_{n1} = 0,5d_1 \cdot \sin \alpha_n / \cos \beta_b; \quad \rho_{n2} = 0,5d_2 \cdot \sin \alpha_n / \cos \beta_b, \quad (46)$$

де β_b – кут нахилу лінії зубців на основному циліндрі діаметром d_b .

У точці контакту зубців зведена кривина їхніх профілів

$$1/\rho_{зв} = 1/\rho_{n1} \pm 1/\rho_{n2} = 2 \cos \beta_b / d_1 \sin \alpha_n \pm 2 \cos \beta_b / d_2 \sin \alpha_n = 2 \cos \beta_b / \sin \alpha_n (1/d_1 \pm 1/d_2)$$

Якщо $d_2 = u d_1$, то остаточно запишемо

$$1/\rho_{зв} = [2 \cos \beta_b (d_1 \cdot \sin \alpha_n)] (u \pm 1) / u. \quad (47)$$

$$\rho_{зв} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

Тут знак плюс – для передач зовнішнього зачеплення; знак мінус – для передач внутрішнього зачеплення.

Сумарна довжина ліній контакту зубців у зачепленні. Сумарна довжина контактних ліній l_{Σ} зубців, що одночасно знаходяться у зачепленні, залежить від значення коефіцієнтів торцевого ε_{α} та осьового ε_{β} перекриття. В прямозубих передачах l_{Σ} різко змінюється при переспряженні зубців (рис. 23.5, а, б). Здебільшого $1 < \varepsilon_{\alpha} < 2$ і сумарна довжина контактних ліній у період однопарного зачеплення (рис. 23.5, а) буде $l_{\Sigma} = b$, а у період двопарного зачеплення $l_{\Sigma} = 2 b$ (рис. 23.5, б).

У косозубих передачах (рис. 23.5, в) сумарна довжина контакту

$$l_{\Sigma} = b \cdot \varepsilon_{\alpha} / \cos \beta \quad (48)$$

Якщо ε_{α} або ε_{β} – ціле число, то l_{Σ} у косозубій передачі не змінюється, оскільки зменшення довжини контакту зубця 1 (рис. 23.5, в) відповідає такому ж збільшенню довжини контакту зубця 3 при незмінній довжині контакту зубця 2.

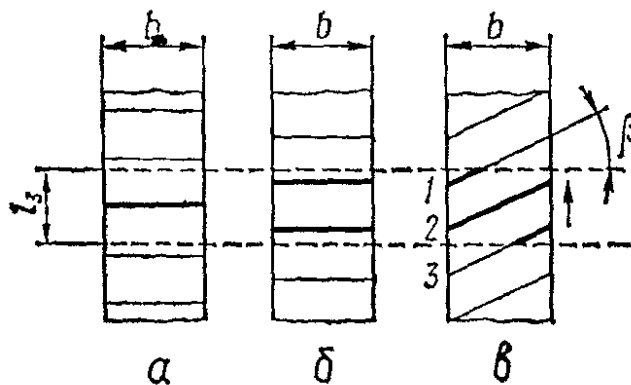


Рис. 23.5. До визначення сумарної довжини ліній контакту зубців у зачепленні

У загальному випадку ε_α і ε_β не цілі числа і l_Σ коливається у деяких межах. Тому рекомендується сумарну довжину ліній контакту зубців визначати за формулою

$$l_\Sigma = K_\varepsilon \cdot b \cdot \varepsilon_\alpha / \cos \beta, \quad (49)$$

де K_ε – коефіцієнт, що враховує коливання сумарної довжини ліній контакту зубців.

Для розповсюджених на практиці зачеплень величина K_ε змінюється в межах 0,9–1,0. У середньому можна брати $K_\varepsilon = 0,95$.

Найвигіднішим для роботи зубчастої передачі є випадок $l_\Sigma = \text{const}$. Цього можна досягнути відповідним вибором β та ширини зубчастого вінця b так, щоб коефіцієнт осевого перекриття ε_β був цілим числом.

НАВАНТАЖЕННЯ НА ЗУБЦІ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Номінальні сили у зачепленні циліндричних коліс. У навантаженій зубчастій 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. 23.6, а показане косозубе зубчасте колесо, яке навантажене обертовим моментом T_1 . Зубці цього колеса взаємодіють із зубцями спареного зубчастого колеса. Схема взаємодії зубців показана у їх середньому нормальному перерізі А–А.

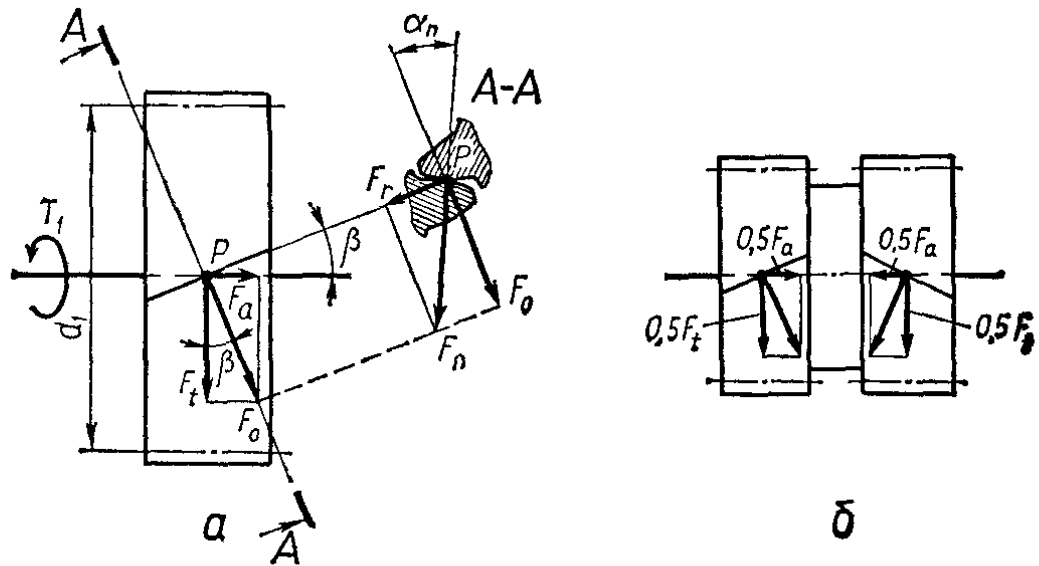


Рис. 23.6. Зусилля на зубці циліндричних зубчастих коліс

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 її 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 , яку будемо називати коловою силою, лежить у площині дії обертового моменту T_1 і направлена по дотичній до ділильного кола зубчастого колеса. Тому

$$F_t = 2T_1/d_1. \quad (50)$$

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

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta. \quad (51)$$

Сила F_r діє у площині колеса і направлена вздовж його радіуса, тому її називають радіальною силою. Для визначення F_r попередньо знайдемо $F_0 = F_t / \cos \beta$, а тоді (див. переріз А–А на рис. 23.6, а) запишемо

$$F_r = F_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_n / \cos \beta. \quad (52)$$

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

$$F_n = F_0 / \cos \alpha_n = F_t / (\cos \alpha_n \cdot \cos \beta), \text{ або } F_n = 2T_1 / (d_1 \cos \alpha_n \cdot \cos \beta). \quad (53)$$

У разі зачеплення прямозубих коліс ($\beta = 0$) колова сила також визначається за формулою $F_t = 2T_1/d_1$, осьова сила $F_a = 0$, а радіальна сила може бути знайдена за формулою

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (54)$$

Наявність осової 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 осові сили у зачепленні взаємно зрівноважуються (рис. 23.6, 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 визначаються відповідно за формулами $F_t = 2T_1/d_1$ і $F_r = F_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \operatorname{tg} \beta_n / \cos \beta$.

Розрахункове навантаження на зубці зубчастої передачі. За розрахункове навантаження на зубці беруть максимальне значення питомого навантаження, розподіленого вдовж лінії контакту зубців у їхньому зачепленні

$$q = (F_n/l_\Sigma) \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v = [F_t / (b \cdot K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha / \cos \alpha_n)] \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v. \quad (55)$$

Тут F_n та l_Σ вибрані згідно з формулами, $K_\alpha K_\beta$ – коефіцієнти, що враховують розподіл навантаження між зубцями та за шириною зубчастих вінців коліс відповідно; K_v – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців.

Коефіцієнти $K_\alpha K_\beta$ і K_v різні у розрахунках зубців на контактну втому і на втому при згині. Тому вводять такі позначення коефіцієнтів: $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_{Hv} – у розрахунках на контактну втому; $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv} – у розрахунках зубців на згин.

Додатково введемо поняття питомої розрахункової колової сили:

$$W_{Ht} = (F_{Ht} / b) \cdot K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_{Hv}, \quad W_{Ft} = (F_{Ft} / b) \cdot K_{F\alpha}, K_{F\beta}, K_{Fv}. \quad (56)$$

На основі виразу (55) розрахункове навантаження на зубці буде визначатись за такими формулами:

при розрахунках зубців на контактну втому

$$q_H = W_{Ht} / (K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha / \cos\alpha_n); \quad (57)$$

при розрахунках зубців на втому при згині

$$q_F = W_{Ft} / (K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha / \cos\alpha_n); \quad (58)$$

Колові сили F_{Ht} і F_{Ft} :

$$F_{Ht} = 2T_{1H}/d_1, \quad F_{Ft} = 2T_{1F}/d_1. \quad (59)$$

Взагалі беруть обертові моменти $T_{1H} = T_{1F}$ такими, що дорівнюють максимальному тривало діючому обертovому моменту T_1 відповідно до заданого типового режиму навантаження передачі (див. 2.2).

Розподіл навантаження між зубцями. У прямозубих зубчастих передачах та косозубих при $\varepsilon_\beta \leq 1$ навантаження у зачепленні може передаватись однією парою зубців. Тому для таких передач коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями, рекомендують брати $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$.

У косозубих та шевронних зубчастих передачах у зачепленні одночасно знаходяться кілька пар зубців. Через похибки кроків та напрямів нахилу зубців окремі пари контактуючих зубців навантажуються нерівномірно. Цю нерівномірність враховують відповідними значеннями коефіцієнтів $K_{H\alpha}$ і $K_{F\alpha}$. Для косозубих та шевронних зубчастих передач значення $K_{H\alpha}$ наведені у табл. 23.3, а $K_{F\alpha}$ можна визначити за формулою

$$K_{F\alpha} = [4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n_{СТ} - 5)] / (4\varepsilon_{\alpha}), \quad (60)$$

де $n_{СТ}$ – ступінь точності за нормою контакту зубців. Якщо $n_{СТ} > 9$, то беруть $n_{СТ} = 9$ і аналогічно, якщо $n_{СТ} < 5$, то $n_{СТ} = 5$.

Таблиця 23.3. Коефіцієнт $K_{H\alpha}$ 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	–	–	–

Розподіл навантаження по ширині зубчастих вінців. Навантаження по ширині вінця зубчастих коліс розподіляється рівномірно тільки при ідеально точному виготовленні та монтажі передачі, а також при абсолютно жорстких валах та їхніх опорах. У реальних передачах при їхньому навантаженні зубчасті колеса перекошуються одне відносно одного (рис. 23.7, а).

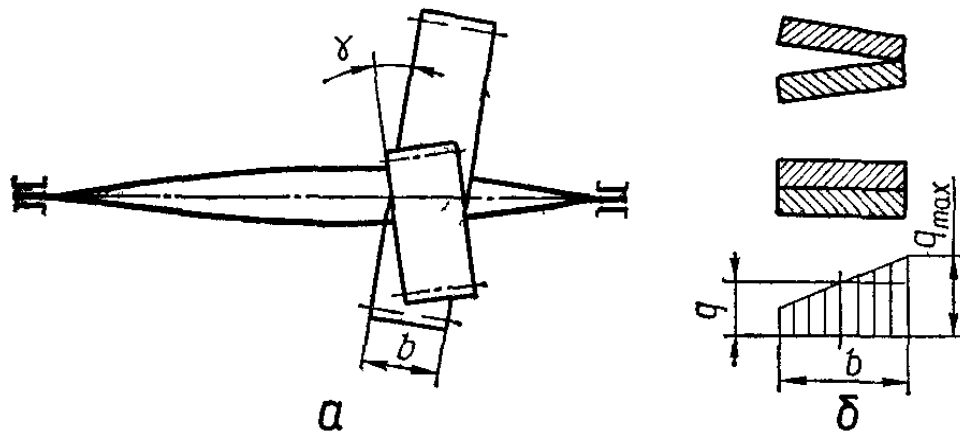


Рис. 23.7. До питання концентрації навантаження по ширині зубчастих коліс

У результаті деформацій валів та опор і похибок виготовлення та монтажу передачі із абсолютно жорсткими зубцями мали б кутове дотикання зубців, як показано на рис. 23.7, б. Через податливість зубців їх контакт відбувається на всій або на значній частині ширини зубчастого вінця. Однак пружні деформації зубців по їх довжині неоднакові і відповідно навантаження у контакті розподіляється нерівномірно (див. епюру q на рис. 23.7, б).

Нерівномірність навантаження по ширині вінця b враховується коефіцієнтом K_β , що дорівнює відношенню максимального питомого навантаження q_{\max} до його номінального значення q .

Зубці зубчастих коліс можуть припрацьовуватись, через що розподіл навантаження може частково або майже повністю вирівнюватися. Здатність до припрацювання зубців залежить від матеріалів зубчастих коліс та умов їхньої роботи.

Вважають, що зубці передачі припрацьовуються, якщо матеріал хоч би одного з коліс має твердість $H \leq 350$ НВ, а колова швидкість коліс $v \leq 15$ м/с. При твердості зубців $H > 350$ НВ і коловій швидкості $v > 15$ м/с зубці слабо припрацьовуються або не припрацьовуються зовсім. При швидкості $v > 15$ м/с систематичне спрацьовування зубців відсутнє незалежно від матеріалів коліс, бо між зубцями утворюється стійка масляна плівка достатньої товщини.

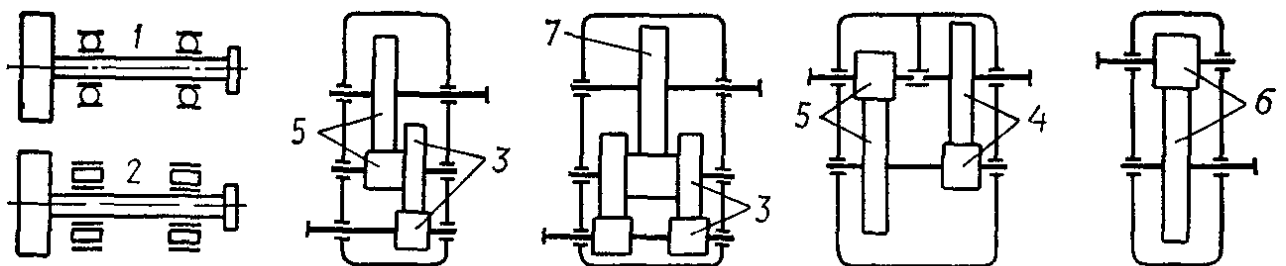
Повне припрацювання зубців у передачах можливе не завжди, а тільки при постійному навантаженні передачі. Це пов'язано із закручуванням валів та самого тіла шестірні. При змінному навантаженні досягається часткове

припрацювання зубців і нерівномірність розподілу питомого тиску у контакті зменшується в недостатній мірі.

Отже, основними факторами, що обумовлюють нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців, є: податливість валів та їхніх опор; похибки виготовлення зубчастих коліс та монтажу передачі; розміщення зубчастих коліс на валах відносно опор; умови, за яких не відбувається припрацювання зубців (висока твердість зубців, висока колова швидкість та несталість навантаження передачі). За інших рівних умов нерівномірність розподілу навантаження тим вища, чим більша ширина зубчастого вінця, яка характеризується коефіцієнтом $\psi_{bd} = b/d_1$.

Для наближеної оцінки коефіцієнта K_β рекомендують графіки, складені на основі розрахунків та практики експлуатації зубчастих передач. Графіки рекомендують для передач, жорсткість та точність деталей яких задовольняють нормам редукторобудування.

Явище нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінців зубчастих коліс неоднаково впливає на контактну міцність активних поверхонь зубців та міцність зубців при згині. Тому за даними на рис. 23.8 графіками окремо вибирають коефіцієнти $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$, які використовуються у відповідних розрахунках зубчастих передач. Криві 1–7 на графіках відповідають різним випадкам розміщення коліс 1–7 щодо опор валів, а вплив ширини зубчастого вінця враховується коефіцієнтом ψ_{bd} . Графіки розроблені для різних твердостей зубців і для наявних на практиці змінних режимів навантаження передач при коловій швидкості коліс $v < 15$ м/с. При постійному навантаженні, твердості одного з коліс передачі $H < 350$ НВ і швидкості $v < 15$ м/с можна брати $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$.



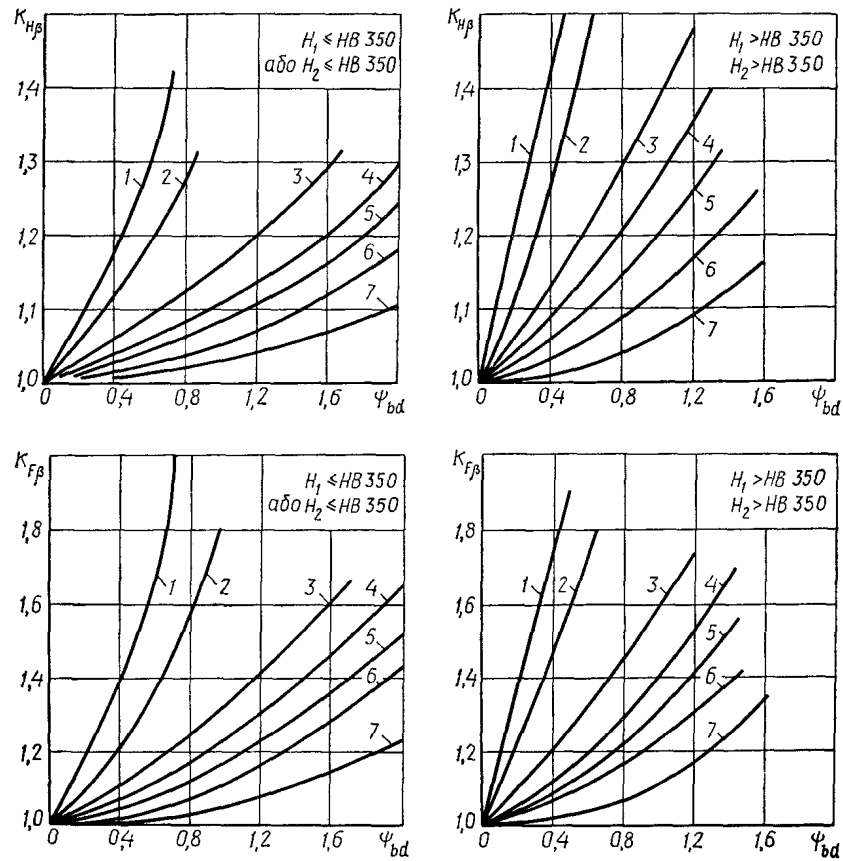


Рисунок 23.8. Графіки для визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$

Таблиця 23.4 Коефіцієнти динамічного навантаження зубців K_{Hv} і K_{Fv}

Ступінь 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.

Динамічне навантаження у зачепленні зубчастих передач. Неминучі похибки у виготовленні зубчастих коліс, а також пружні деформації зубців під

навантаженням спричинюють появу динамічних навантажень зачеплення. Основний вплив на динамічні навантаження мають похибки основного кроку P_b зубців шестірні та колеса і їхня колова швидкість.

Якщо основний крок зубців колеса більший від кроку зубців шестірні, то відбувається передчасний вхід у зачеплення кромки зубця колеса – кромковий удар зубців. У випадку, коли крок зубців менший від кроку зубців шестірні, має місце запізнення виходу із зачеплення попередньої пари зубців – серединний удар наступної пари зубців. Щоб зменшити ефект кромкового удару в зачепленні, треба використовувати зубчасті колеса з модифікацією профілів головок зубців.

Вплив динамічного навантаження на контакту міцність активних поверхонь зубців та міцність зубців на згин оцінюється коефіцієнтами відповідно K_{HV} та K_{FV} . Точне визначення цих коефіцієнтів достатньо складне і для розрахунків зубчастих передач можна використати наближені значення коефіцієнтів K_{HV} і K_{FV} . При цьому колову швидкість зубців визначають за формулою $v = 0.5 \cdot \omega_1 \cdot d_1$

РОЗРАХУНОК АКТИВНИХ ПОВЕРХОНЬ ЗУБЦІВ НА КОНТАКТНІ ВТОМУ І МІЦНІСТЬ.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому зводиться до визначення розрахункових контактних напружень і порівняння цих напружень із допустимими. Згідно з умовою контактної міцності

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho_{ЗВ}}} \leq [\sigma]_H$$

розрахунок ведеться для моменту зачеплення зубців у полюсі, оскільки втомне викришування активних поверхонь починається в зоні полюсної лінії контакту на ніжках зубців.

У зубчастій передачі питома розрахункове навантаження q_H на лінії контакту зубців визначається за виразом (23.22), а зведена кривина $1/\rho_{ЗВ}$ профілів зубців – за виразом (23.12). Після підстановки виразів для q_H та $1/\rho_{ЗВ}$ у записану вище умову дістанемо

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{[W_{Ht} / (K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \cos \alpha_n)] \cdot [\cos \beta_b / (d_1 \sin \alpha_n)] \cdot [(u \pm 1) / u]} \leq [\sigma]_H$$

Якщо взяти $\cos \alpha_n \cdot \sin \alpha_n = 0,5 \sin 2\alpha_n$ та позначити

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / \sin 2\alpha_n}; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{1 / (K_\varepsilon \varepsilon_\alpha)},$$

то дістанемо остаточну залежність для розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{(W_{Ht} / d_1) [(u \pm 1) / u]} \leq [\sigma]_H. \quad (61)$$

Тут W_{Ht} – питома розрахункова колова сила, що визначається за формулою

$$W_{Ht} = (F_{Ht} / b) \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$$

В умові міцності маємо: Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених у передачі коліс; для сталевих зубчастих коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$; для поєднання сталь – чавун $Z_M = 215 \text{ МПа}^{1/2}$; для чавунних коліс $Z_M = 200 \text{ МПа}^{1/2}$; Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців; для зубчастих передач із зміщенням ($x_\Sigma \neq 0$) Z_H визначають за відповідними графіками, а для передач без зміщення ($x_\Sigma = 0$) – за записаною вище спрощеною залежністю при $\alpha_n = 20^\circ$ $Z_H = 1,77 \cos \beta$; Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній; для прямозубих передач та косозубих при $\varepsilon_\beta \leq 0,9$ $Z_\varepsilon = \sqrt{(1 - \varepsilon_\alpha) / 3}$, а для косозубих при $\varepsilon_\beta > 0,9$ та шевронних передач $Z_\varepsilon = \sqrt{1 / \varepsilon_\alpha}$.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому за умовою (61) є основним для зубчастих передач. У розрахунках зубців на контактну втому допускається розрахункове контактне напруження у межах $1,05[\sigma]_H \geq \sigma_H \geq 0,9[\sigma]_H$. Якщо ця умова не виконується, то можна змінити відповідно ширину вінця колеса B_2 , не виходячи за межі рекомендованих значень ψ_{ba} . Якщо це не дає бажаного результату, то змінюють міжосьову відстань або назначають інші матеріали коліс чи іншу термообробку і розрахунок повторюють.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність при дії максимального навантаження виконують з метою, щоб запобігти появи

залишкової деформації або крихкого руйнування поверхневого шару зубців при короткочасних перевантаженнях передачі. Умова відсутності появи руйнувань зубців має вигляд

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max}, \quad (62)$$

де $\sigma_{H \max}$ – максимальне розрахункове контактне напруження, що виникає при найбільшому навантаженні $T_{1 \max}$ із спектра навантажень, які підводяться до передачі навіть при однократній дії за період експлуатації;

$[\sigma]_{H \max}$ – допустиме граничне контактне напруження.

Враховуючи, що контактне напруження пропорційне квадратному кореню з навантаження, умову (62) перепишемо так:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{1 \max} / T_{1H}} \leq [\sigma]_{H \max}. \quad (63)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, що виникає у зубцях при навантаженні T_{1H} .

РОЗРАХУНОК ЗУБЦІВ НА ВТОМУ І МІЦНІСТЬ ПРИ ЗГИНІ

Розрахунок зубців на втому при згині. При розрахунках на згин зубець розглядають як консольну балку. Розрахункове навантаження прикладається до вершини зубця, тобто вибирають найнебезпечніший випадок навантаження зубця з точки зору виникнення максимального напруження згину у його основі. На рис. 23.9 зображена розрахункова схема зубця. Зубець завдовжки 1 мм навантажений розрахунковою силою q_F .

Перенесемо точку прикладання сили q_F на вісь симетрії зубця і розкладемо цю силу на дві взаємно перпендикулярні складові:

$$q_{Ft} = q_F \cos \alpha'; \quad q_{Fr} = q_F \sin \alpha',$$

де α' – кут, що визначає положення вектора навантаження q_F щодо осі зубця.

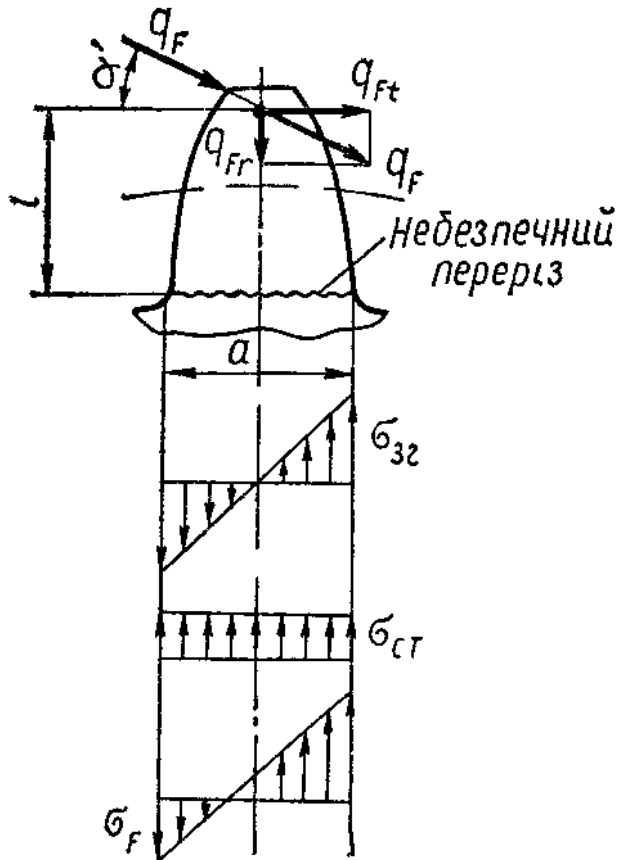


Рисунок 23.9 До визначення напружень згину в зубці зубчастого колеса

У небезпечному перерізі, який розміщений в основі зубця у зоні найбільшої концентрації напружень, навантаження q_{Ft} спричинює напруження згину σ_{zg} , а навантаження q_{Fr} – напруження стиску $\sigma_{ст}$ (див. епюри на рис. 23.9):

$$\sigma_{zg} = q_{Ft} \cdot l / W_0 = 6 \cdot q_F \cdot l \cdot \cos \alpha' / \alpha^2; \quad \sigma_{ст} = q_{Fr} / A = q_F \cdot \sin \alpha' / \alpha.$$

На рис. 23.9 показана також еюра сумарних напружень σ_F у небезпечному перерізі зубця. Оскільки втомні тріщини і руйнування починаються на розтягнутому боці зубців (тобто з боку робочого профілю), міцність зубців розраховують саме з цього боку за умовою, що

$$\sigma_F = Y_\beta \cdot (\sigma_{zg} - \sigma_{ст}) \cdot \alpha_k \leq [\sigma]_F, \quad (64)$$

де Y_β – коефіцієнт, що враховує зменшення напружень при нахиленому розміщенні зубців у косозубих передачах; α_k – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень.

Розміри l і a (див. рис. 23.9) пропорційні модулю зубців $m_n: l = \lambda_1 m_n: a = \lambda_2 m_n$

(λ_1 і λ_2 – коефіцієнти пропорційності). Якщо це взяти до уваги та підставити значення $\sigma_{зг}$ та $\sigma_{ст}$, то дістанемо

$$\begin{aligned}\sigma_F &= Y_\beta \cdot \alpha_k \cdot [6q_F \cdot \lambda_1 \cdot m_n \cdot \cos \alpha' / (\lambda_2^2 \cdot m_n^2) - q_F \cdot \sin \alpha' / (\lambda_2 \cdot m_n)] = \\ &= (q_F \cdot Y_\beta \cdot \alpha_k / m_n) (6 \cdot \lambda_1 \cdot \cos \alpha' / \lambda_2^2 - \sin \alpha' / \lambda_2) \leq [\sigma]_F.\end{aligned}$$

Остаточна формула для розрахунку зубців на втому при згині набуде вигляду

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot W_{Ft} / m_n < [\sigma]_F. \quad (65)$$

Тут W_{Ft} – питома розрахункова колова сила

$$W_{Ft} = (F_{Ft} / b) \cdot K_{F\alpha}, K_{F\beta}, K_{Fv}.$$

В умові міцності маємо такі коефіцієнти: Y_F – коефіцієнт форми зубців (залежить від розмірів l , a , α' та форми перехідної кривої зубця, яка впливає на α_k); Y_F визначають за відповідними графіками залежно від еквівалентного числа зубців Z_v шестірні та колеса з урахуванням коефіцієнтів зміщення x ; для некоригованих коліс ($x = 0$) зовнішнього зачеплення значення Y_F наведені у табл. 23.5, а для коліс внутрішнього зачеплення наближено можна брати

$$Y_F = 4z / (z + 20);$$

Y_ε – коефіцієнт перекриття зубців, у розрахунках прямозубих та косозубих (шевронних) передач можна наближено брати $Y_\varepsilon = 1$; Y_β – коефіцієнт нахилу зубців, для прямозубих передач $Y_\beta = 1$, а для косозубих та шевронних $Y_\beta = 1 - \beta / 140^\circ$.

Т а б л и ц я 23.5. 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		

Перевірку міцності зубців на втому при згині виконують для зубців шестірні і колеса, оскільки Y_{F1} та Y_{F2} різні при $z_1 \neq z_2$.

Із співвідношення видно, що за інших рівних умов напруження 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 шестірні та колеса.

Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням виконують для того, щоб запобігти появі залишкової деформації або крихкої поломки зубців. Цей розрахунок ведуть за найбільшим короточасним навантаженням $T_{1 \max}$ для зубців того зубчастого колеса (шестірні або колеса), для якого напруження згину σ_F більше.

Щоб забезпечити потрібну міцність зубців, треба виконувати таку умову:

$$\sigma_{H \max} = \underline{\sigma}_F \cdot (T_{1 \max} / T_{1F}) \leq [\sigma]_{F \max}, \quad (66)$$

де $\underline{\sigma}_F$ – максимальне розрахункове напруження згину; $\underline{\sigma}_F$ – розрахункове напруження згину, що спричинюється дією навантаження T_{1F} ; $[\sigma]_{F \max}$ – допустиме граничне напруження згину.

ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ВІДКРИТИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Проектний розрахунок. Добуті вище розрахункові залежності σ_H ; $\sigma_{H \max}$; σ_F ; та $\sigma_{F \max}$ використовують для перевірних розрахунків на міцність зубчастих передач із відомими розмірами та навантаженням.

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

Габаритні розміри зубчастої передачі визначаються умовою стійкості активних поверхонь зубців проти втомного викришування. Тому розрахункову залежність для визначення основного розмірного параметра передачі, який визначає її габаритні розміри. Таким розмірним параметром для циліндричних зубчастих передач можна вважати міжосьову відстань a_w .

Вихідними даними для проектного розрахунку передачі є такі: розрахункове тривало діюче навантаження T_{IH} передаточне число передачі u ; параметр $\psi_{ba} = b/a_w$ або $\psi_{bd} = b/d_1$ рекомендації для вибору яких наведені у 23.1; вид передачі – прямозуба чи косозуба (шевронна); типовий режим навантаження передачі та строк її служби; матеріали зубчастих коліс, їх термообробка, твердість активних поверхонь зубців; за цими даними попередньо розраховують допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$.

Вивід формули для визначення мінімально допустимої міжосьової відстані передачі a_w подамо у певній послідовності. У формулі виконаємо заміну дістанемо

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{[10^3 T_{IH} (u \pm 1)^2 / (2 \psi_{ba} a_w^3)] [(u \pm 1)/u] K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}} \leq [\sigma]_H$$

Із записаного співвідношення визначимо a_w :

$$a_w \geq (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{0,5 \cdot 10^3 (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{H\nu}} \times \sqrt[3]{T_{IH} K_{H\beta} / (u \psi_{ba} [\sigma]_H^2)}.$$

Якщо додатково позначити

$$K_a = \sqrt[3]{0,5 \cdot 10^3 (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{H\nu}},$$

то можна дати остаточний запис формули для визначення мінімальної міжосьової відстані передачі у такому вигляді:

$$a_{w \min} = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{T_{IH} K_{H\beta} / (u \psi_{ba} [\sigma]_H^2)}. \quad (67)$$

У формулі (67) обертовий момент T_{IH} слід брати у ньютон–метрах (Нм), допустиме напруження $[\sigma]_H$ – у мегапаскалях (МПа), а міжосьову відстань $a_{w \min}$ – у міліметрах (мм)

Допоміжний коефіцієнт K_a у формулі (67) враховує параметри передачі, які попередньо можуть бути вибрані цілком однозначно, і параметри, які не можуть бути завчасно і точно визначені (Z_ε , $K_{H\alpha}$, $K_{H\nu}$). Тому коефіцієнту K_a надається деяка наближена оцінка і рекомендується брати: $K_a = 495 \text{ МПа}^{1/3}$, $K_a = 415 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубих передач із сталевими та чавунними зубчастими колесами відповідно; $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$, $K_a = 360 \text{ МПа}^{1/3}$ – для косозубих (шевронних) передач із сталевими та чавунними колесами відповідно.

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців, вибирають залежно від параметра ψ_{bd} за графіками на рис. 23.8.

Формула дає змогу оцінити ступінь впливу окремих параметрів передачі u , ψ_{bd} , $[\sigma]_H$ на її габаритні розміри.

Обчислена за формулою міжосьова відстань a_{wmin} дає можливість визначити модуль зубців та розміри вінців зубчастих коліс. Потрібний модуль може бути визначений за формулою

$$m'_n = 2a_{wmin} \cdot \cos \beta / (Z_1 + Z_2). \quad (68)$$

Значення m_n округляють до найближчого стандартного значення m_n згідно з ГОСТ 9563–60.

Із співвідношення (68) видно, що при одній і тій же міжосьовій відстані передачі можна дістати різні модулі зубців при зміні чисел зубців шестірні Z_1 та колеса Z_2 . При великих значеннях Z_1 і відповідно $Z_2 = u \cdot Z_1$ маємо зубчасті колеса із малим модулем, а при малих значеннях Z_1 та Z_2 – із великим модулем.

Маломодульні колеса з великим числом зубців мають переваги за умовою підвищеної плавності роботи (збільшується ϵ_a) та за економічними міркуваннями. При малих значеннях m зменшуються втрати на тертя у зачепленні (зменшується ковзання), скорочуються витрати матеріалу (зменшується d_a), економиться час при нарізуванні зубців (зменшується кількість матеріалу, який зрізається). Однак при малих модулях зростають вимоги до точності та жорсткості передачі, суттєво зменшується міцність зубців на згин.

Великомодульні колеса з великими розмірами зубців не так чутливі до спрацювання, можуть працювати тривалий час після початку втомного викришування активних поверхонь, менш чутливі до перевантажень та неоднорідності матеріалу, але плавність роботи передачі з такими колесами значно падає.

Виходячи з наведених міркувань, для силових зубчастих передач рекомендують брати $m \geq 1,5$ мм.

Здебільшого число зубців шестірні $z_1 > z_{\min}$, де z_{\min} – мінімальне число зубців за умови непідрізання ніжок. Для некоригованих прямозубих коліс $z_{\min} = 17$, а для коліс із кутовою корекцією мінімальне число зубців може бути 10. У косозубих та шевронних колесах мінімальне число зубців залежить від кута нахилу лінії зубців, наприклад, якщо $\beta = 21\dots 24^\circ$, то $z_{\min} = 14$, а якщо $\beta = 28\dots 31^\circ$, то $z_{\min} = 12$.

З метою зменшення шуму у швидкохідних передачах рекомендують брати $z_1 \geq 25$.

Щоб остаточно впевнитись у правильності вибору чисел зубців z_1 , z_2 і модуля m , треба перевірити міцність зубців на втому при згині. У разі отримання незадовільного результату зменшують у допустимих межах z_1 і відповідно z_2 і тим самим збільшують модуль m .

Слід зазначити, що при перевірці міцності зубців на втому при згині можна дістати σ_F значно менше від $[\sigma]_F$. Це не є суперечливим або недопустимим результатом, оскільки габаритні розміри передачі за несучою здатністю обмежуються контактною міцністю активних поверхонь зубців, а не їхньою міцністю на згин.

Якщо розрахункове напруження σ_F перевищує допустиме $[\sigma]_F$, то, крім збільшення модуля зубців, можна застосовувати зубчасті колеса із зміщенням. У таких випадках вирішальне значення має не контактна міцність, а міцність зубців на згин. На практиці такі випадки можуть бути у зубчастих колесах із твердістю активних поверхонь зубців $H > 50\dots 60$ HRC у реверсивних передачах.

Особливості розрахунку відкритих зубчастих передач. У відкритих передачах використовують прямозубі циліндричні або конічні колеса. Такі передачі працюють при колових швидкостях зубчастих коліс не більш як 2 м/с. Зубці відкритих передач припрацьовуються при довільних твердостях їхніх робочих поверхонь. Здебільшого колеса виготовляють із нормалізованих або поліпшених сталей. У процесі роботи передачі зубці інтенсивно спрацьовуються, що визначає особливості їхнього розрахунку.

Відкриті передачі проектують з вузькими колесами (коефіцієнт ширини вінця $\psi_{ba} = 0,10\dots 0,15$). Розміри передачі визначають із розрахунку на контактну

втому з подальшою перевіркою на згин (за аналогією закритих передач). При цьому коефіцієнти, що враховують розподіл навантаження по ширині вінця коліс, беруть $K_{H\beta} = K_{HF} = 1$.

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 зубців, щоб розрахункове напруження згину σ_F було в 2 рази менше від попередньо обчисленого допустимого напруження $[\sigma]_F$.

КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Особливості конічних зубчастих передач. Конічні зубчасті передачі застосовуються в тих випадках, коли осі валів перетинаються. Кут між осями валів може бути довільним, але на практиці найширше розповсюджені конічні зубчасті передачі з міжосьовим кутом $\Sigma = 90^\circ$. Такі передачі називають ортогональними.

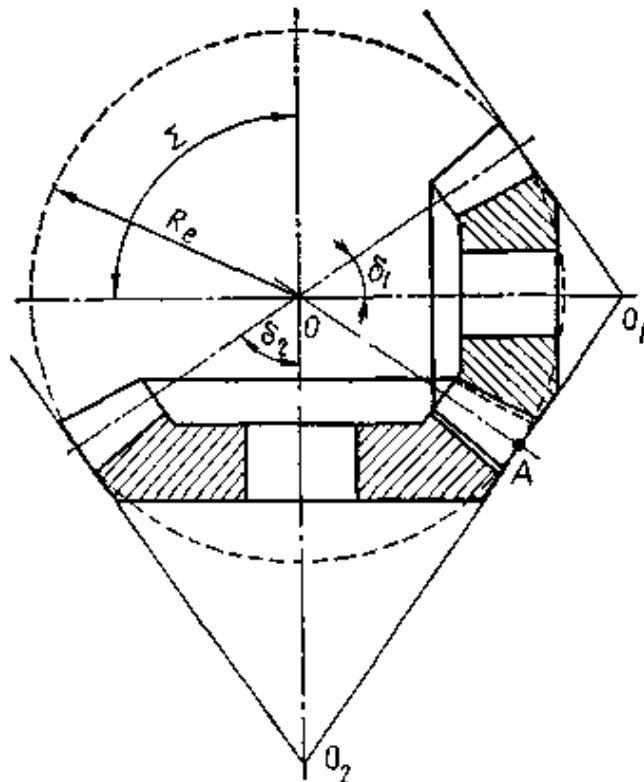


Рис. 24.1. Утворення конічної зубчастої передачі

Конічна зубчаста передача (рис. 24.1) складається з двох зубчастих коліс, початковими поверхнями яких є бічні поверхні прямих

кругових конусів, вписаних у сферу радіуса R_e так, що їхні вершини знаходяться у центрі сфери. Зубці на бічних поверхнях конусів відрізняються від зубців циліндричних коліс тим, що їхні розміри в поперечному перерізі поступово зменшуються з наближенням до вершин конусів.

Під час обертання зубчастих коліс початкові конуси з кутами при вершинах δ_1 і δ_2 перекочуються один по другому без ковзання.

Профілі зубців конічних зубчастих коліс так само, як і циліндричних, окреслюються евольвентою. Евольвента повинна утворюватись на сфері радіусом R_e , оскільки довільні точки контакту спряжених профілів зубців повинні знаходитись на однаковій відстані від точки O . Цій умові задовольняють точки, що лежать на поверхні сфери. Профілювання зубців на сфері утруднене, бо поверхня сфери не розгортається на площину. Практично профілювання зубців здійснюється наближено на поверхнях додаткових конусів із твірними O_1A та O_2A , перпендикулярними до спільної твірної OA початкових конусів.

Зазначені особливості роблять конічні передачі складнішими, ніж циліндричні у виготовленні та монтажі. Для нарізування зубців конічних коліс потрібне спеціальне обладнання та інструменти. Крім допусків на розміри зубчастих вінців, тут треба забезпечити допуски на кути Σ , δ_1 і δ_2 , а при монтажі – збіг вершин конусів з точкою перетину осей валів. Виготовити конічну зубчасту передачу з одним і тим же ступенем точності значно важче, ніж циліндричну.

Оскільки осі валів перетинаються, то виникають труднощі з розміщенням опор валів конічної передачі. В більшості випадків одне з конічних коліс розміщують консольно на валу. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубців. За дослідними даними несуча здатність конічної зубчастої передачі суттєво нижча від циліндричної з порівняльними розмірами і становить близько 85 %. ККД конічної зубчастої передачі становить 0,95– 0,96. Конічні зубчасті колеса бувають із прямими, тангенціальними та круговими зубцями.

Основні параметри конічної прямозубої передачі.

Розміри зубців та вінців конічних зубчастих коліс. Конічна зубчаста передача з основними розмірами вінців зубчастих коліс показана на рис. 24.2

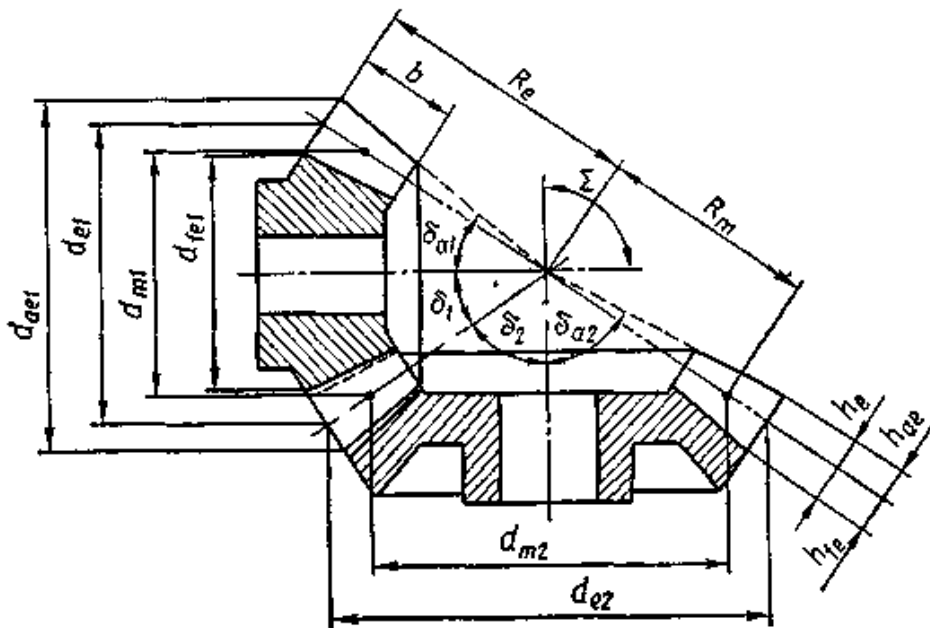


Рис. 24.2. Параметри конічної зубчастої передачі

В ортогональній конічній передачі міжосьовий кут $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, де δ_1 – кут при вершині ділительного конуса шестірні, а δ_2 – кут при вершині ділительного конуса колеса (у не-коригованій передачі початковий та ділительний конуси збігаються).

Якщо число зубців конічної шестірні z_1 а колеса z_2 , то кути при вершинах ділительних конусів визначають за формулами

$$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1/z_2; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = z_2/z_1 = 90^\circ - \delta_1. \quad (69)$$

Число зубців умовного плоского колеса діаметра $d = 2R_e$ (рис. 24.2)

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (70)$$

Модуль зубців конічних зубчастих коліс не є постійним у різних нормальних перерізах зубців. Тому вибір стандартного модуля тут втрачає зміст. Однак часто з метою полегшення контролю конічних зубчастих коліс за стандартний беруть модуль у зовнішньому нормальному перерізі зубців. Такий модуль називається зовнішнім коловим модулем і позначається m_e . Надалі будемо брати до уваги, що зовнішній коловий модуль зубців стандартний.

Початковий контур конічних зубчастих коліс стандартизований. Згідно з ГОСТ 13754–81 для $m_e \geq 1$ мм регламентують такі параметри початкового контура: кут профілю зубця $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнти – висоти головки зубця $h_a^* = 1$, радіального зазору $c^* = 0,2$, висоти ніжки зубця $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,2$, радіуса кривини перехідної кривої у граничній точці профілю $\rho_f^* \geq 0,2$, але не більш ніж $0,3$.

Згідно з параметрами стандартного початкового контура розміри зубців конічних зубчастих коліс (рис. 24.2) визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} \text{зовнішня висота головки зубця} & \quad h_{ae} = h_a^* \cdot m_e = m_e; \\ \text{зовнішня висота ніжки зубця} & \quad h_{fe} = h_f^* \cdot m_e = 1,2 \cdot m_e; \\ \text{зовнішня висота зубця} & \quad h_e = h_{ae} + h_{fe} = 2,2 \cdot m_e; \\ \text{радіальний зазор} & \quad c = c^* \cdot m_e = 0,2 \cdot m_e. \end{aligned}$$

Розміри вінців конічних шестірні та колеса:

$$\text{зовнішні ділильні діаметри} \quad d_{e1} = m_e \cdot z_1, \quad d_{e2} = m_e \cdot z_2;$$

зовнішні діаметри вершин зубців

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1,$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2,$$

зовнішні діаметри впадин

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = d_{e1} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = d_{e2} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_2;$$

зовнішня конусна відстань $R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot z_c$;

коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{bc} = b/R_e = 0,25 \dots 0,30$;

ширина зубчастого вінця $b = K_{bc} \cdot R_e$, але за умови, що $b \leq 10m_e$;

середня конусна відстань $R_m = R_e - 0,5b$;

середній коловий модуль зубців $m_m = m_e \cdot R_m / R_e$;

середні ділильні діаметри шестірні та колеса $d_{m1} = m_m \cdot z_1$; $d_{m2} = m_m \cdot z_2$;

кути головки θ_a та ніжки θ_f , зубця $\text{tg } \theta_a = h_{ae} / R_e$; $\text{tg } \theta_f = h_{fe} / R_e$;

кути конуса вершин зубців шестірні та колеса

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

кути конуса впадин шестірні та колеса

$$\delta_{f1} = \delta_1 + \theta_f; \quad \delta_{f2} = \delta_2 + \theta_f;$$

Додаткові співвідношення між розмірами елементів конічної зубчастої передачі, які будуть використані у подальших теоретичних викладках: передаточне число конічної зубчастої передачі

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_{e2} / d_{e1} = d_{m2} / d_{m1} = z_2 / z_1,$$

кути при вершинах початкових конусів шестірні та колеса

$$\operatorname{tg} \delta_1 = 1 / u; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = u;$$

зовнішня конусна відстань $R_e = \sqrt{(d_{e1}/2)^2 + (d_{e1}/2)^2} = 0.5 d_{e1} \sqrt{1+u^2}$;

ділильні діаметри, виражені через R та u,

$$d_{e1} = 2 R_e / \sqrt{1+u^2}; \quad d_{e2} = 2 R_e u / \sqrt{1+u^2};$$

$$d_{m1} = 2 R_m / \sqrt{1+u^2}; \quad d_{m2} = 2 R_m u / \sqrt{1+u^2};$$

середня конусна відстань, середній коловий модуль та середні ділильні діаметри

$$R_m = R_e - 0,5b = R_e \cdot (1 - 0,5K_{be});$$

$$m_m = m_e \cdot (1 - 0,5K_{be});$$

$$d_{m1} = d_{e1} \cdot (1 - 0,5/K_{be});$$

$$d_{m2} = d_{e2} \cdot (1 - 0,5/K_{be}).$$

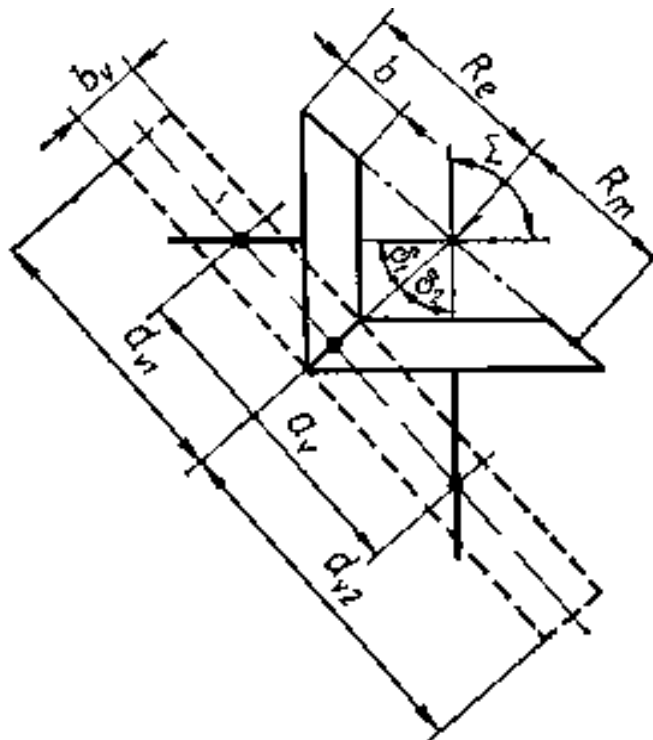


Рис. 24.3. До заміни конічних зубчастих коліс еквівалентними циліндричними

Заміна конічної зубчастої передачі еквівалентною прямозубою циліндричною передачею. Щоб спростити виклад при виводах розрахункових залежностей для оцінки міцності зубців конічних передач, замінимо конічну зубчасту передачу еквівалентною прямозубою циліндричною передачею (рис. 24.3). При цьому початкові циліндри еквівалентних коліс будуть розгортками додаткових конусів у середньому перерізі зубців.

Параметри еквівалентних циліндричних коліс:

– модуль зубців еквівалентних коліс m_c дорівнює середньому коловому модулю конічних коліс m_m ;

– ширина вінця еквівалентних коліс b_v дорівнює ширині вінця конічних коліс B ;

– ділильні діаметри еквівалентних коліс

$$d_{v1} = 2R_m \cdot \operatorname{tg} \delta_1 = d_{m1} \cdot \sqrt{1+u^2} / u = d_{m1} / \cos \delta_1;$$

$$d_{v2} = 2R_m \cdot \operatorname{tg} \delta_2 = d_{m2} \cdot \sqrt{1+u^2} = d_{m2} / \cos \delta_2;$$

– число зубців еквівалентних коліс

$$d_{v1} = m_v \cdot z_{v1} = m_m \cdot z_1 \cdot \sqrt{1+u^2} / u, \text{ звідки } z_{v1} = z_1 \cdot \sqrt{1+u^2} / u = z_1 / \cos \delta_1;$$

$$d_{v2} = m_v \cdot z_{v2} = m_m \cdot z_2 \cdot \sqrt{1+u^2}, \text{ звідки } z_{v2} = z_2 \cdot \sqrt{1+u^2} = z_2 / \cos \delta_2;$$

– передаточне число еквівалентної передачі $u_v = z_{v2} / z_{v1} = u^2$;

– міжосьова відстань еквівалентної циліндричної передачі визначається як півсума діаметрів коліс d_{v1} та d_{v2} . $a_w = d_{v1} + d_{v2} / 2$.

НАВАНТАЖЕННЯ НА ЗУБЦІ КОНІЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Номінальні сили у зачепленні прямозубих конічних коліс. За аналогією з циліндричними передачами силу взаємодії зубців, розподілену по довжині їхнього контакту, замінимо зосередженою силою, яка прикладається до зубця у його середньому перерізі. Сили тертя між зубцями тут також не враховуємо.

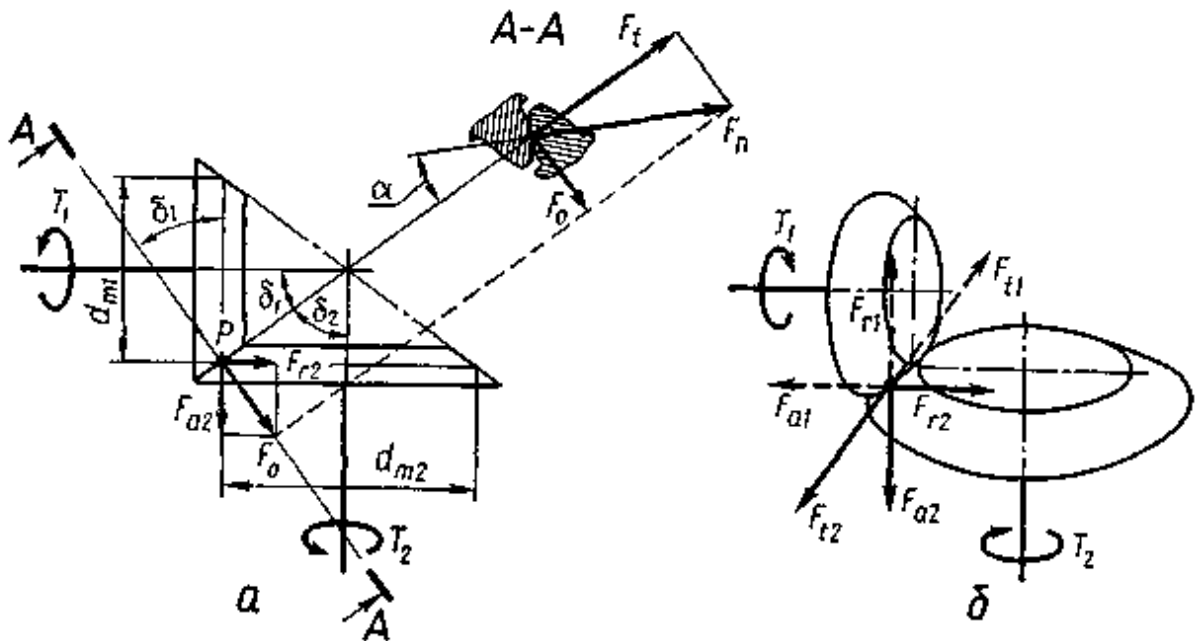


Рис. 24.4. Зусилля на зубці конічних зубчастих коліс

У конічній передачі (рис. 24.4, а) взаємодія зубців показана у їх середньому нормальному перерізі А–А. Якщо до ведучого вала прикладений обертовий момент T_1 , то з боку зубця шестірні на зубець колеса діє нормальна сила F_n , яка направлена вздовж нормалі до профілів зубців у точці їхнього контакту, тобто вздовж лінії зачеплення, яка утворює кут зачеплення α з перпендикуляром до лінії центрів еквівалентних коліс. Силу F_n замінимо двома взаємно перпендикулярними складовими F_t та F_0 , які перенесемо на схему передачі. Тут сила F_t проєкціюється у точку Р, а сила F_0 направлена вздовж сліду площини А–А. Замінивши повторно силу F_0 двома взаємно перпендикулярними складовими F_{r2} та F_{a2} , дістанемо в результаті три взаємно перпендикулярні компоненти нормальної сили F_n взаємодії зубців: F_t – колову силу; F_{r2} – радіальну силу на колесі та F_{a2} – осьову силу на колесі.

Колова сила направлена по спільній дотичній до конічних коліс і лежить у площині їхнього обертання. Тому ця сила може бути визначена через обертовий момент T_1 за формулою

$$F_t = 2T_1 / d_{m1}.$$

Нормальна сила F_n і сила F_0 виражаються через колову силу F_t за залежностями (див. паралелограм сил у перерізі А–А на рис. 24.4, а):

$$F_n = F_t / \cos \alpha = 2T_1 / (d_{m1} \cdot \cos \alpha); \quad F_0 = F_t \cdot \tan \alpha.$$

Подаючи сили F_{r2} та F_{a2} через F_0 (див. паралелограм сил на схемі передачі), дістаємо:

$$P_{r2} = F_0 \cdot \cos \delta_2 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2;$$

$$F_{a2} = F_0 \cdot \cos \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$$

Отже, формула (24.23) дозволяє визначити нормальну силу F_n взаємодії зубців через обертовий момент T_1 , а формули (24.22), (24.24) та (24.25) – її три складові, що діють на зубці конічного колеса; колову силу F_t , радіальну F_{r2} та осьову F_{a2} .

Аналогічні складові діють з боку зубців конічного колеса на зубці шестірні, але у протилежному напрямі (див. рис. 24.4, б), до того ж радіальна сила на шестірні F_{r1} дорівнює осьовий силі F_{a2} на колесі, а осьова сила F_{a1} на шестірні – радіальній силі F_{r2} на колесі. Остаточнo запишемо компоненти сили F_n взаємодії зубців конічної прямозубої передачі:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_{m1};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1;$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2.$$

Зображення сили взаємодії зубців F_n конічних зубчастих коліс у формі трьох взаємно перпендикулярних складових (24.26) дає певну зручність при складанні розрахункових схем валів передачі.

Розрахункове навантаження на зубці конічної зубчастої передачі. За аналогією з циліндричними зубчастими передачами розрахункове навантаження на зубці конічної передачі визначають за формулами: при розрахунку зубців на контактну втому при розрахунку зубців на втому при згині

$$q_F = W_{Ft} / (K_\epsilon \cdot \epsilon_\alpha \cdot \cos \alpha). \quad (71)$$

$$q_H = W_{Ht} / (K_\epsilon \cdot \epsilon_\alpha \cdot \cos \alpha); \quad (72)$$

Під час визначення питомої розрахункової колової сили W_{Ht} і W_{Ft} треба враховувати такі особливості конічної зубчастої передачі. Несуча здатність конічної передачі становить приблизно 85 % від несучої здатності еквівалентної циліндричної передачі, тобто у конічній передачі тільки 85 % ширини вінця b ефективно бере участь у передаванні навантаження. Тому для конічної зубчастої

передачі питому розрахункову колову силу рекомендують визначати за формулами

$$W_{Ht} = [F_{Ht}/(0,85b)] \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \quad (73)$$

$$W_{Ft} = [F_{Ft}/(0,85b)] \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (74)$$

Тут колові сили $F_{Ht} = F_{Ft} = F_t$ визначаються за виразом, а коефіцієнти K_{α} , K_{β} і K_V мають такий же зміст, як і в циліндричних передачах. Для прямозубих конічних передач $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$, а коефіцієнти $K_{H\beta}$ та $K_{F\beta}$ знаходять за кривими 1–3 на рис. 24.5 залежно від схем 1–3 розміщення конічних коліс, виду опор валів, твердості активних поверхонь зубців та коефіцієнта K_{bd}

$$K_{bd} = b/d_{v1} = [K_{be}R_e/(2R_m)] u = K_{be}u / (2 - K_{be}). \quad (75)$$

Коефіцієнти динамічного навантаження зубців K_{HV} та K_{FV} можна брати такі самі, як і для циліндричних зубчастих передач при коловій швидкості зубців $v = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_{m1}$.

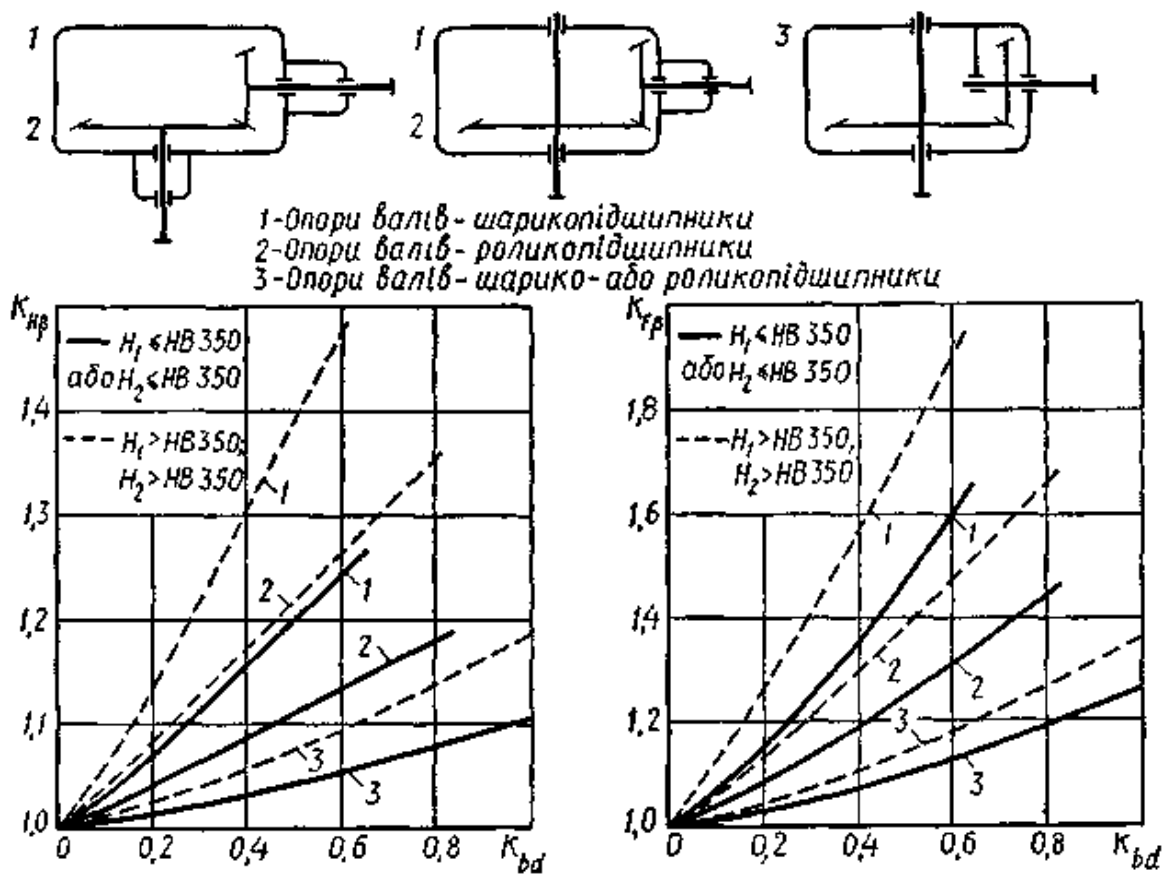


Рис. 24.5. Графіки для визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$

РОЗРАХУНОК ЗУБЦІВ КОНІЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА КОНТАКТНІ ВТОМУ І МІЦНІСТЬ, НА ВТОМУ І МІЦНІСТЬ ПРИ ЗГІНІ.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактні втому та міцність. Розрахункову формулу для перевірки на контактну втому активних поверхонь зубців конічної зубчастої передачі можна дістати на основі залежності, яка використовується у розрахунках циліндричних зубчастих передач. Дістанемо розрахункову залежність для перевірки на контактну втому активних поверхонь зубців конічної зубчастої передачі у вигляді

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{(W_{Ht} / d_{m1}) (\sqrt{1 + u^2} / u)} \leq [\sigma]_H. \quad (76)$$

Тут W_{Ht} – питома розрахункова колова сила

$$W_{Ht} = [F_{Ht} / (0,85b)] K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Розрахункові коефіцієнти Z_M та Z_H беруть такими ж, як і для циліндричних передач, а коефіцієнт $Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3}$, де коефіцієнт торцевого перекриття ε_α можна знайти за числами зубців Z_{v1} та Z_{v2} еквівалентних циліндричних коліс:

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 (1 / z_{v1} + 1 / z_{v2}). \quad (77)$$

Розрахунок на контактну міцність активних поверхонь зубців конічних зубчастих передач виконують як і у циліндричних передачах. Допустимі контактне напруження $[\sigma]_H$ та граничне контактне напруження $[\sigma]_{H \max}$ визначають згідно з рекомендаціями.

Розрахунок зубців на втому при згині та на міцність при згині максимальним навантаженням. Для розрахунку зубців конічних передач на втому при згині справедлива формула, яку дістали для циліндричних передач, тільки замість нормального модуля m_n , треба брати середній коловий модуль зубців m_m конічних коліс, що дорівнює модулю зубців m_v еквівалентної циліндричної передачі:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta W_{Ft} / m_m \leq [\sigma]_F. \quad (78)$$

Тут питома розрахункова колова сила визначається за формулою

$$W_{Ft} = [F_{Ft}/(0,85b)] K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{FV}.$$

Коефіцієнт форми зубців Y_F знаходять за даними табл. 23.5 залежно від еквівалентних чисел зубців Z_{v1} та Z_{v2} . Для конічних передач із прямими зубцями коефіцієнти $Y_\varepsilon = 1$ та $Y_\beta = 1$.

Розрахунок зубців конічних передач на міцність при згині максимальним навантаженням виконують за аналогією з циліндричними передачами.

Міцність зубців на втому та на міцність при згині перевіряють окремо для зубців шестірні та зубців колеса. Якщо результати перевірки незадовільні, то треба збільшити модуль зубців m_m .

Проектний розрахунок конічної зубчастої передачі

У проектному розрахунку конічної зубчастої передачі основний розмірний параметр визначають також із умови стійкості активних поверхонь зубців проти втомного викришування. Основним розмірним параметром конічної передачі, що визначає її габаритні розміри, беруть зовнішній ділительний діаметр колеса d_{e2} .

Вихідними даними для проектного розрахунку передачі є такі:

- розрахункове тривало діюче навантаження T_{1H}
- передаточне число передачі u ;
- параметр $K_{be} = b/R_e$ або $K_{bd} = b/d_{v1} = K_{be}u / (2 - K_{be})$,
- вид передачі – із прямими, тангенціальними чи круговими зубцями;
- матеріали зубчастих коліс, термообробка їх та твердість активних поверхонь зубців, за цими даними попередньо визначають допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$.

Розрахункову формулу для проектного розрахунку конічної зубчастої передачі дістанемо шляхом таких перетворень.

$$W_{Ht} / d_{m1} = [F_t / (0,85bd_{m1})] K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{HV} = [2 \cdot 10^3 T_{1H} / (0,85bd_{m1})] K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{HV}.$$

Виразимо b і d_{m1} через зовнішній ділительний діаметр колеса d_{e2}

$$b = K_{be}R_e = K_{be} 0,5 d_{e1} \sqrt{1+u^2} = 0,5K_{be} d_{e2} \sqrt{1+u^2} / u;$$

$$d_{m1} = d_{e1} (1 - 0,5 K_{be}) = d_{e2} (1 - 0,5 K_{be}) / u.$$

Підставивши відношення W_{Ht} / d_{m1} , в якому B та d_{m1} подані через d_{e2} , у розрахункову залежність (24.32), можна знайти формулу для визначення мінімального зовнішнього ділильного діаметра конічного колеса:

$$d_{e2 \min} = K_d \sqrt[3]{T_{IH} K_{H\beta} u^2 / (K_{be} (1 - K_{be}) [\sigma]_H^2)} . \quad (79)$$

Тут допоміжний коефіцієнт K_d об'єднує ряд коефіцієнтів і виражається залежністю

$$K_d = \sqrt[3]{4 \cdot 10^3 (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{HV} / (0,85 \cdot 1,03)} .$$

У проектному розрахунку прямозубої конічної зубчастої передачі рекомендують брати: $K_d = 1000 \text{ МПа}^{1/3}$ для сталевих коліс; $K_d = 825 \text{ МПа}^{1/3}$ для чавунних коліс. Коефіцієнт $K_{H\beta}$ визначають за графіками на рис. 24.5.

Слід зауважити, що у формулі (24.35) T_1 беруть у ньютон-метрах (Н·м), $[\sigma]_H$ – у мегапаскалях (МПа), а $d_{e2 \min}$ – у міліметрах (мм).

Щоб визначити модуль зубців, треба попередньо вибрати числа зубців шестірні та колеса. Число зубців конічної шестірні для силових конічних передач рекомендується брати в таких межах:

$$Z_1 = 17 \dots 20 \text{ при } u = 1,0 \dots 1,5; \quad Z_1 = 13 \dots 18 \text{ при } u = 2 \dots 4.$$

За вибраним числом зубців шестірні визначають число зубців конічного колеса $z_2 = uz_1$. При цьому бажано виконувати умову $z_1 + z_2 \leq 80 \dots 85$.

Вибравши число зубців конічного колеса, можна визначити потрібний зовнішній коловий модуль $m'_e = d_{e2 \min} / z_2$, який треба узгодити зі стандартним значенням m_e .

Знаючи модуль m_e та число зубців коліс z_1 та z_2 , за формулами можна знайти всі розміри вінців конічних зубчастих коліс.

У конічних зубчастих передачах перевага надається також маломодульним колесам (для силових передач $m_e \geq 1,5 \text{ мм}$), що досягається відповідним вибором чисел зубців шестірні та колеса.

ОСОБЛИВОСТІ КОНІЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ НЕПРЯМИМИ ЗУБЦЯМИ

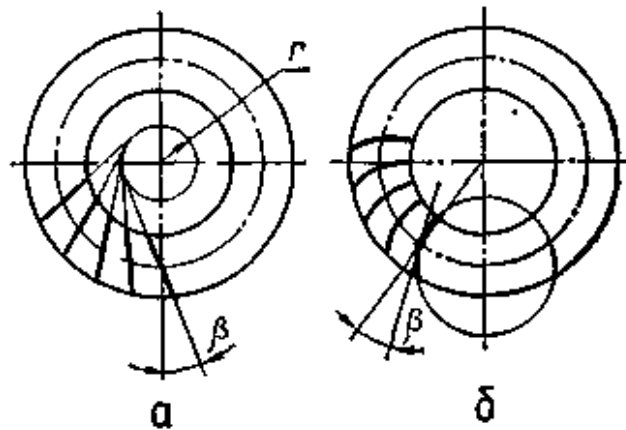


Рис. 24.6. Конічні колеса з непрямыми зубцями

Прямозубі конічні передачі використовують з порівняно невисокими коловими швидкостями до 3 м/с (інколи до 8 м/с) за умови шліфування зубців та 6–го або 7–го ступенів точності. При більш високих швидкостях доцільно застосовувати конічні колеса із тангенціальними або круговими зубцями (рис. 24.6), які забезпечують більш плавне зачеплення, більшу несучу здатність і, крім цього, вони більш технологічні.

У конічних колесах із тангенціальними зубцями (рис. 24.6, а) лінія зубців напрямлена по дотичній до деякого додаткового кола радіуса r і утворює з твірною конуса кут β . Кут нахилу зубців β не повинен перевищувати 25–30°. Колова швидкість таких коліс може бути доведена до 15 м/с. Найбільш ефективні у силових передачах колеса з тангенціальними зубцями при $m \geq 8$ мм.

У конічних колесах із круговими зубцями (рис. 24.6, б) лінія зубців має форму дуги кола, де рухається інструмент при нарізуванні зубців. Кут нахилу β кругового зубця змінний для різних перерізів зубця. За розрахунковий беруть кут нахилу зубців на колі середнього діаметра колеса. Для коліс із круговими зубцями $\beta \approx 35^\circ$. Використовують конічні зубчасті передачі з колесами з круговими зубцями у трансмісіях транспортних машин та у верстатобудуванні. Колова швидкість може досягати 30 м/с.

Для конічних коліс із тангенціальними зубцями за розрахунковий беруть зовнішній нормальний модуль m_{ne} , а для коліс із круговими зубцями – середній нормальний модуль m_{mn} .

Розрахунок конічних зубчастих передач з непрямыми зубцями наведено у відповідній довідковій літературі, а їх розрахунки на міцність можна наближено виконувати за формулами, враховуючи деякі особливості цих передач при виборі розрахункових коефіцієнтів.

ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ ІЗ ЗАЧЕПЛЕННЯМ НОВІКОВА

Особливості передач із зачепленням Новікова

Зубчасті передачі з евольвентним зачепленням при всіх їх незаперечних перевагах мають суттєві недоліки:

- низьку несучу здатність за умови контактної втоми активних поверхонь зубців (малі зведені радіуси кривини робочих поверхонь зубців);

- порівняно високі втрати у зачепленні, що пов'язані з наявністю двох видів тертя – кочення та ковзання;

- підвищену чутливість до перекосів осей коліс у зв'язку з лінійним контактом зубців.

Нове зачеплення підвищеної несучої здатності розроблене у 1954 р. М. Л. Новіковим. У зачепленні Новікова лінійний контакт зубців замінено точковим, який під навантаженням перетворюється у локальний контакт на поверхні. Найпростішими профілями зубців, що забезпечують такий контакт, є профілі, які окреслені дугами кола. При цьому зубці одного колеса роблять випуклими, а другого – угнутими.

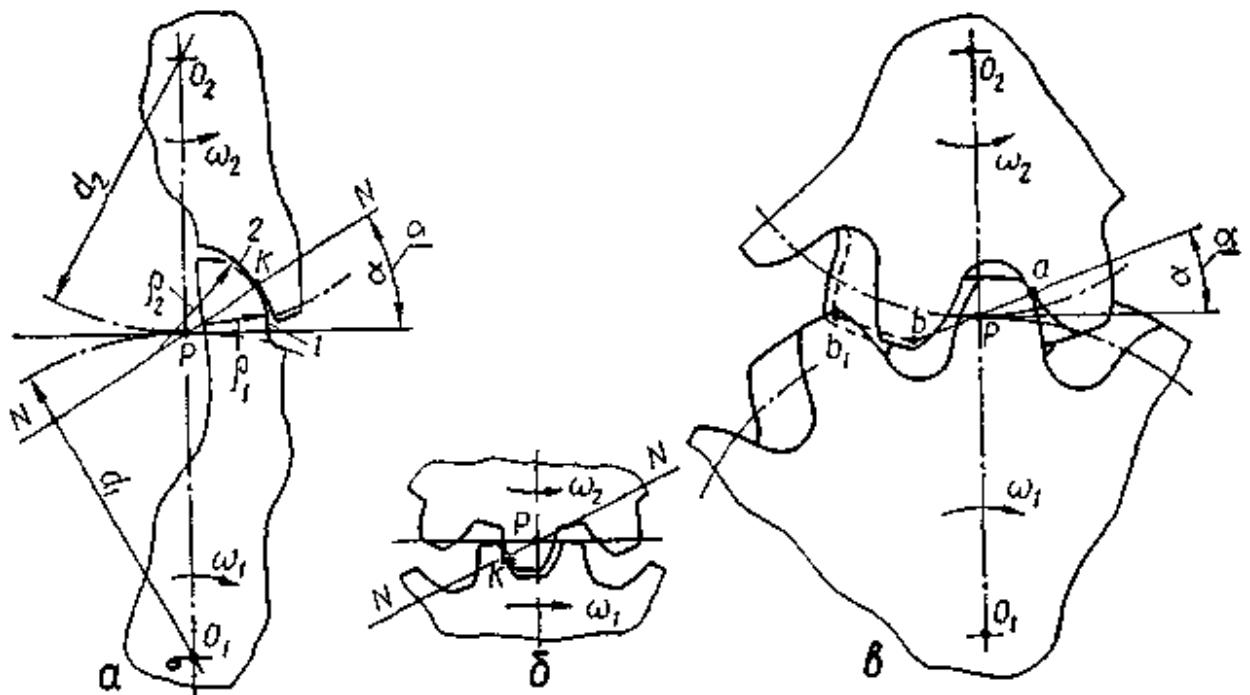


Рис. 25.1. Зачеплення зубців із круговим профілем (зачеплення Новіксова)

На рис. 25.1, а показана схема зачеплення Новікова, у якому торцеві профілі зубців 1 і 2 окреслені дугами кіл із радіусами ρ_1 і ρ_2 . Ці профілі мають контакт у точці К, яка не збігається з полюсом зачеплення Р. Зміщення точок контакту зубців від полюса завжди постійне, тобто $PK = \text{const}$. При обертанні коліс із такими профілями зубців точка контакту рухається вздовж зубців і знаходиться на однаковій відстані від полюсної лінії, тобто лінія зачеплення зубців паралельна полюсній лінії (паралельна осям обертання зубчастих коліс). Щоб забезпечити неперервність зачеплення і сталість передаточного числа, зубчасті колеса із зачепленням Новікова обов'язково повинні бути косо зубними, до того ж осьовий коефіцієнт перекриття ε_β повинен бути більшим за одиницю. Торцевий коефіцієнт перекриття ε_α у такій передачі дорівнює нулю. Спільна нормаль NN до профілів зубців у точці їхнього контакту проходить через полюс Р, центри дуг, якими окреслені профілі, і утворює кут зачеплення α із спільною дотичною до ділительних кіл, що мають діаметри d_1 і d_2 .

Оскільки радіуси кривини профілів зубців шестірні ρ_1 та колеса ρ_2 дуже близькі за значенням, а випукла поверхня одного зубця контактує з угнутою поверхнею другого зубця, то після припрацювання зубці

контактують на значній частині своєї висоти. У свою чергу, внаслідок великих радіусів кривини гвинтових поверхонь косих зубців, їх контакт поширюється і на деяку частину довжини зубців. Отже, у передачі із зачепленням Новікова навантаження між зубцями розподіляється на порівняно велику поверхню контакту.

Під час обертання зубчастих коліс поверхня контакту зубців рухається вздовж лінії зачеплення із швидкістю

$$v_x = v \operatorname{ctg} \beta, \quad (80)$$

де v – колова швидкість коліс; β – кут нахилу лінії зубців.

Якщо швидкість v_x значна за значенням, то створюються сприятливі умови для виникнення масляної плівки значної товщини між зубцями. Це також сприяє підвищенню несучої здатності передачі із зачепленням Новікова.

Порівняно з евольвентними зубчасті передачі із зачепленням Новікова мають у 1,5–2 рази вищу несучу здатність, підвищене значення ККД, а також вищу стійкість проти спрацювання.

До недоліків передач із зачепленням Новікова належать підвищена чутливість до неточностей монтажу і пов'язана з цим потреба достатньо високої жорсткості валів та їхніх опор.

Лінія зачеплення у передачах Новікова може розміщуватись до полюсної лінії і за полюсною лінією (за напрямом обертання ведучого колеса). У першому випадку зачеплення називається *дополюсним* (рис. 25.1, б), а у другому – *заполюсним* (25.1, а). Одна і та сама пара коліс може мати заполюсне і дополюсне зачеплення залежно від того, яке з коліс є ведучим. Ознакою заполюсного зачеплення є випуклий профіль зубців ведучого колеса і угнутий профіль – веденого колеса.

Профілі зубців можна виготовити так, щоб одна частина профілю була випуклою, а друга угнутою. Тоді зубці зможуть зачеплятися і до полюса і за полюсом. У цьому разі будемо мати варіант дозаполюсного зачеплення (рис. 25.1, в). Дозаполюсне зачеплення має дві лінії зачеплення, що

проходять через точки а і Б. Відповідно у 2 рази збільшується поверхня контакту зубців. У таких передачах зубці шестірні та колеса мають однаковий профіль: випуклий на головці і угнутий на ніжці. Дві лінії зачеплення паралельні і знаходяться в одній площині з полюсною лінією. В парі працюють випуклий профіль головки і угнутий профіль ніжки зубців відповідно шестірні та колеса.

Зубчасті колеса з дозаполюсним зачепленням можна нарізувати одним інструментом (один початковий контур) і ці колеса мають більшу несучу здатність. Тому переважне розповсюдження мають зубчасті передачі з дозаполюсним зачепленням.

Параметри зубчастої передачі із зачепленням Новікова

Для циліндричних зубчастих передач Новікова з однією та двома лініями зачеплення модулі у нормальному перерізі зубців стандартизовані. Кути нахилу зубців беруть: $\beta = 10 \dots 25^\circ$ – для косозубих і $\beta = 25 \dots 35^\circ$ – для шевронних передач Новікова.

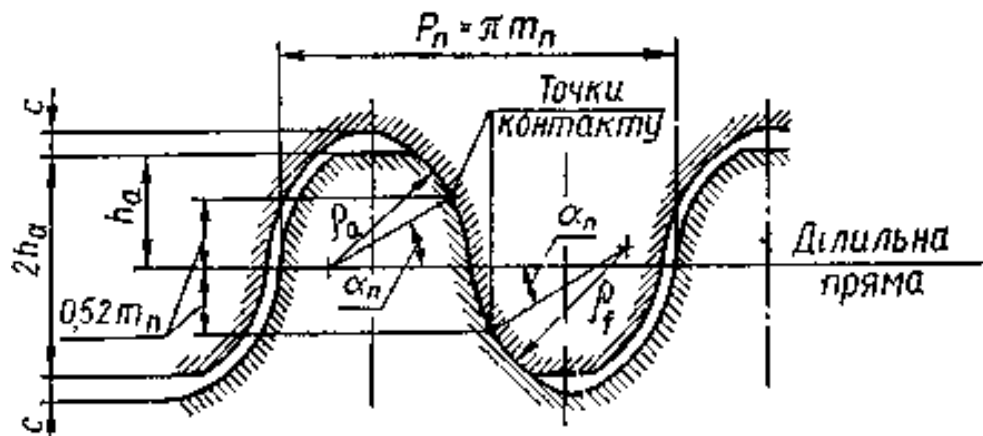


Рис. 25.2. Початковий контур зубців із круговим профілем

Розміри елементів зубців визначаються параметрами стандартного початкового контура. В передачах з двома лініями зачеплення (дозаполюсних) зубці повинні відповідати початковому контуру за ГОСТ (рис. 25.2), область застосування якого обмежується значенням модуля $m \leq 16$ мм, коловою швидкістю коліс $v \leq 20$ м/с та твердістю зубців $H \leq 320$ НВ.

Згідно зі стандартом беруть такі параметри початкового контура: $\alpha_n = 27^\circ$; $h'_a = 0,9$; $c^* = 0,15$; $\rho_a^* = 1,147 \dots 1,150$; $\rho_f^* = 1,307 \dots 1,252$.

Розрахунок циліндричних передач Новікова виконують на основі ГОСТа. Формули для визначення основних розмірів зубчастих коліс записують у такому вигляді:

- ділильні діаметри $d_1 = mz_1 / \cos \beta$; $d_2 = mz_2 / \cos \beta$;
- діаметри вершин зубців $d_{a1} = d_1 + 2h'_a m$; $d_{a2} = d_2 + 2h'_a m$;
- діаметри впадин $d_{f1} = d_1 - 2(h'_a + c^*) m$; $d_{f2} = d_2 - 2(h'_a + c^*) m$;
- осьовий крок зубців $P_x = \pi m / \sin \beta$;
- відношення ширини вінця колеса до осьового кроку зубців (для передач редукторів загального призначення) $B_2 / P_x = 1,25 \dots 1,35$;
- ширина вінця шестірні $b_1 = b_2 + (0,4 \dots 1,5)m$;
- міжосьова відстань $a = 0,5m (z_1 + z_2) / \cos \beta$.

Число зубців шестірні вибирають у межах $z_1 = 12 \dots 25$, до того ж рекомендують брати z_1 більшим для високих колових швидкостей. Число зубців колеса відповідно підраховують за формулою $z_2 = u z_1$

Особливості розрахунків на міцність циліндричних передач Новікова

Як було зазначено вище, контакт зубців у передачах Новікова здійснюється по деякій поверхні завдяки дотиканню випуклої та угнутої поверхні зубців із великими і близькими за значенням радіусами кривини. Розміри поверхні контакту збільшуються за рахунок припрацьовування зубців. Тому у передачах Новікова рекомендують для виготовлення зубчастих коліс використовувати матеріали, які здатні припрацьовуватись. На практиці найчастіше застосовують сталеві зубчасті колеса з твердістю $H \leq 320$ HB.

Незважаючи на поверхневий контакт зубців, руйнування їхніх активних поверхонь проявляється у вигляді втомного викришування. Контактна теорія Герца до зубців передач Новікова застосовується умовно. За цією теорією розроблені методи розрахунку зубців на втому їхніх активних поверхонь із урахуванням деяких коректуючих коефіцієнтів.

Крім розрахунків на контактну втому, для зубців передач Новікова треба виконувати розрахунки на втому при згині. Особливості геометрії зубців у розрахункових формулах враховують відповідними коефіцієнтами.

Формули для розрахунків на міцність косозубих циліндричних передач Новікова, форма зубців яких відповідає початковому контуру на ГОСТ 15023 – 76 (дозаполюсне зачеплення), а відношення $b_2 / P_x = 1,25 \dots 1,35$.

Перевірний розрахунок за умовою стійкості активних поверхонь зубців проти втомного викришування ведуть за формулою [22]

$$\sigma_H = Z_M Z_\beta Z_k \sqrt{2T_1 / (d_1^2 \cdot m)} [2T_1 / (d_1^2 m)] (K_{H\alpha} K_{H\beta} / K_\epsilon) (u + 1) / u \leq [\sigma]_H. \quad (81)$$

У цій формулі маємо такі розрахункові коефіцієнти:

$Z_M = 275 \text{ (МПа)}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості сталевих зубчастих коліс; $Z_\beta = 0,01\beta + 0,2$ – коефіцієнт кута нахилу зубців;

$Z_k = 0,8$ – коефіцієнт довжини умовної лінії контакту по висоті зубця;

$K_{H\alpha} = 1 + 0,63 \sqrt{u - 1 / z_1}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між головкою та ніжкою зубця;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт динамічного навантаження, який можна брати таким же, як і для евольвентних циліндричних передач (див. табл. 23.4);

$K_\epsilon = 2,15$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по поверхнях контакту зубців.

Розрахунок зубців передач Новікова на втому при згині можна виконати за такою умовою:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_k [2T_1 / (m^3 z_1)] (K_{F\alpha} K_{F\beta} / K_\epsilon) \leq [\sigma]_F, \quad (82)$$

Тут слід вибрати такі значення розрахункових коефіцієнтів:

Y_F – коефіцієнт форми зубців, який беруть залежно від еквівалентного числа зубців $z_v = z / \cos^3 \beta$ за табл. 25.2;

$Y_\beta = 0,006 \beta$ – коефіцієнт нахилу зубців;

$Y_k \approx 0,5$ – коефіцієнт переміщення контакту вздовж зубців;

$K_{F\alpha} = 1 + 0,76 \sqrt{u - 1 / Z_1}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження при згині між головкою та ніжкою зубця;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт динамічного навантаження (див. табл. 23.4).

При виконанні проектного розрахунку циліндричної передачі Новікова наближене значення ділильного діаметра шестірні визначають за формулою, добутою з умови при усереднених значеннях розрахункових коефіцієнтів:

$$d_{1\min} = 210 \cdot \sqrt[3]{(T_1 \cdot z_1 / [\sigma]_H^2) \cdot (u + 1) / u}. \quad (83)$$

Тут обертовий момент на ведучому валу передачі T_1 у ньютон–метрах ($\text{Н} \cdot \text{м}$); $[\sigma]_H$ – у мегапаскалях (МПа); $d_{1\min}$ – у міліметрах (мм), а число зубців шестірні z_1 вибирають згідно з рекомендаціями.

Допустимі напруження контактне $[\sigma]_H$ та згину $[\sigma]_F$ для зубців циліндричних передач Новікова визначають за такою ж методикою, як і для евольвентних зубчастих передач.

Сили, що виникають у зачепленні циліндричної передачі Новікова і передаються на вали та їхні опори, можна обчислити за формулами для циліндричних евольвентних передач за умови, що кут профілю зубців $\alpha_n = 27^\circ$. При визначенні сил реакцій опор валів слід мати на увазі їхню циклічну зміну, оскільки зона контакту зубців у передачах Новікова переміщається від одного торця коліс до другого.

Порівнюючи габаритні розміри (наприклад, міжосьову відстань) косозубої циліндричної передачі та циліндричної передачі Новікова, зазначимо, що міжосьова відстань передачі Новікова в 1,34 раза менша для тих самих параметрів навантаження.

ГВИНТОВІ ТА ГІПОЇДНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Загальні відомості

Гвинтові і гіпоїдні зубчасті передачі застосовують у разі потреби передавання обертового руху між валами, осі яких мимобіжні у просторі. При такому положенні осей валів опори можна розміщувати по обидва боки від зубчастих коліс, передавати обертовий рух від одного ведучого вала кільком веденим. Ці особливості зубчастих передач із мимобіжними осями валів, на

відміну від передач з осями валів, що перетинаються, часто використовують у практиці проектування приводних пристроїв різних машин.

Головним недоліком передач із мимобіжними осями валів є значне ковзання у зачепленні зубців і пов'язані з ним підвищене спрацювання та здатність до заїдання зубців.

У гвинтових та гіпоїдних зубчастих передачах початкові поверхні коліс утворюються окремими частинами поверхонь гіперболоїдів обертання 1 і 2 (рис. 26.1), які дотикаються між собою. Якщо за початкові поверхні зубчастих коліс вибрати поверхні горловин гіперболоїдів, то можна дістати гвинтову зубчасту передачу а.

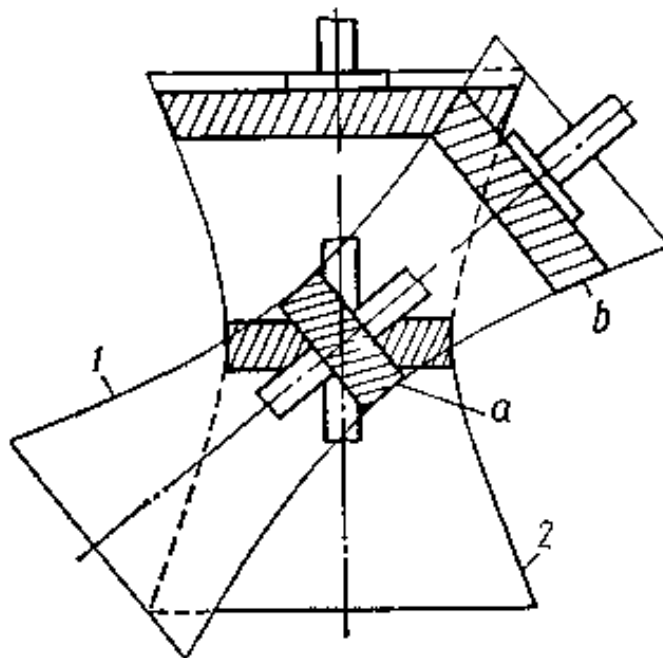


Рис. 26.1. Утворення гвинтових та гіпоїдних зубчастих передач

Для спрощення виготовлення зубчастих коліс поверхні горловин гіперболоїдів заміняють циліндричними поверхнями. За такої заміни початкові поверхні і відповідно зубці коліс контактують у точці, а колеса, що утворюють такі передачі, повинні бути косозубими циліндричними. Якщо за початкові поверхні зубчастих коліс вибрати віддалені від горловини поверхні гіперболоїдів і замінити їх бічними поверхнями зрізаних конусів, то будемо мати гіпоїдну передачу b (рис. 26.1). Зубчасті колеса гіпоїдної передачі можуть мати тангенціальні або криволінійні зубці. Теоретично зубці гіпоїдної передачі також повинні контактувати у точці, але, застосовуючи відповідні спеціальні

методи нарізування, можна дістати гіпоїдні передачі з лінійним контактом зубців.

Гвинтова зубчаста передача

У гвинтовій зубчастій передачі кут між мимобіжними осями валів може бути довільним, однак, переважне використання мають передачі з кутом 90° між осями валів (рис. 26.2). Гвинтові передачі відрізняються низькою несучою здатністю, оскільки початкове дотикання зубців відбувається у точці з малими приведеними радіусами кривини активних поверхонь, а умови змащування контакту зубців несприятливі при значних швидкостях ковзання. Щоб підвищити опір заїданню зубчастих коліс гвинтових передач, слід використовувати поєднання матеріалів з високими антифрикційними властивостями, наприклад текстоліт – чавун, текстоліт – загартована сталь, чавун – бронза. За потребою передавання порівняно великих навантажень обидва зубчасті колеса виготовляють із загартованої сталі (40–50 HRC) за умови застосування відповідних протизадирних мастильних матеріалів.

Розрахунок зубчастих коліс гвинтових передач виконується аналогічно розрахунку косозубих циліндричних коліс. Якщо немає спеціальних обмежень у вибиранні кутів нахилу зубців коліс, то ці кути у реверсивних передачах беруть однаковими $\beta_1 = \beta_2$. Для передач, що передають обертовий рух тільки в один бік, кути нахилу зубців шестірні беруть більшими від кутів нахилу зубців у колеса, тобто $\beta_1 > \beta_2$.

За розрахунковий модуль у гвинтових передачах використовують модуль зубців m_n у нормальному перерізі їх. Тому ділильні діаметри коліс і міжосьову відстань визначають за формулами:

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta_1; \quad d_2 = m_n z_2 / \cos \beta_2; \quad (84)$$

$$a_w = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5 m_n (z_1 / \cos \beta_1 + z_2 / \cos \beta_2). \quad (85)$$

Ширина зубчастих коліс гвинтової передачі залежить від модуля зубців та кутів їхнього нахилу і підраховується за формулою $b_{1(2)} = 3\pi m_n \sin \beta_{1(2)}$.

Передаточне число гвинтової передачі $u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$;

$$z_1 = (d_1 / m_n) \cos \beta_1; \quad z_2 = (d_2 / m_n) \cos \beta_2.$$

Тоді при $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ дістанемо $u = (d_2/d_1) \operatorname{tg} \beta_1$. (86)

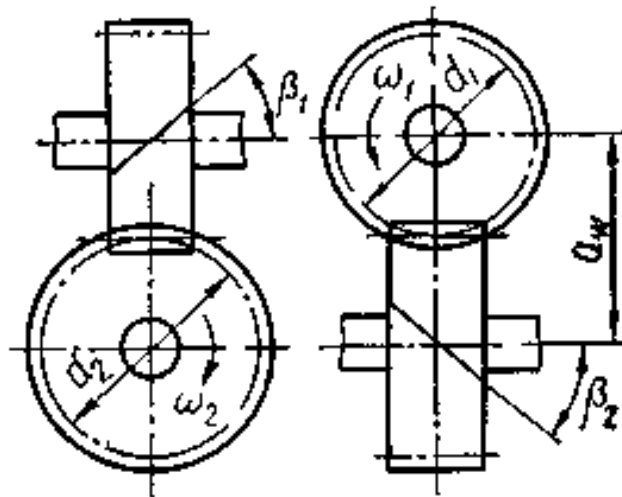


Рис. 26.2 Схема гвинтової зубчастої передачі

Якщо $d_2/d_1 = \text{const}$, то із зміною β_1 можна міняти передаточне число u гвинтової передачі.

Швидкість ковзання зубців у зачепленні гвинтової передачі визначають за формулою

$$v_s = v_1 / \sin \beta_1 = 0,5 \omega_1 d_1 / \sin \beta_1. \quad (87)$$

Розрахунок на стійкість проти спрацювання та заїдання зубців гвинтової передачі ведуть за умовою обмеження питомого тиску у контакті зубців за емпіричною залежністю:

$$p = 2T_1 / (d_1^3 K_u K_s \cos \alpha_n \cos \beta_1) \leq [p]. \quad (88)$$

Тут $K_u = 4u^2 / (u + \operatorname{tg} \beta_1)^2$ – коефіцієнт передаточного числа; $K_s = (1 + 0,5v_s) / (1 + v_s)$ – коефіцієнт швидкості ковзання; α_n – кут зачеплення у нормальному перерізі зубців.

Допустимий умовний тиск у контакті зубців беруть залежно від поєднання матеріалів зубчастих коліс: $[p] = (0,035 \dots 0,085)$ МПа для матеріалів сталь ($H > 50$ HRC) – бронза; $[p] = (0,040 \dots 0,105)$ МПа для матеріалів сталь ($H > 50$ HRC) – сталь ($H > 50$ HRC); $[p] = (0,055 \dots 0,140)$ МПа для матеріалів чавун – чавун або бронза; $[p] = (0,070 \dots 0,175)$ МПа для матеріалів пластмаса –

чавун або сталь ($H > 50 \text{ HRC}$). Менші з наведених значень допустимого умовного тиску – для пари гвинтових коліс після короткочасного притирання, більші – для добре притертих гвинтових коліс.

Гіпоїдна зубчаста передача

Недоліки, які має гвинтова передача, у гіпоїдній передачі виявляються в меншій мірі, оскільки контакт зубців тут здійснюється не в точці, а по лінії. Тому гіпоїдні передачі мають суттєво більшу несучу здатність. Швидкості ковзання у гіпоїдних передачах менші, ніж у гвинтових.

Причиною виходу з ладу гіпоїдних передач найчастіше є заїдання зубців. На практиці можливість заїдання у значній мірі може бути зменшена застосуванням спеціального протизадирного мастила (гіпоїдне масло), а також термообробкою сталевих коліс до високої твердості (60–65 HRC). Крім цього, суттєвим є обмеження зміщення осей E (рис. 26.3).

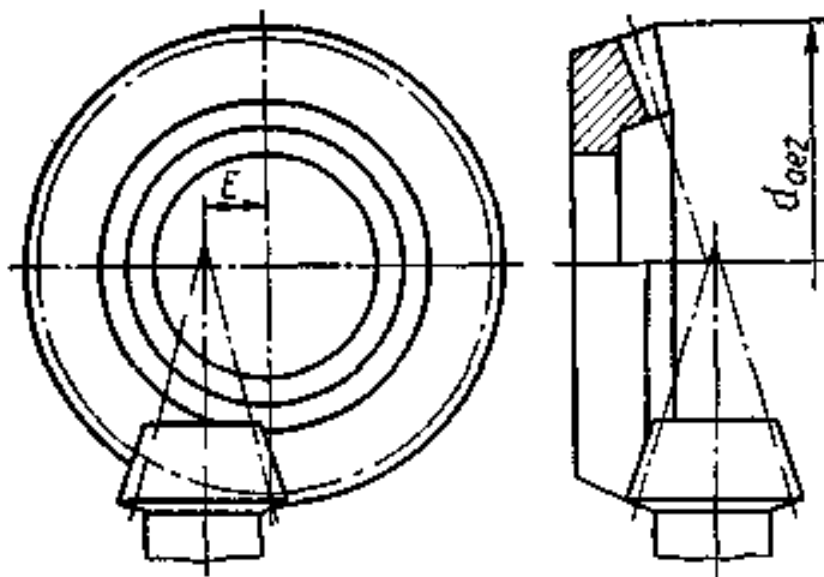


Рис. 26.3. Схема гіпоїдної зубчастої передачі

При проектуванні гіпоїдних передач зміщення осей (гіпоїдне зміщення) беруть $E = (0,2 \dots 0,3) d_{ae2}$. У передачах легкових автомобілів $E \leq 0,2 m_{te} z_c$, а у передачах важких транспортних машин $E \leq 0,1 m_{te} z_c$, де $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$.

Кут нахилу зубців шестірні в гіпоїдній передачі вибирають залежно від її числа зубців: $\beta_1 = 50^\circ$ при $z_1 = 6...13$; $\beta_1 = 45^\circ$ при $z_1 = 14...15$; $\beta_1 = 40^\circ$ при $z_1 = 16$. Кут нахилу зубців колеса $\beta_2 = 30...35^\circ$.

Передаточне число гіпоїдної передачі визначають за формулою

$$U = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1 = d_2 \cos \beta_2/d_1 \cos \beta_1. \quad (89)$$

Розрахунок зубців на міцність у гіпоїдній передачі виконують за методикою розрахунку конічних зубчастих передач із криволінійними зубцями. Щоб обмежити спрацювання зубців та зменшити можливості заїдання, слід передбачити також розрахунок на стійкість проти спрацювання (обмежити швидкість спрацювання зубців у конкретних умовах експлуатації гіпоїдної передачі).

ХВИЛЬОВІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Принцип роботи та деякі схеми хвильових зубчастих передач

Хвильова передача здійснюється на принципі перетворення параметрів руху хвильовим деформуванням однієї з ланок передачі. Цей принцип вперше був запропонований російським вченим А. І. Москвітіним у 1944 р. для варіанту фрикційної передачі та американським вченим В. Массером у 1959 р. для зубчастої передачі.

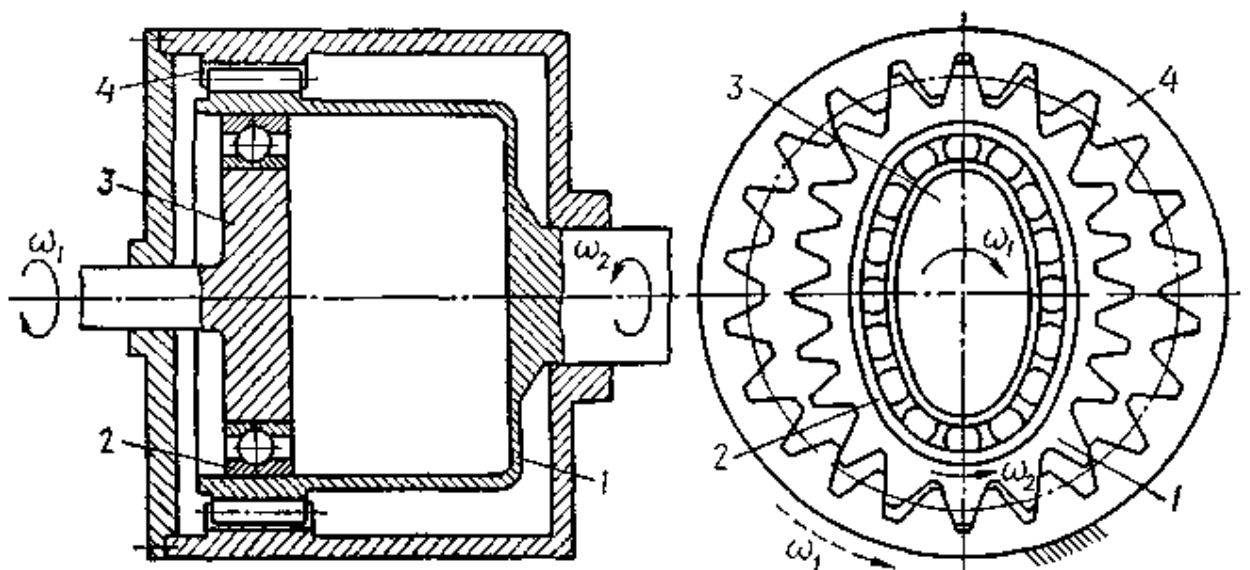


Рис. 27.1. Принципова схема хвильової передачі

Хвильова передача (рис. 27.1) складається з гнучкого зубчастого вінця 1, з'єднаного з веденим валом і zdeформованого генератором хвиль 3, на якому розміщений гнучкий підшипник 2. Гнучкий зубчастий вінець у zdeформованому стані входить у зачеплення з двох діаметрально протилежних боків із нерухомим жорстким зубчастим вінцем 4, який розміщений у корпусі передачі і має внутрішні зубці. При обертанні генератора хвиль, виконаного у вигляді кулачка, з кутовою швидкістю ω_1 гнучке колесо і ведений вал, зв'язаний із ним, будуть обертатись із кутовою швидкістю ω_2 . Передавання обертового руху із зміною кутової швидкості забезпечується різницею чисел зубців жорсткого та гнучкого зубчастих коліс. Гнучкий підшипник призначений для зменшення тертя між генератором хвиль та гнучким колесом. Передача такого виду називається *хвильовою* через хвилеподібне деформування гнучкого колеса при обертанні генератора. Хвильова передача за схемою на рис. 27.1 називається *двоххвильовою*, оскільки за один оберт генератора гнучке колесо сприймає дві хвилі деформації. Відомі також *одно-* і *триххвильові* та рідко застосовувані *чотириххвильові* передачі. Число хвиль деформації гнучкого колеса залежить від форми та конструкції генератора хвиль.

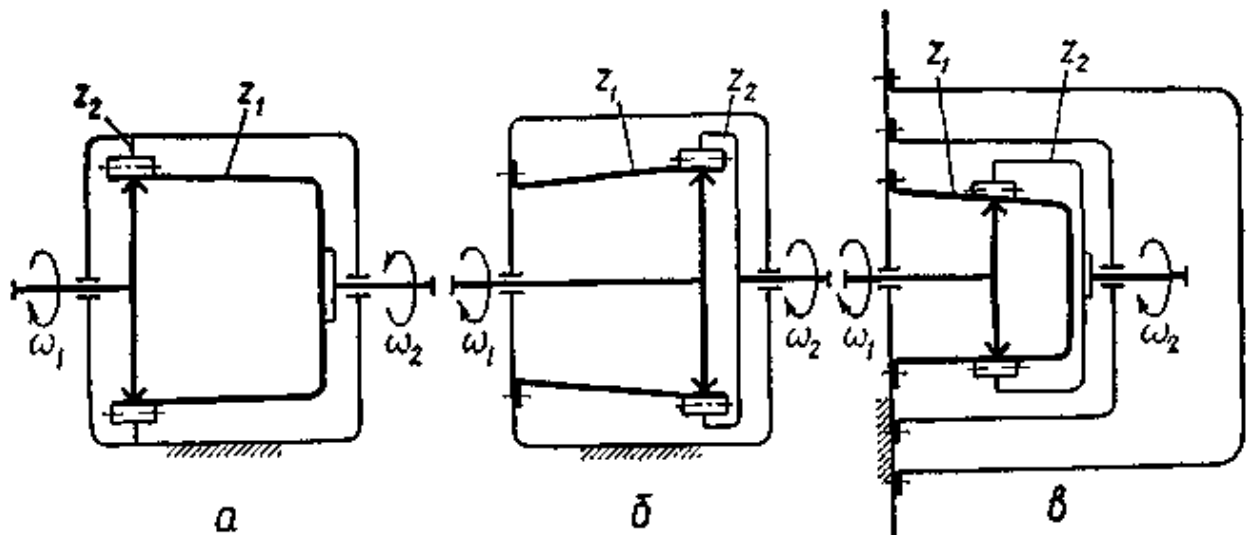


Рис. 27.2. Деякі схеми хвильових зубчастих передач

На сьогодні відома велика кількість схем та конструкцій хвильових зубчастих передач. На рис. 27.2 показані деякі найпоширеніші схеми хвильових зубчастих передач.

Хвильова передача, що зображена на рис. 27.2, а, має з'єднане з веденим валом гнучке зубчасте колесо, а жорстке колесо нерухомо встановлене в корпусі передачі. У хвильовій передачі за схемою рис. 27.2, б гнучке колесо не обертається, бо воно з'єднане з корпусом, а жорстке зубчасте колесо обертається разом із веденим валом. На рис. 27.2, в зображена схема хвильової передачі, за допомогою якої можна передавати обертовий рух в ізолюваний простір. Тут гнучке зубчасте колесо виготовлене у формі стакану і закріплене герметично своїм краєм із корпусом, а жорстке зубчасте колесо розміщене на веденому валу, який обертається в ізолюваному просторі.

На рис. 27.2 і в подальших випадках вибрано позначення числа зубців гнучкого колеса z_1 (незалежно від того, чи воно обертається, чи закріплене нерухомо), а числа зубців жорсткого колеса – z_2 .

Доцільність використання принципу хвильової передачі полягає у багатопарності зачеплення зубців, яка визначає всі переваги такої передачі у порівнянні з іншими, а саме:

- а) достатньо висока несуча здатність хвильових передач при малій масі та габаритних розмірах;
- б) можливість здійснення за допомогою однієї пари коліс великих передаточних чисел у межах 60–300;
- в) достатньо високий ККД, що досягає 0,85–0,90;
- г) висока кінематична точність;
- д) передача дає змогу передавати обертовий рух у ізолюваний простір.

Недоліками хвильових передач є такі:

- а) обмеження частоти обертання генератора хвиль (до 4000 хв⁻¹);
- б) складність виготовлення гнучкого колеса;
- в) низька довговічність гнучкого колеса з огляду на великі навантаження та значні деформації.

Сучасний стан використання хвильових передач можна характеризувати як такий, що має перспективу. Розроблено також стандартний ряд редукторів,

до складу якого входять 11 типорозмірів із діапазоном діаметрів ділительних кіл гнучких коліс 50–510 мм і різними передаточними числами. Діапазон обертових моментів на веденому валу 30 – 30 000 Н·м.

Кінематика хвильової зубчастої передачі

Для визначення передаточного числа хвильової передачі може бути застосований метод Вілліса. При цьому для уявної зупинки генератора хвиль надамо нерухомому колесу 4 обертання з кутовою швидкістю ω_1 , але протилежною швидкості обертання генератора (на рис. 27.1 напрям обертання колеса 4 показано штриховою стрілкою). Тоді генератор хвиль буде видаватись за нерухомий, а гнучке колесо у перетвореному русі дістане кутову швидкість

$$\omega_2 = \omega_1 (z_1/z_2).$$

Дійсна кутова швидкість ω_2 обертання гнучкого колеса (у неперетвореному русі) дорівнює різниці кутових швидкостей ω_2 і ω_1

$$\omega_2 = \omega_2 - \omega_1 = \omega_1 (z_1/z_2) - \omega_1 = \omega_1 (z_2 - z_1) / z_1.$$

Отже, передаточне число хвильової передачі, у якій гнучке колесо з'єднане з веденим валом (див. рис. 27.1 та 27.2, а),

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_1 / (z_2 - z_1). \quad (90)$$

Для хвильових передач, у яких гнучке колесо не обертається (див. рис. 27.2, б, в), передаточне число визначається за співвідношенням

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / (z_2 - z_1). \quad (91)$$

У формулах (90) та (91) у чисельнику міститься число зубців того колеса, що обертається (гнучкого чи жорсткого), а у знаменнику – різниця чисел зубців жорсткого та гнучкого коліс.

Різниця $z_2 - z_1$ повинна дорівнювати або бути кратною числу хвиль деформації гнучкого колеса (за умовою можливості складання передачі), тобто

$$z_2 - z_1 = K_z U, \quad (92)$$

де K_z – коефіцієнт кратності, який у більшості випадків дорівнює одиниці при $u > 70$; U – число хвиль деформації гнучкого колеса (найчастіше беруть $U = 2$).

Елементи розрахунку хвильових зубчастих передач

Кулачковий генератор примусової деформації. У хвильових передачах застосовують дискові та кулачкові генератори хвиль.

Дискові генератори (рис. 27.3, а) здебільшого використовують у малосерійному виробництві. Такий генератор має два диски H , які деформують гнучке колесо 2 для забезпечення його зачеплення із жорстким колесом 1. Диски розміщені на ексцентричних шийках ведучого вала 3 і обертаються відносно своїх осей на підшипниках.

Кулачковий генератор (рис. 27.3, б) складається із спрофільованого кулачка 1 та гнучкого кулькового підшипника 2. Внутрішнє кільце підшипника спряжене з кулачком, а зовнішнє – в внутрішню поверхню гнучкого колеса. Гнучкий підшипник кулачкового генератора конструктивно не відрізняється від стандартних підшипників надлегкої серії, у яких для забезпечення гнучкості додатково шліфують зовнішнє та внутрішнє кільця. Кулачковий генератор більш надійно зберігає форму деформації гнучкого колеса під навантаженням. Тому такі генератори мають ширше застосування.

Розміри профілю кулачка, на якому знаходиться гнучкий підшипник, визначаються за потрібною деформацією W_0 гнучкого колеса та внутрішнім діаметром підшипника $d_{п}$. Для спряження профілю кулачка із внутрішню поверхню підшипника треба забезпечити рівність зовнішнього периметра кулачка із периметром отвору підшипника. Потрібну деформацію гнучкого колеса рекомендують брати $W_0 = (1,04... 1,10)m$, де m – модуль зубців зубчастих коліс.

Зовнішній діаметр гнучкого підшипника у нездеформованому стані беруть рівним внутрішньому діаметру D гнучкого колеса (див. рис. 27.4).

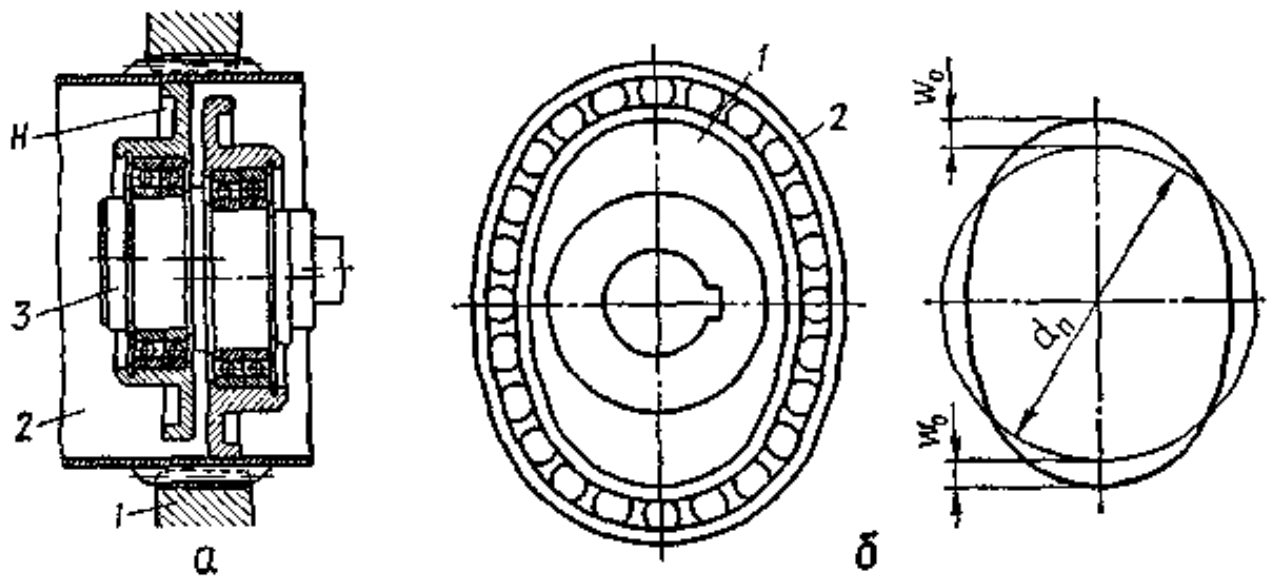


Рис. 27.3. Дисківий (а) та кулачковий (б) генератори хвиль

Розміри гнучкого та жорсткого зубчастих коліс. Діаметр ділительного кола зубчастого вінця веденого колеса (гнучкого чи жорсткого) визначають із умови обмеження напруження змінання на поверхні контакту зубців. При цьому для силових передач рекомендують залежність

$$d = \sqrt[3]{10^4 \cdot T_2 / (\psi_{bd} [\sigma]_{зм})}, \quad (93)$$

де T_2 – обертовий момент на веденому валу, Н·м; $\psi_{bd} = b/d = 0,1 \dots 0,2$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця (менші значення для кінематичних передач або передач із передаточним числом $u < 100$); $[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження змінання, МПа; d – діаметр, мм.

Для сталевих зубчастих коліс (20ХНЗА, 40ХНМА, 30ХГСА, 40Х та ін.) після гартування та середнього або високого відпускання ($H = 28 \dots 32$ HRC) допустиме напруження $[\sigma]_{зм} = (10 \dots 20)$ МПа для середньо– та високошвидкісних передач при задовільних умовах змащування; для пластмасових коліс $[\sigma]_{зм} = (4 \dots 10)$ МПа.

За діаметром, визначеним із формули, можна знайти модуль зубців $m = d/z$, де z – число зубців веденого колеса.

Якщо з веденим валом з'єднане гнучке колесо, то за формулою

$$z = z_1 = u (z_2 - z_1) = u K_z \cdot U.$$

Якщо із веденим валом з'єднане жорстке колесо, то за формулою

$$z = z_2 = u (z_2 - z_1) = u K_z \cdot U,$$

Отже, для двохвильової передачі у $K_z = 1$; $U = 2$) число зубців веденого колеса (гнучкого чи жорсткого) $z = 2u$. Модуль зубців треба округлити до стандартного значення. При цьому для хвильових зубчастих передач модуль зубців рекомендують брати в межах $0,2 \leq m \leq 2$ мм.

Діаметри ділительних кіл зубчастих коліс згідно з вибраним модулем зубців дістають за формулами:

$$d_1 = m z_1, \quad d_2 = m z_2. \quad (94)$$

Ширину зубчастих вінців гнучкого та жорсткого коліс визначають за вибраними значеннями коефіцієнта ширини, тобто $b = \psi_{bd} d$.

Розміри деяких конструктивних елементів гнучкого колеса (рис. 27.4) наближено можна знайти за такими залежностями: $b_1 = 0,5d_1$; $R = 0,06 d_1$; $R_0 = (2 \dots 3)$ мм; $h_1 = 0,025 \sqrt{10 \cdot T_2 \cdot u/b}$; $h_2 = (0,5 \dots 0,8) h_1$; $L = (0,8 \dots 1,2)d_1$; $D = d_{f1} - 2h_1$

За вибраними розмірами гнучке колесо перевіряють на втому. Розрахункові коефіцієнти запасу міцності у перерізі біля торця зубчастого вінця $s \geq 1,5$.

На рис. 27.5 зображена конструкція хвильової зубчастої передачі, виконаної у вигляді редуктора загального призначення. На ведучому валу 1 розміщений кулачковий генератор 5 із гнучким підшипником 6. Гнучке колесо 9 з'єднане з веденим валом 10 за допомогою шліців 8. Жорстке зубчасте колесо 7 нерухомо закріплене у корпусі передачі. З'єднання 4 кулачкового генератора із веденим валом виконане шарнірним для забезпечення співвісності генератора, гнучкого та жорсткого зубчастих коліс. Зовнішній підшипник ведучого вала закритий ущільненням 2 закріпленим стопорним кільцем 3.

Рис 27.4 Розміри гнучкого зубчастого колеса

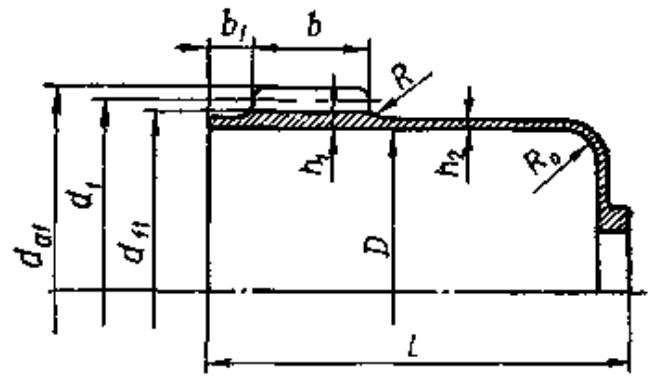
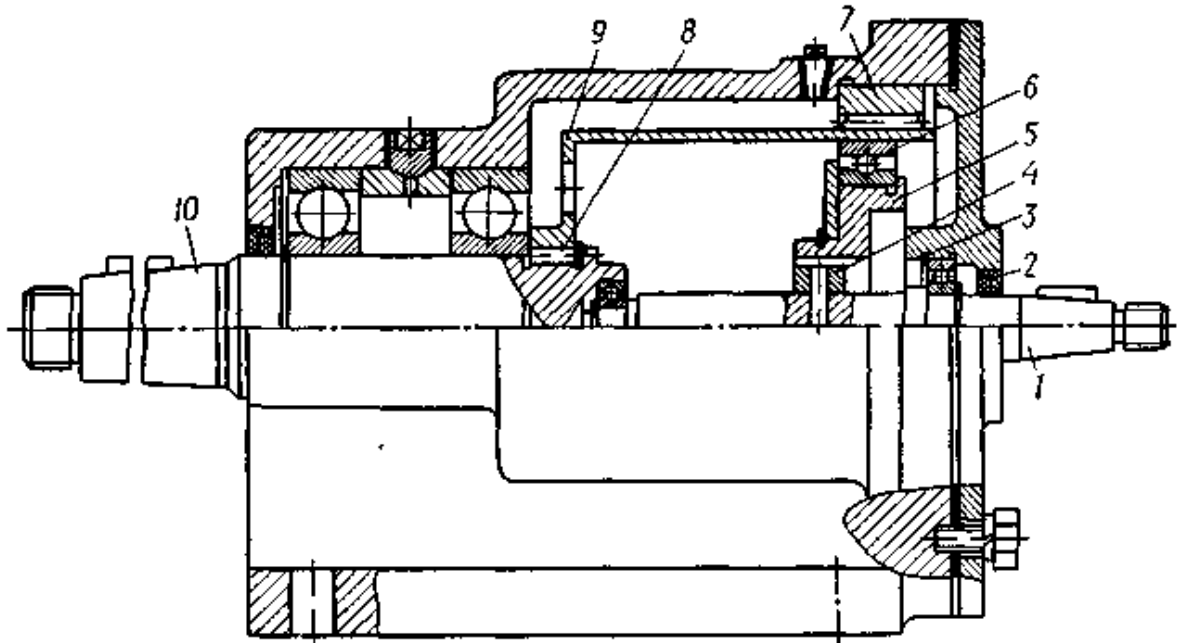


Рис. 27.5. Хвильовий редуктор



ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Загальні відомості та класифікація черв'ячних передач

За допомогою черв'ячної передачі здійснюється передавання обертового руху між валами, осі яких мимобіжні в просторі і утворюють прямий кут. **Черв'ячна передача** (рис. 28.1) 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.

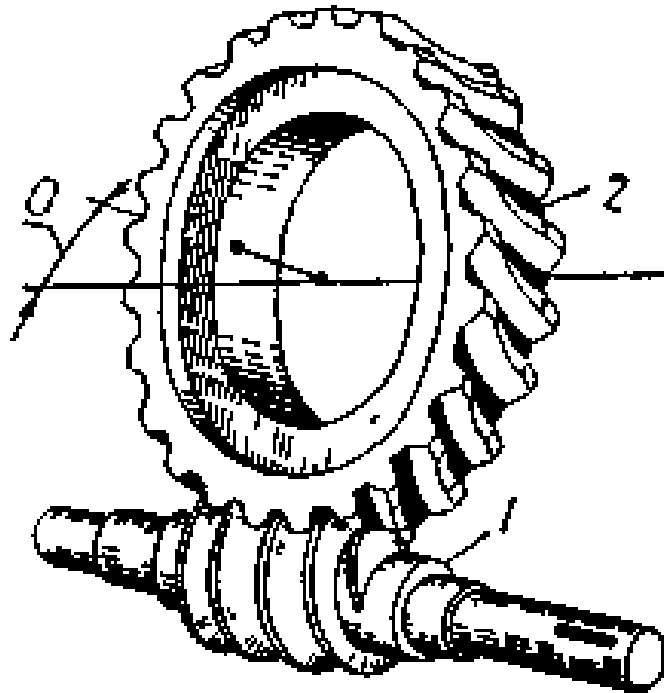


Рис. 28.1. Деталі черв'ячної передачі

У більшості випадків ведучим є черв'як і передача працює на зменшення частоти обертання веденого вала, хоча можливе передавання обертового руху і від черв'ячного колеса до черв'яка.

У зачепленні контакт вітків 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 і передачі, які здатні передавати потужність до 200 кВт.

За допомогою черв'ячної передачі можна реалізувати велике передаточне число $u = 7 \dots 100$ 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, малі габаритні розміри при великому передаточному числі;
- г) можливість виконання передачі самогальмівною (неможлива передача обертального руху від черв'ячного колеса до черв'яка).

До недоліків черв'ячних передач належать:

- а) порівняно невисокий ККД, що не перевищує у деяких випадках 0,70–0,85;
- б) 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 – *конволютні* (черв'як *ZN*), *евольвентні* (черв'як *ZI*), *архімедові* (черв'як *ZA*) та ін.;
- за розміщенням черв'яка щодо колеса – *з нижнім*, *верхнім* та *бічним* розміщенням черв'яка;

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

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

Параметри черв'ячної передачі

Циліндричні черв'яки. Черв'як – це циліндричне тіло на поверхні якого є витки за формою гвинтової лінії (рис. 28.2). Якщо у торцевій площині витки черв'яка мають профіль архімедової спіралі, то такі черв'яки називають *архімедовими* (їх позначають *ZA*). В осьовому перерізі *A – A* (рис. 28.2, *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. 28.2, *б*) мають прямолінійні профілі у їх нормальному перерізі *В–В*. Кут профілю витків у нормальному перерізі α_n .

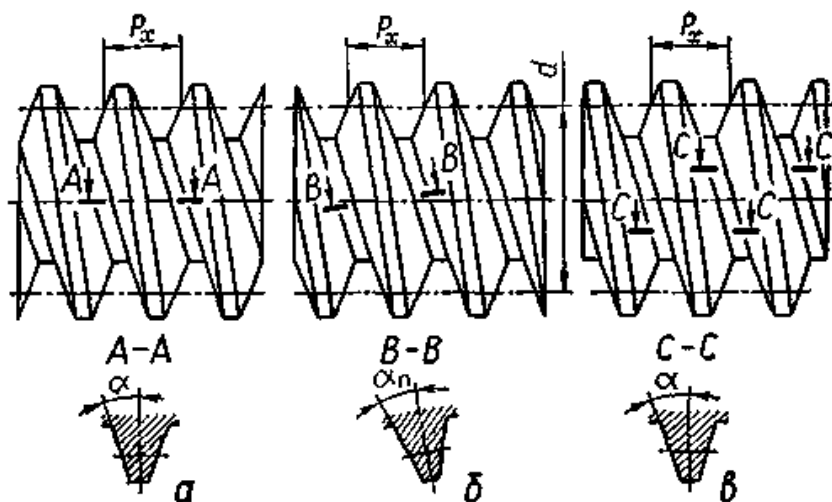


Рис. 28.2. Типи циліндричних черв'яків

Якщо витки черв'яка у торцевій площині мають профіль нормальної евольвенти, то такі черв'яки називають *евольвентними* (позначають *Z/*). Евольвентні черв'яки мають прямолінійний профіль витків у перерізі площиною *С–С* (рис. 28.2, *в*), паралельною осьовій, але зміщеною на радіус основного циліндра черв'яка. Важлива перевага евольвентних черв'яків –

можливість шліфування їхніх робочих поверхней плоским боком шліфувального круга.

Витки архімедових та конволютних черв'яків шліфують конічними шліфувальними кругами. Черв'як при цьому стає близьким до архімедового або конволютного, але поверхня витків дещо відрізняється від лінійчатої.

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. 28.2), називається *осьовим кроком витків* і позначається P_x . Така ж 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 $P_z = z_1 P_x$

Відношення $P_x / \pi = m$ називається модулем. Для черв'яка він є осьовим, а для колеса – коловим. Стандартні значення модулів m мм, вибираються з стандартного ряду.

Черв'ячні колеса нарізають черв'ячними фрезами, які є аналогами черв'яка. Щоб зменшити номенклатуру черв'ячних фрез, введено поняття *коефіцієнта діаметра черв'яка* $q = d_1 / m$, де d_1 – ділильний діаметр черв'яка. Стандартні значення q і відповідні їм модулі наведені в таблицях.

Із урахуванням стандартного значення q ділильний діаметр черв'яка (рис. 28.2) визначають за формулою

$$d_1 = qm \quad (1)$$

Ділильний кут підйому у витка черв'яка (рис. 28.3, а) може бути встановленим шляхом розгортки витка на площину.

$$\text{Тому можна записати} \quad \operatorname{tg} \gamma = P_x \cdot (\pi d_1) = z_1 \cdot \pi \cdot m / (\pi \cdot m \cdot q) = z_1 / q \quad (2)$$

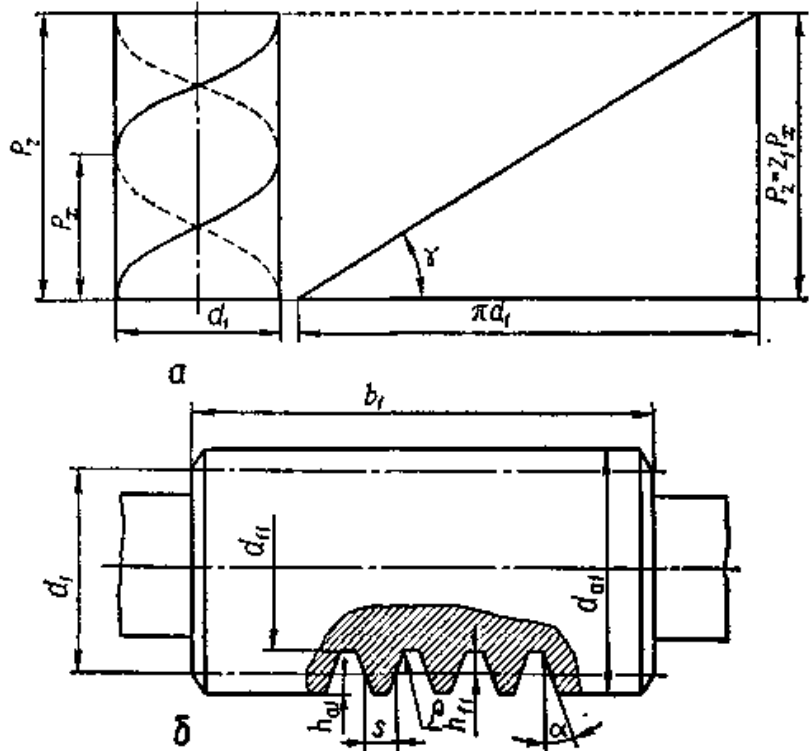


Рис. 28.3, Параметри черв'яка

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 ZA – в осьовому перерізі; для черв'яків ZN та ZI – у нормальному до витків перерізі); коефіцієнт висоти головки витка $h_a^* = 1$; коефіцієнт радіального зазора $c^* = 0,2$; 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 $s^* = 0,5$ л.

Згідно з параметрами стандартного початкового черв'яка розміри елементів

– витків (рис. 28.3, б) визначають за формулами:

– висота головки витка $h_{a1} = h_a^* \cdot m = m$;

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

– радіус кривини перехідної кривої витка $\rho_f = \rho_f^* \cdot m = 0,3m$;

– розрахункова товщина витка $s = s^* m = 0,5\pi m$.

Інші розміри вінця черв'яка:

$$\text{діаметр вершин витків} \quad d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m; \quad (3)$$

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

довжина нарізваної частини черв'яка (ГОСТ 19650–74)

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) \cdot m \quad \text{при } z_1 = 1 \text{ або } 2; \quad (5)$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) \cdot m \quad \text{при } z_1 = 14. \quad (6)$$

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 (28.5) та (28.6) значення b_1 треба збільшити на 25 мм при $m < 10$ мм і на (35...40) мм при $m = (10...16)$ мм.

Черв'ячні колеса. Особливістю 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 $h_{ao}^* = h_a^* + c^* = 1,2$; коефіцієнт висоти ніжки витка h_{fo}^* не регламентується; коефіцієнт висоти головки витка до початку закруглення $h_{ako}^* \geq 1$; коефіцієнт радіуса закруглення кромки на вершині витка $\rho_{ko} = 0,3$.

Для черв'ячного колеса розміри вінця та 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 у витків черв'яка.

Розміри вінця черв'ячного колеса з числом зубців z_2 визначають за формулами (рис. 28.4):

$$\text{ділильний діаметр} \quad d_2 = mz_2; \quad (7)$$

$$\text{діаметр вершин зубців} \quad d_{a2} = d_2 + 2m; \quad (8)$$

$$\text{діаметр впадин} \quad d_{f2} = d_2 - 2,4m. \quad (9)$$

Ширина вінця b_2 та найбільший діаметр черв'ячного колеса d_{aM2} , які відповідають куту обхвату черв'яка $2\delta = 90... 110^\circ$.

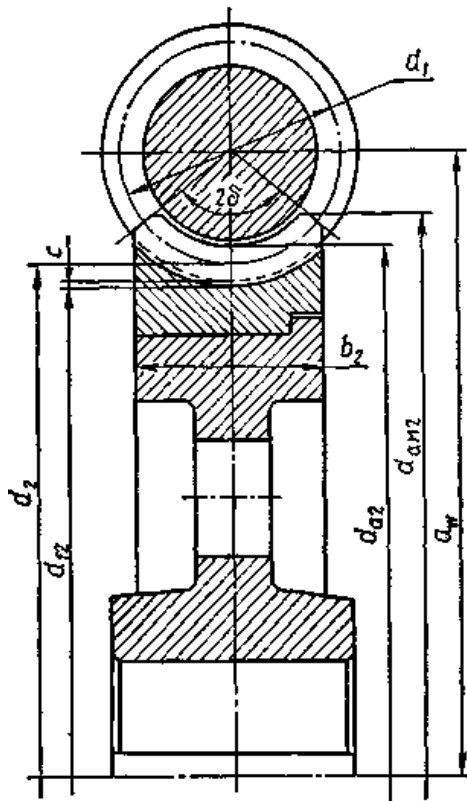


Рисунок 28.4

Черв'ячна передача. Для черв'ячної передачі без зміщення міжосьова відстань визначається як півсума ділительних діаметрів черв'яка та черв'ячного колеса (див. рис. 28.4):

$$a_w = a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2). \quad (10)$$

Інколи черв'ячну передачу виготовляють із зміщенням (коригованою) для того, щоб вписати її у задану або стандартну міжосьову відстань.

Для нарізування черв'ячних коліс із зміщенням і без зміщення на практиці використовують один і той же інструмент (черв'ячні фрези). Тому черв'як (аналог інструмента) завжди нарізають без зміщення.

При заданій міжосьовій відстані a_w коефіцієнт зміщення

$$x = (a_w - a)/m = a_w/m - 0,5 \cdot (q + z_2). \quad (11)$$

Відповідно міжосьова відстань черв'ячної передачі зі зміщенням

$$a_w = 0,5m \cdot (q + z_2 + 2x), \quad (12)$$

а діаметри вершин та впадин черв'ячного колеса $d_{a2}=d_2 + 2m(1+ x)$; $d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1,2 - x)$.

За умовою неперізаання зубців коефіцієнт зміщення x у більшості випадків беруть $-1 < x < +1$.

Кінематика і точність виготовлення черв'ячних передач

Обертання черв'яка і черв'ячного колеса відбувається у двох взаємно перпендикулярних площинах. Тому швидкості точок контакту витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса неоднакові за модулем та напрямом (рис. 28.5).

Колова швидкість точки контакту А витка черв'яка,

$$v_1 = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1, \quad (13)$$

а колова швидкість точки контакту А зубця колеса (на рис. 28.5 заштрихований)

$$v_2 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_2. \quad (14)$$

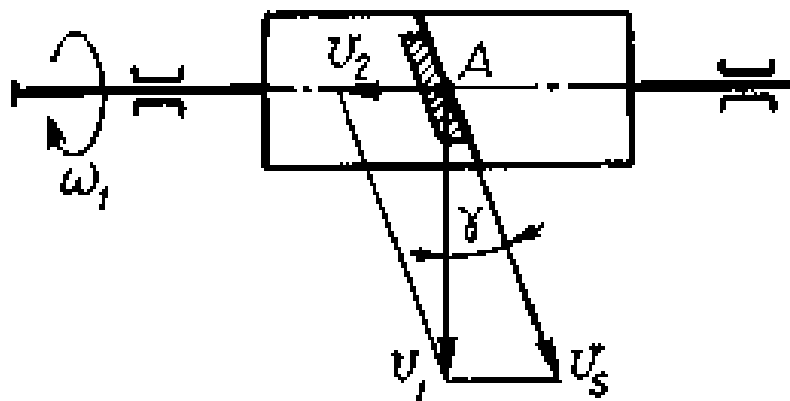


Рис. 28.5. До визначення швидкості ковзання у черв'ячній передачі

Швидкість ковзання витків черв'яка по зубцях колеса напрямлена вздовж дотичної до витка черв'яка, є відносною швидкістю і може бути визначена за формулою

$$v_s = v_1 / \cos \gamma \quad (15)$$

Якщо $v_2/v_1 = \operatorname{tg} \gamma$, то на основі рівностей (14) та (15) запишемо

$$(\omega_2 d_2) / (\omega_1 d_1) = \operatorname{tg} \gamma,$$

звідки передаточне число черв'ячної передачі можна визначити за співвідношенням

$$u = \omega_1/\omega_2 = d_2/(d_1 \operatorname{tg} \gamma) = z_2/z_1. \quad (16)$$

Оскільки кут підйому γ витків черв'яка практично менший від 30° , у черв'ячній передачі колова швидкість колеса v_2 завжди значно менша від колової швидкості черв'яка v_1 , а швидкість ковзання v_s у зачепленні більша від v_1 .

Значне ковзання у зачепленні передачі є причиною низького ККД, підвищеного спрацювання зубців та їхньої здатності до заїдання.

Точність виготовлення черв'ячних передач вибирають залежно від швидкості ковзання v_s .

У ГОСТ 3675–81 для черв'ячних передач встановлено 12 ступенів точності (за аналогією з евольвентними зубчастими передачами). Ступені 3, 4, 5 і 6 рекомендують для передач високої кінематичної точності, а ступені 6, 7, 8 і 9 – для силових черв'ячних передач. Основи стандарту на точність черв'ячних передач такі самі, як і для зубчастих.

Велику увагу слід надавати нормам точності черв'ячних передач при складанні їх. Вісь черв'яка завжди повинна знаходитись у середній площині черв'ячного колеса. Для цього передбачають можливість регулювання положення колеса щодо черв'яка. На практиці правильність зачеплення контролюють за розмірами сліду контакту зубців колеса з витками черв'яка

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 виготовляють із якісних вуглецевих сталей (45, 50, 40Г2), а у передачах відповідального призначення – із легованих сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА та ін.). Термообробка до твердості $H_1 \geq (45.. 55) \text{ HRC}$ 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 контакті. У допоміжних, невідпові–дальних та тихохідних передачах можуть використовуватись черв'яки з твердістю витків $H_1 = (300..320) \text{ HB}$.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно з бронзи, а інколи з латуні та чавуну. Олов'яні бронзи БрО10НІФ1, БрО10Ф1 та інші є кращими матеріалами для вінців черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання ($v_s > 5 \text{ м/с}$), однак вони дорогі та дефіцитні. Тому такі бронзи використовують лише для відповідальних черв'ячних передач. Менш дефіцитні і дешевші безолов'яні бронзи БрА10Ж4Н4, БрА9ЖЗЛ та ін. Вони мають достатньо високі показники міцності, але дещо гірші антифрикційні властивості і меншу здатність до пропрацювання. Безолов'яні бронзи вимагають високих твердості та чистоти робочих поверхонь витків черв'яка і застосовуються при середніх швидкостях ковзання $v_s = (2..5) \text{ м/с}$.

Для допоміжних, малонавантажених та тихохідних ($v_s < 2 \text{ м/с}$) черв'ячних передач можливе виготовлення черв'ячного колеса із чавуну (СЧ15, СЧ18) або пластмас (текстоліту, поліамідів).

Конструктивно черв'яки виготовляють у більшості випадків разом із валом як одну деталь (рис. 28.6, а) і лише у рідких випадках насадними (рис. 28.6, б).

З метою економії кольорових металів черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин (рис. 28.6, 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 з'єднання колісного центра з вінцем черв'ячного колеса. При малих діаметрах черв'ячних коліс або чавунних колесах застосовують суцільні черв'ячні колеса (рис. 28.6, д).

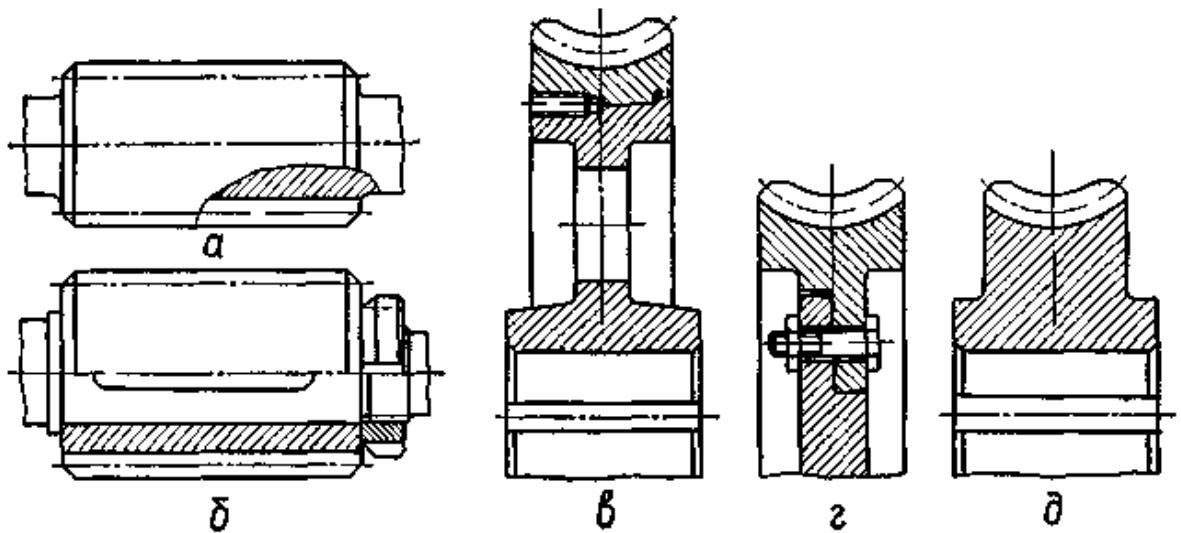


Рис. 28.6. Конструкції черв'яків та черв'ячних коліс

Зубці черв'ячних коліс – найслабкіші елементи у черв'ячних передачах. Значні швидкості ковзання в зачепленні спричинюють спрацювання та заїдання. Ці явища посилюються невідповідними умовами змащування контакту, бо напрям швидкості ковзання утворює малий кут із напрямом лінії контакту витків та зубців.

Обмеження можливості виникненню заїдання в зачепленні може бути досягнуте не тільки вибором відповідних матеріалів черв'яка та колеса, але й обмеженням контактних напружень. Інтенсивність спрацювання зубців черв'ячного колеса також залежить від рівня контактних напружень. Отже, для забезпечення тривалої роботоздатності черв'ячної передачі слід обмежити контактні напруження на активних поверхнях зубців черв'ячного колеса. Треба брати до уваги, що несуча здатність черв'ячних передач із колесами, виготовленими з олов'яних бронз, обмежується втомною міцністю активних поверхонь зубців, а передач із колесами, виготовленими з безолов'яних бронз та чавунів, – заїданням. Імовірність поломок зубців черв'ячного колеса від дії циклічних напружень згину суттєва тільки для маломодульних черв'ячних коліс.

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.

ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ У РОЗРАХУНКАХ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Допустимі контактні напруження. При розрахунку на контактну втому активних поверхонь зубців черв'ячних коліс, виготовлених із олов'яних бронз, допустиме контактне напруження визначають за формулою

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} K_{HL} \quad (17)$$

де $[\sigma]_{HO}$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{HO} = 10^7$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

$[\sigma]_{HO}$ залежить від границі міцності σ_B 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

$$v_s = (4\omega_1 / 10^3) \sqrt[3]{T_2} \quad (18)$$

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

$$K_{HL} = \sqrt[3]{10^7 / N_{HE}},$$

де N_{HE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк служби передачі. 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, допустиме контактне напруження вибирають з умови опору заїданню залежно від швидкості ковзання v_s і беруть $[\sigma]_H = [\sigma]_{HO}$.

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

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} \cdot K_{FL}. \quad (19)$$

Тут $[\sigma]_{FO}$ – допустиме напруження для бази випробувань, що дорівнює 10^6 , залежить від границі міцності σ_B та текучості σ_T бронз; K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин,

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}} \quad (20)$$

Еквівалентне число циклів N_{FE} навантаження зубців за строк служби передачі, а коефіцієнт довговічності беруть у межах $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$. Для зубців чавунних черв'ячних коліс $[\sigma]_F = [\sigma]_{FO}$. Допустимі граничні напруження згину $[\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_T$

НАВАНТАЖЕННЯ НА ЗУБЦІ ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА

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

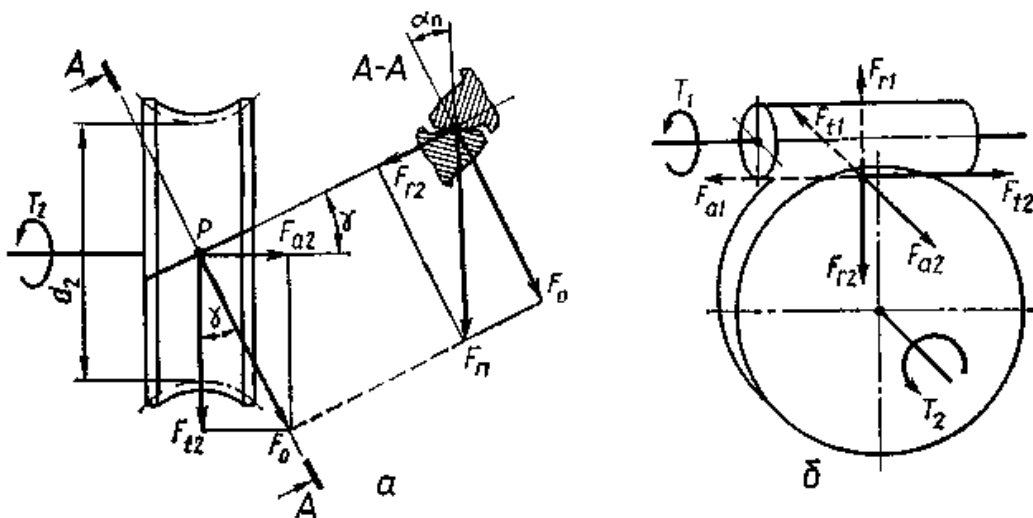


Рис. 28.7. Зусилля на зубці черв'ячного колеса (а) і витки черв'яка (б)

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 $A - A$, нормальній до лінії зубця (рис. 28.7, 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_{t2} і F_o , які перенесемо на схему черв'ячного колеса. Тут сила F_{t2} проектується в точку P , а сила F_o лежить у площині $A - A$ і напрямлена по дотичній до початкового циліндра колеса. Зобразимо силу F_o 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} .

Колова сила на черв'ячному колесі визначається через обертовий момент

$$F_{t2} = 2T_2/d_2. \quad (21)$$

Осьова сила на черв'ячному колесі подається через колову силу

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (22)$$

Для визначення радіальної сили F_{r2} попередньо запишемо $F_o = F_{t2} / \cos \gamma$, а тоді дістанемо $F_{r2} = F_o \operatorname{tg} \alpha_n = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma$.

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:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (23)$$

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

$$F_n = F_o / \cos \alpha_n = F_{t2} / (\cos \alpha_n \cdot \cos \gamma). \quad (24)$$

На витки черв'яка з боку зубців колеса діють такі самі сили, але в протилежному напрямі (рис. 28.7, б), до того ж деякі з них міняють свою назву.

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

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\gamma. \quad (25)$$

Осьова сила на черв'яку дорівнює коловій силі на колесі

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2/d_2. \quad (26)$$

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

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha. \quad (27)$$

Розрахункове навантаження на зубці черв'ячного колеса. За розрахункове навантаження на зубці черв'ячного колеса беремо максимальне значення питомої сили, розподіленої по лінії контакту,

$$q = (F_n / l_\Sigma) \cdot K_\beta \cdot K_v. \quad (28)$$

де F_n – нормальна сила на зубці згідно з формулою (28); l_Σ – сумарна довжина контактних ліній у зачепленні. Коефіцієнт K_β , що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса, та коефіцієнт K_v динамічного навантаження мають той самий зміст, що і в зубчастих передачах.

Наближено сумарну довжину контактних ліній у зачепленні черв'ячної передачі можна визначити за формулою

$$l_\Sigma = b_2 \cdot \varepsilon_\alpha / \cos\gamma, \quad (29)$$

де b_2 – ширина вінця черв'ячного колеса; γ – кут нахилу зубців, який дорівнює ділильному куту підйому витків черв'яка; ε_α – торцевий коефіцієнт перекриття, який у середній площині черв'ячного колеса становить 1,8–2,2.

У виразі (29) не врахована зігнута форма зубців черв'ячного колеса, але вона компенсується неповнотою дотикання витків та зубців по дузі обхвату черв'яка 2δ

Підставляючи, дістанемо

$$q = w_t / (\varepsilon_\alpha \cos \alpha_n). \quad (30)$$

Тут w_t – питома розрахункова колова сила, що визначається за формулою

$$w_t = (F_{t2} / b_2) K_\beta K_v. \quad (31)$$

За аналогією із зубчастими передачами вирази для розрахункового навантаження та питомої розрахункової колової сили записують у вигляді:

– при розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому

$$q_H = W_{Ht} / (\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_n); \quad W_{Ht} = (F_{Ht2} / b_2) \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}; \quad (32)$$

– при розрахунку зубців на втому при згині

$$q_F = W_{Ft} / (\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_n); \quad W_{Ft} = (F_{Ft2} / b_2) \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \quad (33)$$

Колові сили F_{Ht2} і F_{Ft2} мають вигляд:

$$F_{Ht2} = 2T_{2H} / d_2; \quad F_{Ft2} = 2T_{2F} / d_2, \quad (34)$$

де обертові моменти $T_{2H} = T_{2F} = T_2$ і будуть дорівнювати максимальному тривало діючому обертовому моменту відповідно до заданого режиму навантаження передачі.

Для черв'ячної передачі беруть $K_{H\beta} = K_{F\beta}$ і $K_{Hv} = K_{Fv}$.

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса,

$$K_\beta = 1 + (z_2 / \theta)^3 \cdot (1 - x).$$

Тут z_2 – число зубців черв'ячного колеса; θ – коефіцієнт деформації черв'яка (табл. 28.5); x – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи передачі на припрацьовування зубців.

Коефіцієнт K_v динамічного навантаження зачеплення черв'ячної передачі визначають залежно від ступеня точності передачі та швидкості ковзання за табл. 28.6.

Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактні втому і міцність при дії максимального навантаження

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

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{q / (2\rho_{3B})} \leq [\sigma]_H.$$

Для черв'ячної передачі питоме розрахункове навантаження на зубці колеса визначають за виразом (28.35):

$$q = q_H = W_{Ht} / (\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_n)$$

Радіус кривини робочої поверхні витків в осьовому перерізі $\rho_1 = \infty$, а радіус кривини профілів зубців черв'ячного колеса ρ_2 , можна знайти за формулою для зубців косозубого зубчастого колеса, замінивши кут β на γ . Тоді матимемо

$$1/\rho_{зв} = 1/\rho_1 + 1/\rho_2 = 1/\rho_2 = 2 \cos \gamma / (d_2 \cdot \sin \alpha_n).$$

Після підстановки q і $1/\rho_{зв}$ у загальну умову, дістанемо

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{(W_{Ht}/d_2) \cdot [\cos \gamma / (\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_n \cdot \sin \alpha_n)]} \leq [\sigma]_H.$$

Взявши $\cos \alpha_n \cdot \sin \alpha_n = 0,5 \sin 2\alpha_n$ та позначивши

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \gamma / \sin 2\alpha_n}; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha},$$

будемо мати остаточну залежність для розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому у такому вигляді;

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{W_{Ht}/d_2} \leq [\sigma]_H. \quad (35)$$

де 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^{1/2}; 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^{1/2}; 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 $\varepsilon_\alpha = 1,8$).

Виконання умови при перевірному розрахунку черв'ячної передачі забезпечує стійкість активних поверхонь зубців колеса проти втомного руйнування та заїдання. При невиконанні цієї умови треба змінити розміри передачі.

Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність при дії максимального навантаження виконується аналогічно зубчастим передачам

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{2\max}/T_{2H}} \leq [\sigma]_{H\max}, \quad (36)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, що визначається за виразом (28.39); $T_{2\max}$ – найбільше навантаження з числа короткочасно діючих на валу черв'ячного колеса; $[\sigma]_{H\max}$ – допустиме граничне контактне напруження.

Особливості розрахунку зубців черв'ячного колеса на згин

Розрахунок напружень 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 розглядають як косозубе циліндричне.

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot W_{Ft} / m \leq [\sigma]_F. \quad (37)$$

де W_{Ft} – питома розрахункова колова сила на черв'ячному колесі;

m – коловий модуль зубців черв'ячного колеса (осьовий модуль черв'яка).

Коефіцієнт Y_F форми та підвищеної міцності зубців черв'ячного колеса знаходять за табл. залежно від еквівалентного числа 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 $\gamma \approx 10^\circ$).

Перевірку міцності зубців при згині максимальним навантаженням можна виконати за умовою

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot (T_{2\max}/T_{2F}) \leq [\sigma]_{F\max}, \quad (38)$$

де σ_F – розрахункове напруження згину;

$[\sigma]_{F\max}$ – допустиме граничне напруження на згин.

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 ZA, ZN чи ZI; типовий режим навантаження передачі та строк її служби; матеріали для черв'яка та черв'ячного колеса, за якими визначають допустиме контактне напруження.

Несуча здатність черв'ячних передач із архімедовими (ZA), конволютними (ZN) та евольвентними (ZI) черв'яками може бути оцінена за одними й тими ж розрахунковими залежностями. Відхилення результатів розрахунку від дійсних направлено на збільшення запасів міцності виготовлених та змонтованих черв'ячних передач.

Розрахункові формули для проектного розрахунку черв'ячної передачі

$$d_1 = 2 \cdot a_w \cdot q / (q + z_2); \quad d_2 = 2 \cdot a_w \cdot z_2 / (q + z_2).$$

Формула для визначення мінімальної міжосьової відстані черв'ячної передачі

$$a_{wmin} = K_a \cdot (z_2/q + 1) \cdot \sqrt[3]{T_{2H} \cdot K_{H\beta} \cdot q^2 / (z_2 \cdot [\sigma]_H^2)}. \quad (39)$$

Тут слід брати обертовий момент T_{2H} у ньютон–метрах (Н·м), допустиме напруження $[\sigma]_H$ у мегапаскалях (МПа), а міжосьову відстань a_{wmin} у міліметрах (мм).

Допоміжний коефіцієнт K_a визначається за виразом

$$K_a = \sqrt[3]{[2 \cdot 10^3 K_{HV} / (0,75 \cdot 8)] \cdot (Z_M Z_H Z_\Sigma)^2}.$$

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_{wmin} треба попередньо вибрати число зубців черв'ячного колеса z_2 . У силових черв'ячних передачах рекомендують $28 \leq z_2 \leq 80$. Мінімальне число зубців $z_{2min} = 28$ обмежується умовою невідризування, а максимальне число зубців $z_{2max} = 80$ – умовою обмеження габаритних розмірів передачі та забезпечення міцності зубців на згин. У деяких випадках допускається число зубців $z_2 = 100 \dots 150$ і більше. При заданому передаточному

числі передачі u та вибраному числі витків черв'яка z_1 число зубців колеса $z_2 = uz_1$. Число витків черв'яка $z_1 = 1; 2; 4$ потрібно брати по можливості більшим (підвищується ККД передачі), але так, щоб при заданому u число зубців z_2 було у рекомендованих межах.

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

Модуль черв'ячної передачі знаходять, виходячи з формули.

$$m' = 2a_{w\min} / (q + z_2)$$

Значення модуля узгоджують із стандартним за даними.

За розмірами, добутими в проектному розрахунку, належить виконати перевірні розрахунки.

Розрахунок черв'яка на жорсткість

Для того щоб забезпечити надійну роботу черв'ячної передачі, слід надати черв'яку достатніх міцностей та жорсткості. 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.

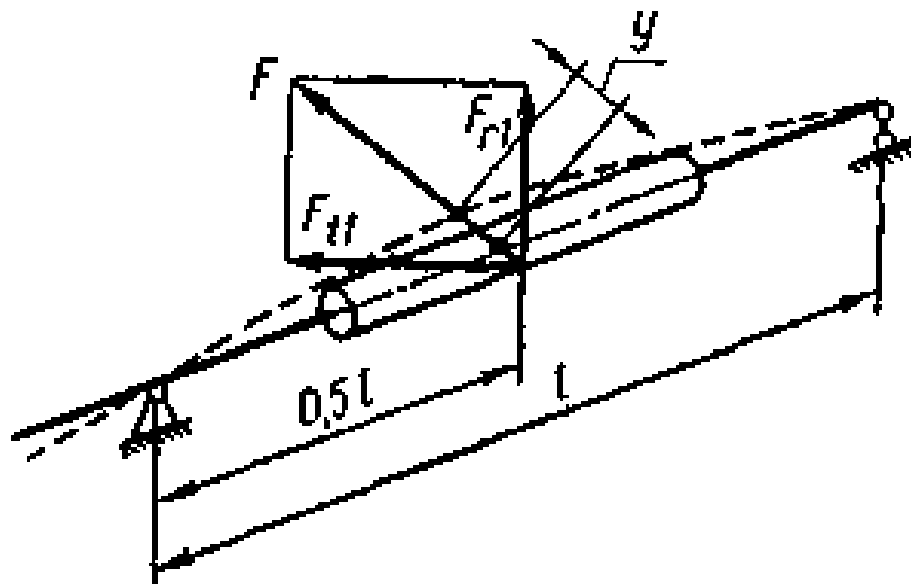


Рис. 28.8. До визначення прогину вала черв'яка

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 умову достатньої жорсткості черв'яка запишемо у вигляді

$$y \leq [y], \quad (40)$$

де y – розрахункова стрілка прогину черв'яка;

$[y]$ – допустима стрілка прогину за умови нормальної роботи зачеплення.

Для розрахункової схеми навантаження черв'яка (рис. 28.8) стрілку прогину знаходять за відомою з курсу опору матеріалів формулою

$$y = F \cdot l^3 / (48EI_0), \quad (41)$$

де $F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$ – рівнодійна колової та радіальної сил на черв'яку;

$l \approx (0,8 \dots 1,0)d_2$ – 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 (41) 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 $[y] = (0,01 \dots 0,005)m$.

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.

ККД черв'ячної передачі та її тепловий розрахунок

Загальний ККД черв'ячної передачі можна визначити за залежністю

$$\eta = P_2/P_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3. \quad (42)$$

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 на переміщення мастила у корпусі передачі відповідно.

Найбільшими є втрати потужності у зачепленні черв'ячної передачі, обумовлені ковзанням витків черв'яка по зубцях черв'ячного колеса. Щоб

знайти ККД черв'ячного зачеплення, слід розглянути сили, які діють на виток черв'яка за умови, що черв'як є ведучим (рис. 28.9, а). Зубець черв'ячного колеса показаний на рисунку заштрихованою фігурою.

Сила $F_0 = F_n \cos \alpha_n$ [див. формулу (28.27) і рис. 28.7, а] перпендикулярна до лінії витка черв'яка, а сила тертя $F_s = F_n f$ напрямлена вздовж лінії витка. Ці дві сили дають результуючу силу F , яка складає з вектором сили F_0 кут φ'

$$\operatorname{tg} \varphi' = F_s/F_0 = f/\cos \alpha_n; \quad \varphi' = \operatorname{arctg} \cdot (f/\cos \alpha_n), \quad (43)$$

де φ' – зведений кут тертя, а f – коефіцієнт тертя ковзання.

Розклавши силу F за напрямками колових швидкостей черв'яка та черв'ячного колеса, дістанемо колову силу F_{t1} на черв'яку і осьову силу F_{a1} , яка дорівнює коловій силі F_{t2} на черв'ячному колесі:

$$F_{t1} = F \cdot \sin (\gamma + \varphi'); \quad F_{a1} = F_{t2} = F \cdot \cos (\gamma + \varphi'). \quad (44)$$

ККД черв'ячного зачеплення при передаванні навантаження від черв'яка до черв'ячного колеса (черв'як ведучий) можна визначити за виразом

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

Якщо у записане співвідношення підставити F_{t1} і F_{t2} і взяти $d_2 = m z_2$, $d_1 = m z_1$, $\operatorname{tg} \gamma = z_1/q$ і $\omega_1/\omega_2 = u = z_2/z_1$, то матимемо остаточну формулу для визначення ККД зачеплення черв'ячної передачі

$$\eta_1 = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \varphi') \quad (45)$$

де γ – дільний кут підйому витка черв'яка.

За аналогічними міркуваннями можна дістати формулу для ККД черв'ячного зачеплення при передаванні навантаження від черв'ячного колеса до черв'яка (черв'ячне колесо ведуче).

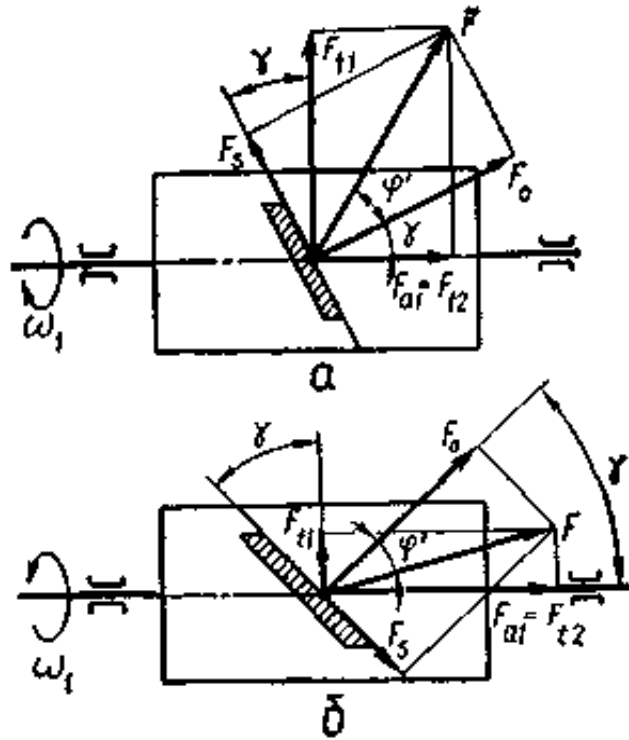


Рис. 28.9. До визначення ККД черв'ячної передачі

У цьому разі схема сил, які діють на виток черв'яка, показана на рис. 28.9, б, а розрахункова формула має вигляд

$$\eta^*_1 = [\text{tg} (\gamma - \varphi')] / \text{tg} \gamma. \quad (46)$$

Значення зведеного кута тертя φ' для бронзового вінця колеса і сталевого черв'яка наведені в табл. 28.8. Менші значення відповідають передачам із шліфованим черв'яком і твердістю витків $H > 45 \text{ HRC}$.

Кут тертя φ' спадає з ростом швидкості ковзання v_s , оскільки при цьому створюються більш сприятливі умови для утворення неперервного шару мастила, що розділяє поверхні зубців та витків (зменшується коефіцієнт тертя f).

Аналіз формули (46) показує, що при $\gamma \leq \varphi'$ передавати рух від колеса до черв'яка неможливо, оскільки $\eta^*_1 \leq 0$. У цьому разі здійснюється самогальмування передачі.

ККД черв'ячного зачеплення суттєво залежить від ділильного 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:

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

Втрати потужності у підшипниках і на переміщення 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

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \cdot \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \varphi'). \quad (47)$$

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

$$t_M < [t]_M. \quad (48)$$

де t_M – температура мастила при усталеному режимі роботи передачі;

$[t]_M$ – допустима температура мастила, що становить $75\text{--}85^\circ\text{C}$. Деякі спеціальні марки мастил допускають температуру до $100\text{--}110^\circ\text{C}$.

Потужність, що втрачається у передачі,

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1 \cdot (1 - \eta).$$

Тепловий потік, що виділяється поверхнею площі A корпусу передачі,

$$\Phi = K \cdot A \cdot (t_M - t_0).$$

Усталений режим роботи передачі має тепловий баланс $\Delta P = \Phi$ або

$$P_1 \cdot (1 - \eta) = K \cdot A \cdot (t_M - t_0).$$

звідки дістаємо температуру мастила

$$t_M = t_0 + P_1 \cdot (1 - \eta) / (K \cdot A), \quad (49)$$

де P_1 – потужність, що підводиться до передачі, Вт;

K – коефіцієнт теплопередачі,

$K = (9... 17) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ залежно від швидкості повітря, що омиває корпус передачі; A – площа охолоджуваної поверхні корпусу, м^2 ;

t_0 – температура середовища, в якому працює передача, $^\circ\text{С}$.

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

Глобоїдні черв'ячні передачі

Глобоїдна черв'ячна передача відрізняється від циліндричної формою нарізаної частини черв'яка, яка виконується у вигляді поверхні глобоїда (рис. 28.10). Такі передачі мають підвищену несучу здатність (приблизно у 2–3 рази) у порівнянні з циліндричними черв'ячними передачами завдяки одночасному зачепленню великої кількості зубців. Однак деталі глобоїдних передач складні у виготовленні і вимагають високої точності монтажу.

Глобоїдні передачі через малі габаритні розміри та поверхню тепловіддачі є дуже напруженими у тепловому відношенні і тому вони потребують надійного додаткового охолодження.

Практичне використання мають глобоїдні передачі з прямолінійними профілями зубців колеса та витків черв'яка у центральній площині (рис. 28.10).

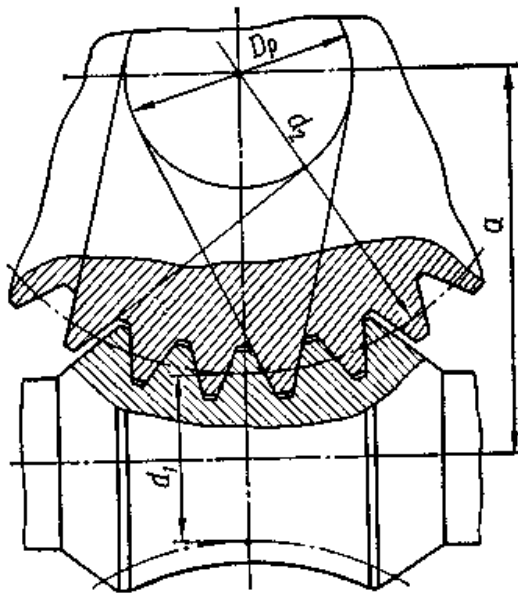


Рис. 28.10. Глобоїдна черв'ячна передача

Профілі утворюються прямими лініями, дотичними до так званого профільного кола діаметра D_p . ГОСТ 9369–77 регламентує такі параметри глобоїдних передач: міжосьову відстань a ; номінальне передаточне число u ; діаметр вершин зубців колеса d_{a2} та ширину вінця колеса B_2 . Модулі глобоїдних передач не стандартизовані.

Розрахунок глобоїдної передачі на несучу здатність зводиться до визначення допустимої потужності на валу черв'яка за умови стійкості зубців колеса проти заїдання та спрацювання і виконується за такою залежністю:

$$P_1 = (H/u) \cdot [K_M \cdot K_T \cdot K_P / (1,36 \cdot U)]. \quad (50)$$

Тут H – коефіцієнт потужності, що залежить від міжосьової відстані a та кутової швидкості черв'яка (рис. 28.11, а); K_M – коефіцієнт матеріалу (для олов'яних бронз $K_M = 1$, а для безолов'яних $K_M = 0,8$); K_T – коефіцієнт точності (для звичайної точності $K_T = 0,8$, для підвищеної $K_T = 1$); K_P – коефіцієнт режиму роботи (для неперервної цілодобової роботи і при спокійному навантаженні $K_P = 1$; при такій же роботі але ударному навантаженні $K_P = 0,75$; для періодичної роботи – робота 15 хв, зупинка 2 год – $K_P = 1,4$); U – коефіцієнт передаточного числа u (рис. 28.11, б).

ЛЕКЦІЯ 19

ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ – ГАЙКА

1. Загальні відомості

Передачі гвинт – гайка застосовують для перетворення обертового руху у поступальний. Вони використовуються у різних галузях техніки – від точного приладобудування до важконавантажених приводів натискних пристроїв прокатних станів, гвинтових пресів та підйомних механізмів в кранів. Такі передачі створюють значні сили, забезпечують точні переміщення робочих органів різних верстатів та приладів або виконують функції регулювальних пристроїв.

На рис. показані схеми передач гвинт – гайка. За схемою передачі на рис. 1, а обертовий рух гвинта 1 перетворюється в поступальний рух гайки 2, а за схемою на рис. 1, б, навпаки, обертовий рух гайки 2 перетворюється у поступальний рух гвинта 1. На схемі рис. 1, б показана передача для здійснення надзвичайно повільного поступального руху гайки 2 при обертанні гвинта 1. Тут гвинт має дві різьбові ділянки з малою різницею кроків різьби.

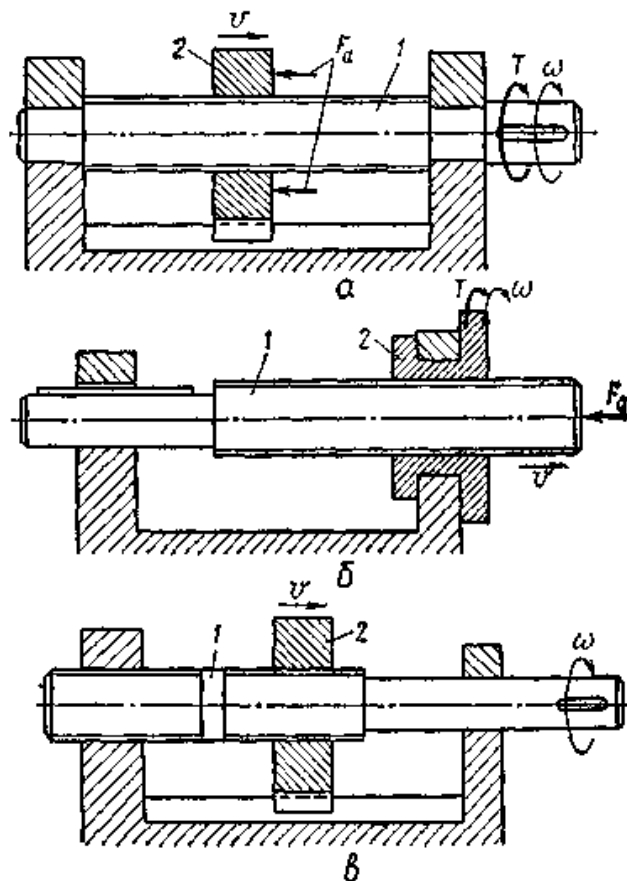


Рис. 30.1. Схеми передач гвинт – гайка

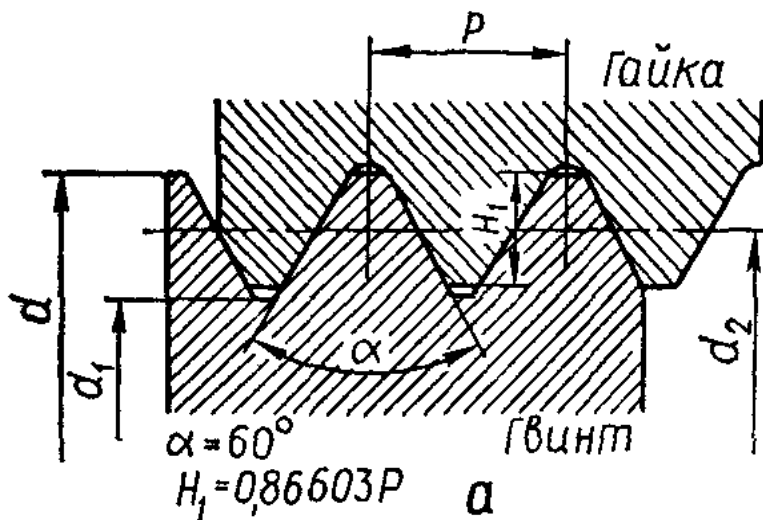
Передачі гвинт – гайка забезпечують великий виграш у силі та повільні переміщення, мають високу несучу здатність при малих габаритних розмірах, високу точність переміщень, простоту конструкції та виготовлення. До недоліків таких передач належать наявність великих втрат на тертя у гвинтовій парі, що спричинює значне спрацювання та низький ККД передачі.

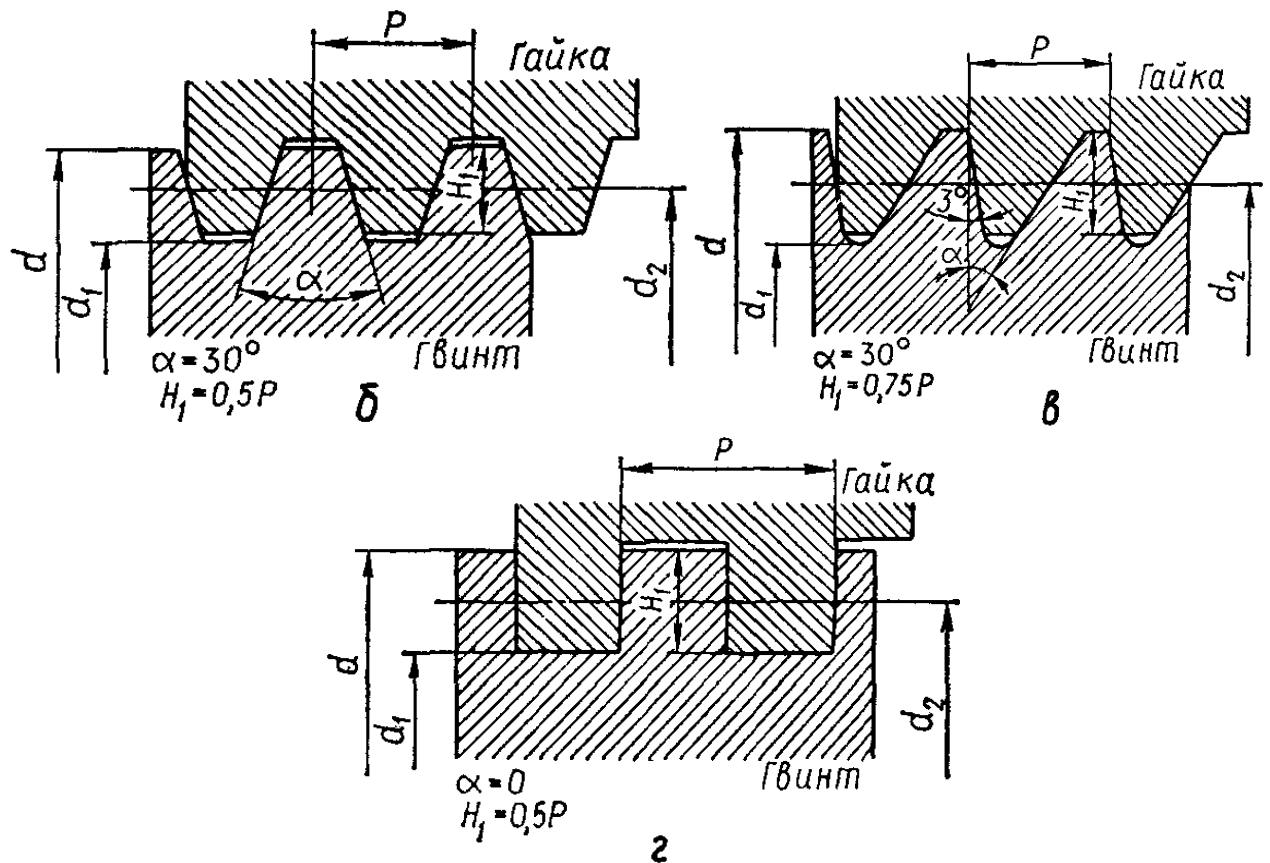
Передачі гвинт – гайка за призначенням поділяють на *силові* і *кінематичні*, а за видом тертя – на *передачі з тертям ковзання* і *передачі з тертям кочення*. Останні мають високий ККД, але складні за конструкцією і досить дорогі у виготовленні.

2. Конструкції деталей передач гвинт – гайка

Гвинти та різьби. Гвинт у передачі гвинт – гайка являє собою циліндричну деталь значної довжини у порівнянні з діаметром, на певній ділянці якої нарізана різьба. Основні типи різьб, що застосовуються в передачах:

Трикутну різьбу за ГОСТ 9150–81 (рис.1,а) використовують у кінематичних передачах приладів через низький ККД (на ККД впливає кут профілю різьби α , який у трикутній різьбі дорівнює 60°).





Для силових передач застосовують *трапецеїдальні різьби* за ГОСТ 9484–81 (рис. 1, б), *упорні різьби* за ГОСТ 10177–82 (рис. 1, в) і *прямокутні різьби* (рис. 1, а).

Більш розповсюджена трапецеїдальна різьба, оскільки вона технологічна і має достатньо високу міцність. Упорна різьба може бути використана тільки для передачі з однобічним осьовим навантаженням, наприклад у підйомних пристроях. Прямокутна різьба не стандартизована через нетехнологічність її виготовлення, однак, зважаючи на підвищений ККД (кут профілю $\alpha = 0^\circ$), таку різьбу інколи використовують у передачах гвинт – гайка.

Основні параметри різьб такі (рис. 1): зовнішній діаметр різьби d , внутрішній діаметр d_1 середній діаметр d_2 крок різьби P , робоча висота профілю різьби H_1 кут профілю α . Ці параметри різьб задаються у відповідних стандартах.

У розрахунках передач гвинт – гайка використовується і такий параметр, як кут ψ підйому витків різьби по її середньому діаметру, який визначається за формулою

$$\operatorname{tg} \psi = P \cdot z / (\pi \cdot d_2),$$

де z – число заходів різьби.

Матеріал гвинтів повинен мати високу стійкість проти спрацювання. Гвинти, для яких не передбачене гартування, виготовляють із сталей 45, 50 або А45, А50 (із вмістом 0,15–0,50 % свинцю); гвинти, для яких передбачається гартування, можна виготовляти із сталей 65Г, 45Х та ін. Високу стійкість проти спрацювання забезпечує азотування, яке можна використовувати для сталей 18ХГТ, 40ХФА.

Гайки у більшості випадків мають форму втулки або корпусу з відповідними опорними поверхнями для запобігання переміщенню або провертанню.

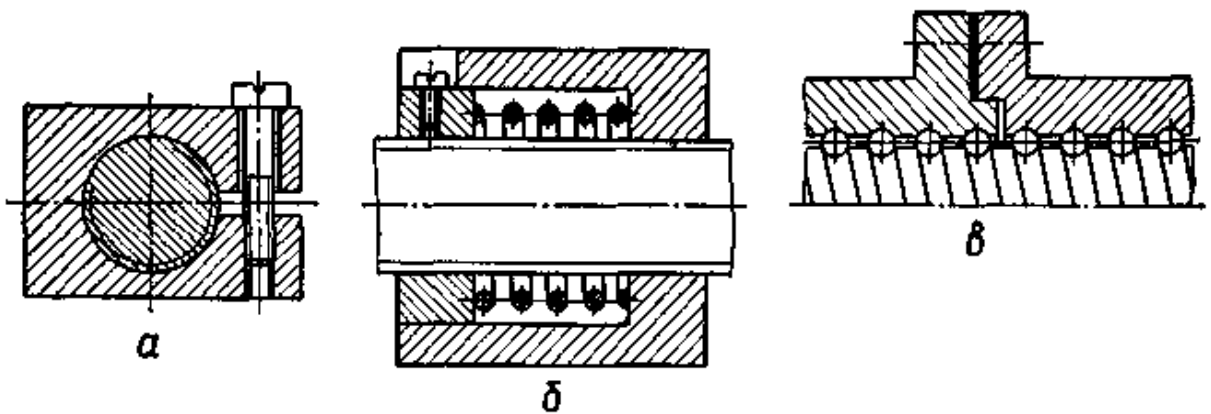


Рис. 30.3. Деякі конструкції гайок

У передачах, в яких ставляться вимоги компенсації спрацювання і зменшення зазорів, застосовують гайки регульованої конструкції, наприклад розрізні (рис. 30.3, а) або складні підпружинені (рис. 30.3, б).

Щоб зменшити втрати на тертя при швидкостях ковзання $v_s > 6$ м/с, гайки слід виготовляти з олов'яних бронз БрОІОФІ, БрОбЦбСЗ та ін., а при малих швидкостях та незначних навантаженнях – із антифрикційного чавуну марок АЧВ–1, АЧС–3 або сірого чавуну СЧ 15, СЧ20.

У відповідальних приводах високої точності для підвищення ККД застосовують передачі гвинт – гайка кочення (рис. 30.3, в), де контакт гвинта і гайки здійснюється через тіла кочення – кульки або ролики. В таких передачах при обертанні гвинта кульки перекочуються по гвинтових рівцях на гвинті та у гайці і циркулюють по спеціальному обвідному каналу у гайці

(на рис. 30.3, в не показаному), повертаючись у робочу зону. Відомі також інші різновидності і конструкції гайок для передач гвинт – гайка.

3. Розрахунок передач гвинт – гайка

Кінематичний розрахунок. У передачах (див. рис. 30.1, а, б) обертання гвинта (гайки) з кутовою швидкістю ω забезпечує поступальний рух гайки (гвинта) зі швидкістю v . Взаємозв'язок між цими кінематичними параметрами можна встановити на основі рівностей відношень кута повороту гвинта φ до осьового переміщення гайки x за один повний оберт;

$$\varphi/x = 2 \cdot \pi / P_z \quad \text{або} \quad x = \varphi \cdot P_z / (2 \cdot \pi), \quad (1)$$

де $P_z = P \cdot z$ – хід гвинтової лінії різьби;

z – число заходів різьби. Продиференціювавши ліву та праву частини рівності (1) по часу, дістанемо

$$\frac{dx}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot P \cdot z \cdot (2 \cdot \pi) \quad \text{або} \quad v = \omega \cdot P \cdot z / (2 \cdot \pi) = 0,5 \cdot \omega \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi. \quad (2)$$

Для передачі за схемою на рис. 30.1, в швидкість переміщення гайки визначають за формулою

$$v = \omega \cdot (P_1 \cdot z_1 - P_2 \cdot z_2) / (2 \cdot \pi), \quad (3)$$

де P_1, z_1 і P_2, z_2 – кроки і числа заходів різьб на двох ділянках гвинта.

Якщо добутки $P_1 \cdot z_1$ і $P_2 \cdot z_2$ близькі за значенням, то можна дістати надзвичайно малі швидкості переміщення гайки.

Співвідношення між параметрами навантаження передачі та ККД.

Для створювання осьової сили F_a на гайці (або на гвинті) у передачах за схемами на рис. 30. 1, а, б до гвинта (або гайки) треба прикласти обертовий момент T , який дорівнює сумі моменту сил тертя у різьбі T_s і моменту сил тертя в опорах гвинта (або гайки) T_{s0} .

$$T = T_s + T_{s0}. \quad (4)$$

Момент сил тертя T_{s0} залежить від конструкції опор гвинта (або гайки).

Щоб знайти момент сил тертя у різьбі T_s , треба розглянути схему сил, що діють на виток гвинта (рис. 30.4,а). Нормальна до робочої поверхні витка

сила F_n створює у контакті витків гвинта та гайки силу тертя $F_s = F_n f$. Складова $F_n \cos \delta$ нормальної сили та сила тертя F_s у сумі дають силу F , що лежить у дотичній площині до середнього циліндра гвинта.

Розкладемо силу F на дві взаємно перпендикулярні складові: колову F_t на гвинті та осьову F_a сили: $F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 2 \cdot T_s / d_2$.

Із записаного співвідношення визначимо момент сил тертя у різьбі:

$$T_s = 0,5 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (5)$$

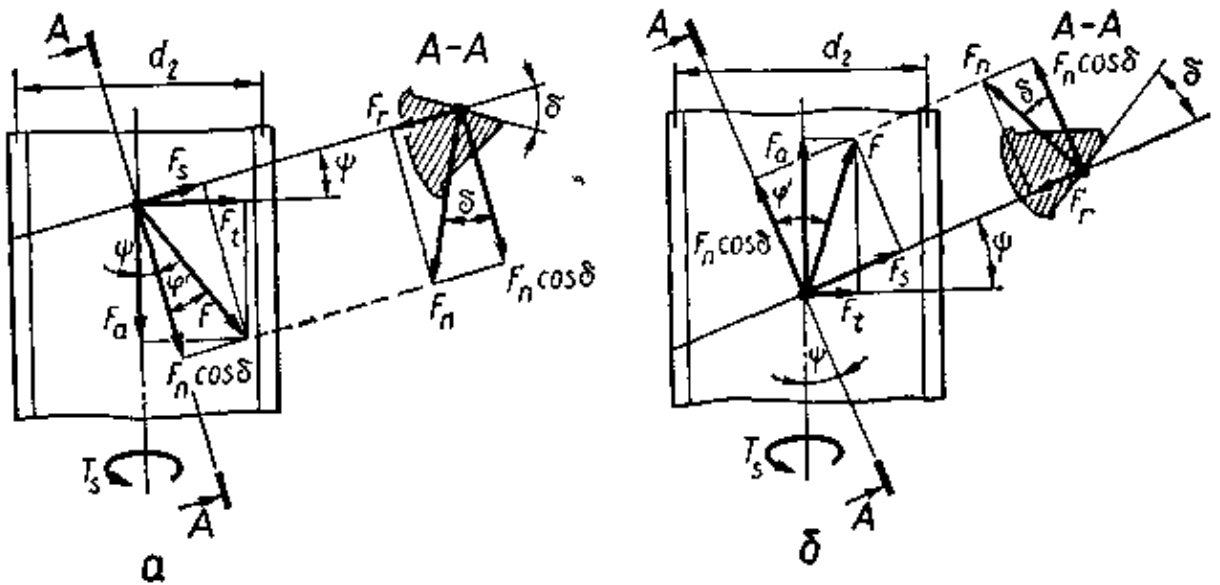


Рис. 30.4. До визначення моменту сил тертя у передачі гвинт — гайка

де ψ — кут підйому витка різьби по його середньому діаметру; φ' — зведений кут тертя у різьбі, який визначається за співвідношенням

$$\operatorname{tg} \varphi' = F_s / (F_n \cos \delta) = f / \cos \delta. \quad (6)$$

Кут δ при малих кутах підйому витків можна брати (див. рис. 30.2): для трикутних та трапецеїдальних різьб $\delta \approx 0,5\alpha$; для упорних різьб $\delta \approx 3^\circ$, а для прямокутних різьб $\delta = 0$.

Формула (5) справедлива для випадку, коли осьова сила F_a на гвинті протилежна напрямку швидкості v його поступального руху. Якщо напрямки F_a та v збігаються (див. рис. 30.4, б), то вираз для визначення T_s має такий вигляд (для випадку $\varphi' > \psi$):

$$T_s' = 0,5 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \psi). \quad (7)$$

Із формули (7) видно, що при великих кутах підйому витків різьби ($\psi > \varphi'$) T'_s від'ємний, тобто передача гвинт – гайка стає несамогальмівною. У такому разі при дії осевого навантаження на гайку буде забезпечуватись обертання гвинта.

ККД передачі гвинт – гайка можна дістати за співвідношенням [див. (2) та (5)]

$$\eta = F_a \cdot v / (T_s \cdot \omega) = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \quad (8)$$

Формулу (8) використовують для визначення ККД передачі при дії осевого навантаження F_a протилежно швидкості v поступального руху.

Для різних параметрів та матеріалів гвинта і гайки ККД передачі може коливатись у межах 0,6–0,8. При використанні самогальмівної передачі гвинт – гайка ($\psi < \varphi'$) ККД буде менший від 0,5.

Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання. Передачі гвинт – гайка у більшості випадків виходять із ладу через спрацювання різьби. Стійкість проти спрацювання гвинтової пари забезпечується обмеженням тиску у контакті витків різьби за умовою

$$p \leq [p]. \quad (9)$$

Розрахунковий тиск у припрацьованій гвинтовій парі (навантаження розподілене по витках приблизно рівномірно) визначають за формулою

$$p = F_a / A = F_a / (\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_B), \quad (10)$$

де H_1 – робоча висота профілю різьби (див. рис. 30.2);

$z_B = H/P$ – число витків різьби у гайці висотою H .

Допустимий тиск $[p]$ назначають, виходячи з умов роботи та матеріалів гвинта і гайки. Для пари загартована сталь – бронза беруть $[p] = (12...15)$ МПа, а при малих швидкостях ковзання у різних натискних пристроях $[p] = (15...18)$ МПа. Для матеріалів незагартована сталь – бронза або чавун $[p] = 8$ МПа і $[p] = 5$ МПа відповідно. У передачах гвинт – гайка, які забезпечують точні переміщення, $[p] = (4...5)$ МПа.

Робоча висота профілю різьби, що віднесена до кроку ($\lambda = H_1/P$), є постійною для певного типу різьби (див. рис. 30.2). Висота гайки H обмежується з метою зменшення нерівномірності розподілу навантаження по витках. Тому відношенням $\varepsilon = H/d_2 = 1,2...2,0$ здебільшого задаються. Отже, беручи до уваги λ і ε і враховуючи вираз (10), умову обмеження тиску запишемо у вигляді

$$p = F_a / (\pi \cdot d_2^2 \cdot \varepsilon \cdot \lambda) \leq [p].$$

Із записаного співвідношення можна дістати формулу для проектного розрахунку передачі гвинт – гайка, в якому визначають середній діаметр різьби

$$d_2 \geq \sqrt{F_a / (\pi \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot [p])} \quad (11)$$

Визначений діаметр різьби d_2 треба узгодити з параметрами стандартної різьби. При цьому висота гайки $H = \varepsilon d_2$.

Розрахунок гайки та гвинта на міцність. Міцність витків гайки перевіряють за напруженнями зрізу:

$$\tau_{зр} = F_a / A_{зр} = F_a / (\pi \cdot d \cdot k \cdot H) \leq [\tau]_{зр}. \quad (12)$$

Тут d – зовнішній (номінальний) діаметр різьби; k – коефіцієнт повноти різьби ($k = 0,87$ – для трикутної різьби; $k = 0,65$ – для трапецеїдальної; $k = 0,5$ – для прямокутної); H – висота гайки.

Допустиме напруження $[\tau]_{зр} = (25...30)$ МПа – для гайки із бронзи і $[\tau]_{зр} = (45...50)$ МПа – для чавунних гайок.

Руйнування гвинтів зустрічається рідко і тому розрахунки гвинтів на міцність виконують тільки при дії на них значних осьових навантажень. Гвинти у більшості випадків підлягають деформаціям розтягу або стиску від дії осьової сили F_a та деформаціям кручення за рахунок дії моменту T від сил тертя в різьбі та в опорах [див. формулу (4)]. Тому міцність гвинтів перевіряють за умовою

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (13)$$

Тут $\sigma_p = 4F_a / (\pi \cdot d_0^2)$ – нормальне напруження розтягу (стиску), а $\tau = 16T / (\pi \cdot d_0^3)$ – дотичне напруження кручення. Діаметр d_0 гвинта у небезпечному перерізі здебільшого беруть рівним внутрішньому діаметру d_1 різьби гвинта. Допустиме напруження для сталевих гвинтів $[\sigma] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$. Гранична довжина гвинтів, навантажених стискаючою силою F_a , визначається за умовою стійкості (стійкості стержня за Ейлером).

4. Приклад розрахунку передачі гвинт – гайка

Задача.

На рис. 30.5 зображена кінематична схема гвинтового підйомника, до складу якого входять приводний електродвигун із циліндричною шестірнею на його валу, пов'язане з шестірнею циліндричне колесо, у маточині якого розміщена гайка передачі гвинт – гайка.

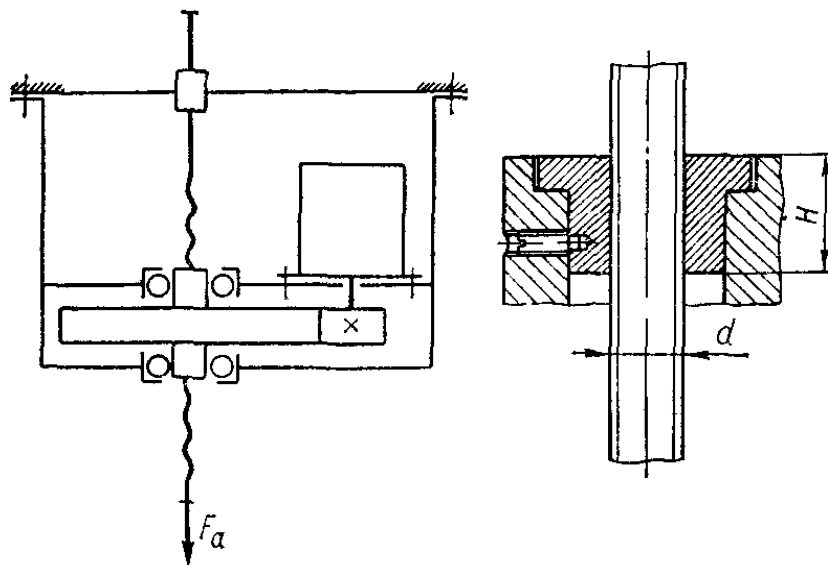


Рис. 30.5. Кінематична схема підйомника

Вертикальний гвинт верхнім кінцем утворює поступальну пару в корпусі, а до нижнього кінця закріплюється вантаж. При обертанні циліндричного колеса разом із гайкою гвинт здійснює поступальний рух, піднімаючи чи опускаючи вантаж.

Для підйомника треба підібрати електродвигун і розрахувати передачу гвинт – гайка за такими даними: маса вантажу (вантажність) $m = 800$ кг, швидкість піднімання $v = 0,05$ м/с.

Розв'язання.

1. Визначення потрібних параметрів електродвигуна.

Осьова сила, що навантажує гвинт

$$F_a = m \cdot g = 800 \cdot 9.8 = 7840 \text{ Н},$$

ККД приводного механізму підйомника

$$\eta_{\text{п}} = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,45 \cdot 0,9 = 0,40.$$

Тут орієнтовно вибрано: $\eta_1 = 0,45$ – ККД передачі гвинт – гайка; $\eta_2 = 0,9$ – ККД циліндричної зубчастої передачі та опор циліндричного колеса і гвинта.

Потрібна потужність електродвигуна

$$P_{\text{дв}}^{\text{п}} = F_a \cdot v / \eta_{\text{п}} = 7840 \cdot 0,05 / 0,4 = 980 \text{ Вт}.$$

Щоб дістати самогальмівну передачу гвинт – гайка, слід орієнтуватись на малий крок різьби $P = 3$ мм (див. табл. 30.1) і число заходів $z = 1$. Тоді з формули (2) потрібна кутова швидкість гайки

$$\omega = 2\pi \cdot v / (P \cdot z) = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.05 \cdot 10^3 / (3 \cdot 1) = 104.65 \text{ рад/с}.$$

Для привода підйомника можна застосувати електродвигун 4А71В2У3 з номінальною потужністю $P_{\text{дв}} = 1,1$ кВт і частотою обертання його вала $n_{\text{дв}} = 2880 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ або кутовою швидкістю $\omega_{\text{дв}} = \pi \cdot n / 30 = 3.14 \cdot 2880 / 30 = 301.6 \text{ рад/с}$.

Тоді передаточне число циліндричної зубчастої передачі

$$u = \omega_{\text{дв}} / \omega = 301,6 / 104,65 = 2,88.$$

2. Проектний розрахунок передачі гвинт – гайка.

Для виготовлення передачі виберемо такі матеріали: гвинт – із сталі 45, нормалізованої, для якої $\sigma_{\text{в}} = 598$ МПа, а $\sigma_{\text{т}} = 363$ МПа (див. табл. 3.1); гайка із сірого чавуну СЧ 20. Допустимий тиск у контакті витків сталевих нормалізованого гвинта і чавунної гайки $[p] = 5$ МПа.

У зв'язку з однобічним осьовим навантаженням гвинта вибираємо для передачі гвинт – гайка упорну різьбу.

За формулою (11) при $\varepsilon = H/d_2 = 1,5$ і $\lambda = H_1/P = 0,75$ (для упорної різьби) середній діаметр різьби гвинта

$$d_2 = \sqrt{F_a / (\pi \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot [p])} = \sqrt{7840 / (3.14 \cdot 1.5 \cdot 0.75 \cdot 5)} = 21.06 \text{ мм}.$$

Із табл. 30.1 виберемо упорну різьбу з параметрами: крок різьби $P = 3$ мм; номінальний діаметр $d = 26$ мм; внутрішній діаметр $d_1 = 20,795$ мм; середній діаметр $d_2 = 23,75$ мм.

Висота гайки

$$H = \varepsilon \cdot d_2 = 1.5 \cdot 23.75 = 35.62 \text{ мм}.$$

Беремо $H = 36$ мм.

Число витків у гайці

$$z_B = H / P = 36 / 3 = 12.$$

Кут підйому витків різьби за її середнім діаметром

$$\text{tg } \psi = Pz / (\pi d_2) = 3 \cdot 1 / (3.14 \cdot 23.75) = 0.040207; \quad \psi = 2.30248^\circ.$$

Зведений кут тертя у різьбі при коефіцієнті тертя $f = 0,05$ для змащених деталей та при $\delta = 3^\circ$ за формулою (6)

$$\text{tg } \varphi' = f / \cos \delta = 0.05 / \cos 3^\circ = 0.050069; \quad \varphi' = 2.86633^\circ.$$

Умова самогальмування різьбової пари виконується, оскільки $\varphi' > \psi$. За формулою (8) визначаємо фактичний коефіцієнт корисної дії передачі гвинт – гайка при підніманні вантажу:

$$\eta_1 = \text{tg } \psi / \text{tg}(\psi + \varphi') = 0.040207 / \text{tg}(2.30248^\circ + 2.86633^\circ) = 0.44.$$

Фактичний ККД передачі гвинт – гайка з вибраними розмірами практично дорівнює попередньо взятому значенню.

3. Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання витків.

Розрахунковий тиск у контакті витків передачі з вибраними розмірами при робочій висоті витків

$$H_1 = 0.75 \cdot P = 0.75 \cdot 3 = 2.25 \text{ мм} \quad [\text{див формулу (10)}]$$

$$p = F_a / (\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_B) = 7840 / (3.14 \cdot 23.75 \cdot 2.25 \cdot 12) = 3.9 \text{ МПа}.$$

Стійкість витків проти спрацювання забезпечується, $p = 3.9 \text{ МПа} < [p] = 5 \text{ МПа}$.

4. Розрахунок гайки на міцність за напруженнями зрізу у витках.

За формулою (12)

$$\tau_{зр} = F_a / (\pi \cdot d \cdot k \cdot H) = 7840 / (3.14 \cdot 26 \cdot 0.5 \cdot 36) = 5.33 \text{ МПа}.$$

Тут коефіцієнт повноти упорної різьби $k = 0,5$.

Допустиме напруження на зріз для витків чавунних гайок $[\tau]_{зр} = 45$ МПа.
Отже міцність витків на зріз забезпечується.

5 Розрахунок гвинта на міцність.

Нижня частина гвинта знаходиться тільки під дією розтягу. Тому напруження розтягу у перерізі гвинта з внутрішнім діаметром різьби d_1

$$\sigma_p = 4F_a / (\pi \cdot d_1^2) = 4 \cdot 7840 / (3.14 \cdot 20.795^2) = 23.1 \text{ МПа}$$

Запас міцності гвинта за границею текучості

$$s = \sigma_T / \sigma_p = 363 / 23.1 = 15.7.$$

що забезпечує його достатню міцність.

Верхня частина гвинта (над гайкою) знаходиться тільки під дією кручення від моменту T_s сил тертя у різьбі (цей момент зрівноважується поступальною парою у корпусі):

$$T_s = 0.5F_a \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \varphi') = 0.5 \cdot 7840 \cdot 23.75 \cdot \text{tg}(2.3.0248^0 + 2.86633^0) = 8422 \text{ Н} \cdot \text{мм} ;$$

$$\tau = T_s / W_p = 16T_s / (\pi \cdot d_1^3) = 16 \cdot 8422 / (3.14 \cdot 20.795^3) = 4.8 \text{ МПа}$$

Тут також гвинт має достатньо високий запас міцності за границею текучості при крученні:

$$\tau_T = 0.6 \cdot \sigma_T = 0.6 \cdot 363 = 218 \text{ МПа} .$$

ФРИКЦІЙНІ ПЕРЕДАЧІ

1. Загальні відомості та класифікація фрикційних передач

Фрикційна передача складається з двох котків (роликів), які притиснуті один до одного деякою силою. Обертання від одного з котків до іншого передається за рахунок сили тертя між котками (рис. 20.1).

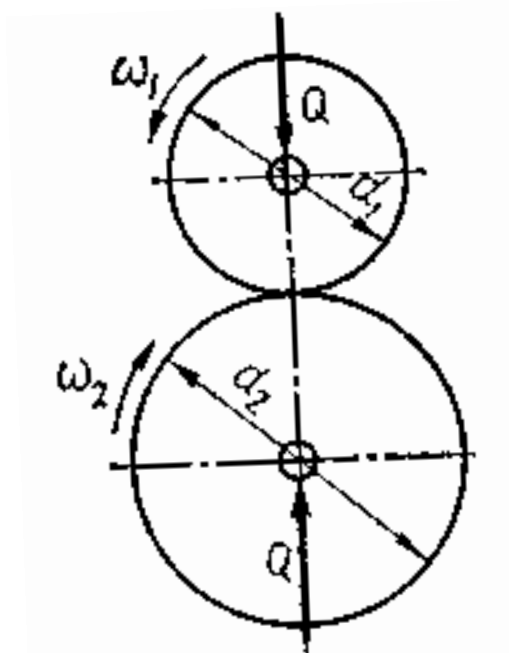


Рис. 20.1. Схема циліндричної фрикційної передачі

Потрібна сила тертя між котками досягається примусовим притисканням котків відповідною силою Q . Якщо сила притискання котків недостатня, то між котками може виникнути проковзування (буксування), що порушує нормальну роботу передачі.

Фрикційні передачі використовують не тільки для передавання обертового руху, але широко застосовують для перетворення обертового руху в поступальний - у всіх наземних транспортних машинах (колесо і рейка або дорога), а також у металургійній промисловості (прокатні стани), де передавання руху за рахунок тертя є основою технологічного процесу.

Вигідне застосування фрикційних передач у варіаторах - механізмах для безступеневого регулювання кутової швидкості.

За допомогою фрикційної передачі можна забезпечити достатньо велике передаточне число, але через обмеження габаритних розмірів передачі рекомендують брати $U \leq 10$. ККД фрикційних передач коливається в межах $\eta = 0,90 \dots 0,95$.

Фрикційні передачі у порівнянні з іншими механічними передачами мають такі переваги: простота та дешевизна виготовлення деталей передачі; плавність та безшумність роботи при високих швидкостях; передача запобігає поломкам деталей приводного пристрою за рахунок можливого проковзування котків при перевантаженнях; існує можливість здійснення безступеневого регулювання передаточного числа.

До недоліків фрикційних передач належать: несталість передаточного числа через можливе проковзування котків; потреба застосування спеціальних натискних пристроїв; високі навантаження на вали та опори валів передачі; небезпека пошкодження котків при їхньому буксуванні.

Незважаючи на недоліки в деяких конструкціях машин та приладів, фрикційні передачі є найраціональнішими.

Залежно від призначення фрикційні передачі поділяють на дві групи: передачі з умовно постійним передаточним числом та передачі з мінливим передаточним числом (варіатори).

Передачі з умовно постійним передаточним числом класифікують відповідно наведеним на рис. 20.2, а-г ознакам.

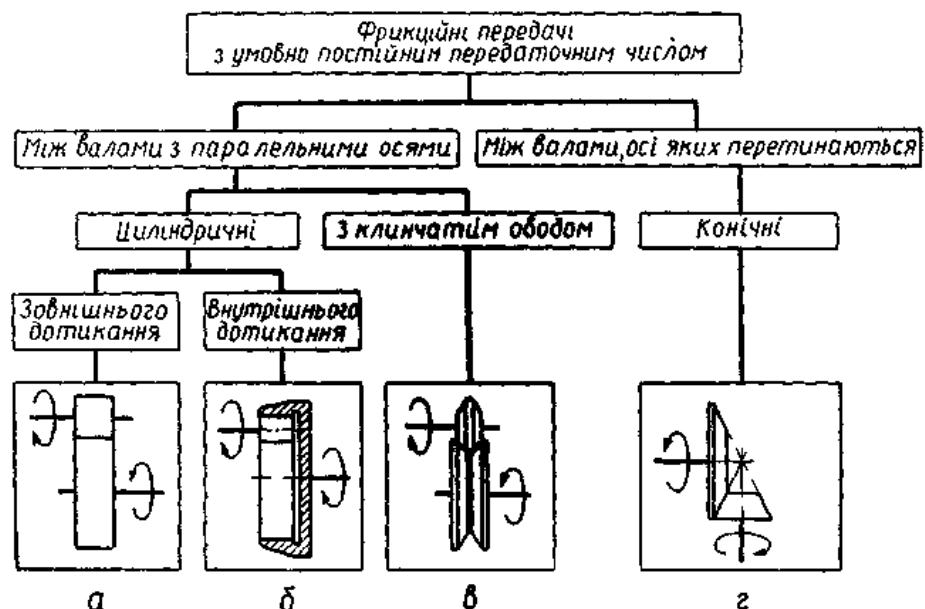


Рис. 20.2. Класифікація фрикційних передач

2. Явища ковзання у контакті котків фрикційної передачі

Робота навантаженої фрикційної передачі супроводжується явищами ковзання в контакті котків. Ковзання є причиною спрацьовування котків, зменшення ККД та мінливості передаточного числа. Розрізняють три види ковзання: буксування, пружне та геометричне ковзання.

Буксування виникає під час перевантажень передачі. При обертанні ведучого котка відбувається його ковзання на поверхні надмірно навантаженого веденого котка, спричинюючи його місцеве спрацьовування та вихід з ладу. Тому при проектуванні фрикційної передачі треба передбачати достатній запас зчеплення котків для запобігання буксуванню.

Пружне ковзання пов'язане з пружними деформаціями котків у зоні їхнього контакту. (приклад циліндричної фрикційної передачі (рис. 20.3, а).

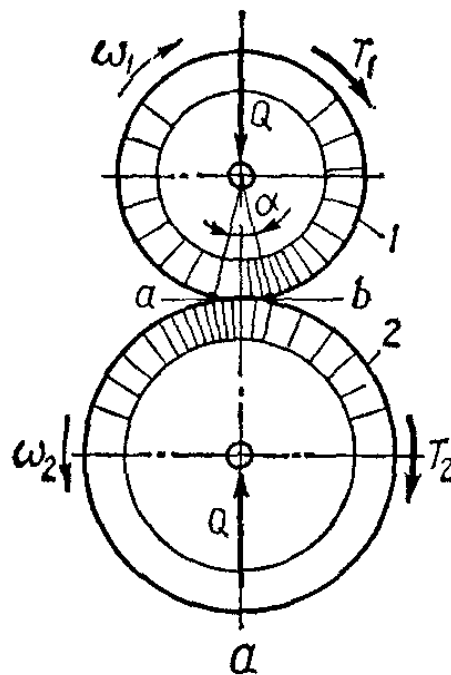


Рис.20.3, а

Під дією зусилля Q притискання котків лінійний контакт котків перетворюється у контакт на площині, обмежений точками a і b . У навантаженої передачі моментами T_1 та T_2 ділянки робочої поверхні ведучого котка 1 наближаються до точки b стиснутими (позначені більш щільними штрихами), а відходять від точки a розтягнутими. На веденому котку 2, навпаки, ділянки робочої поверхні наближаються до точки b розтягнутими, а відходять від точки a стиснутими. У межах ab площинки контакту котків відбувається пружне

видовження поверхні ведучого котка 1 і пружне стискання поверхні веденого котка 2, що спричинює пружне ковзання і відставання веденого котка від ведучого. На площині контакту котків є тільки одна лінія, де лінійні колові швидкості точок поверхонь двох котків однакові. Величина $\varepsilon = (V_1 - V_2)/V_1$ називається коефіцієнтом пружного ковзання котків. У співвідношенні V_1 та V_2 — колові швидкості точок, розміщених на циліндричній робочій поверхні ведучого та веденого котків.

Коефіцієнт пружного ковзання ε залежить від пружних властивостей матеріалів котків і визначається дослідним шляхом. Для сталевих котків пружне ковзання незначне $\varepsilon \approx 0,002$; для текстоліту та сталі $\varepsilon \approx 0,01$; а для гуми та сталі $\varepsilon \approx 0,03$.

Геометричне ковзання обумовлене різницею у значеннях, а інколи і у напрямках швидкостей контактуючих точок ведучого та веденого котків. Геометричне ковзання розглянемо на прикладі контакту котків (рис. 20.3, б).

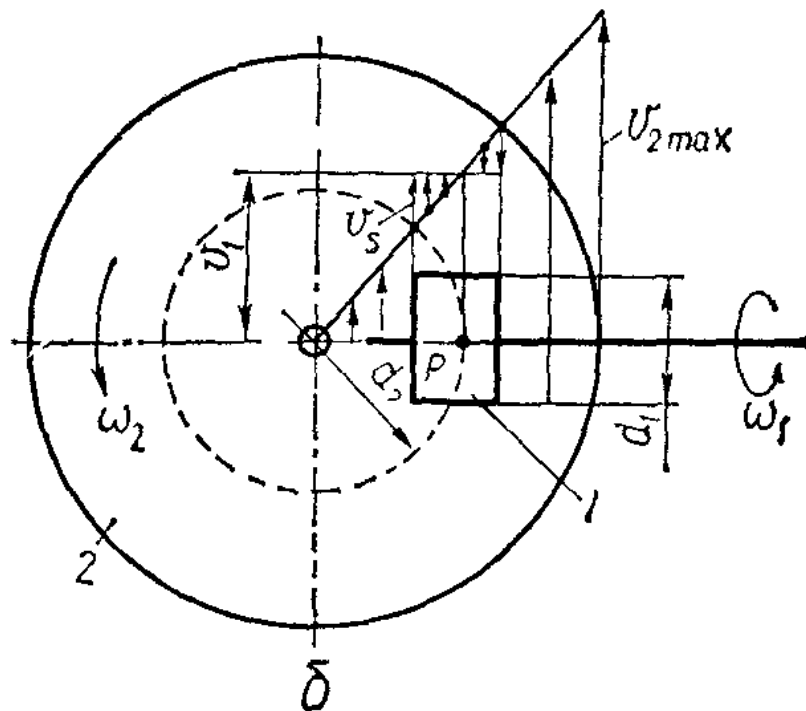


Рис.20.3,б

Ведучий коток 1 і ведений коток 2 обертаються у двох взаємно перпендикулярних площинах. При цьому циліндрична поверхня котка 1 контактує з плоскою торцевою площиною котка 2.

Колова швидкість точок на робочій поверхні котка 1 однакова на всій його ширині і дорівнює V_1 . Швидкість V_2 різних точок поверхні веденого котка 2 змінюється пропорційно відстані цих точок від осі обертання (на краю котка $V_2 = V_{2\max}$). Якщо буксування немає, то швидкості V_1 та V_2 на лінії контакту повинні бути рівними між собою. Однак у цьому прикладі рівність швидкостей можна дістати тільки для деякої однієї точки лінії контакту. Цю точку P називають полюсом кочення. Через полюс кочення проходить розрахункове коло котка 2 із діаметром d_2 . У всіх інших точках лінії контакту спостерігається ковзання із швидкістю $V_s = V_1 - V_2$. Швидкість ковзання у точках лінії контакту котків змінюється за модулем і напрямом (епюра V_s на рис. 20.3, б). Із зменшенням ширини котка 1 зменшується також і геометричне ковзання.

Полюс кочення P знаходиться на середині лінії контакту тільки при холостому режимі роботи. Під час роботи передачі з навантаженням полюс кочення зміщується від середини на деяку відстань. Найдосконалішими є фрикційні передачі, в яких немає геометричного ковзання.

3. Матеріали та конструкції деталей фрикційних передач

Вимоги до матеріалів фрикційних котків: високий модуль пружності для зменшення пружного ковзання та втрат потужності на перекочування котків; високий коефіцієнт тертя ковзання; висока контактна міцність та стійкість проти спрацьовування для забезпечення потрібної довговічності передачі.

Найчастіше використовують такі поєднання матеріалів для виготовлення ведучого та веденого котків: загартована сталь - загартована сталь забезпечує контактну міцність передачі та високий ККД. (сталі типу ШХ15 із термообробкою, твердість 50—55 HRC. У тихохідних передачах сталі 40Х, 40ХН).

Чавун - чавун (або сталь) забезпечує високу несучу здатність передачі.

Текстоліт, фібра - сталь, чавун мають широке застосування у середньо- та малонавантажених передачах. Завдяки високим значенням коефіцієнта тертя вимагають меншої сили притискання котків.

Шкіра, деревина, гума — сталь, чавун використовують у малонавантажених передачах та передачах приладів. Ці матеріали мають низьку стійкість проти спрацьовування, але високий коефіцієнт тертя.

Котки фрикційних передач із неметалевих матеріалів завжди повинні працювати без змащування. Як правило, ведучий коток виготовляють із більш м'якого матеріалу, щоб запобігти місцевому спрацьовуванню (утворенню лисок) на робочій поверхні веденого котка при випадковому буксуванні.

Конструкція котків фрикційних передач. Форма котків залежить від матеріалами, з яких ці котки виготовлені.

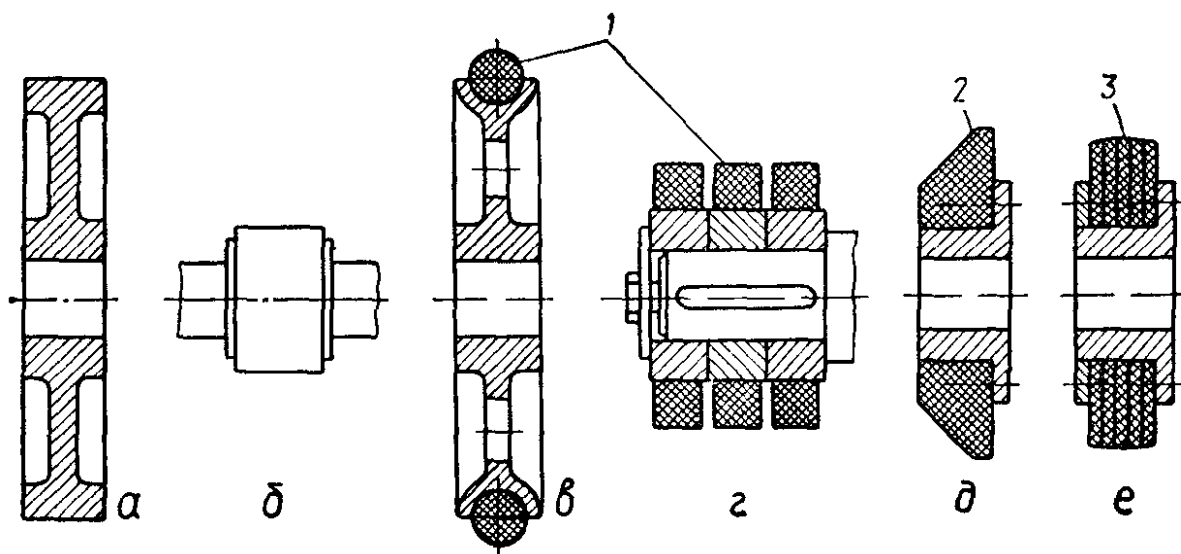


Рисунок 20.4

Металеві котки (із сталі чи чавуну) виготовляють дискової форми, а котки малих діаметрів роблять суцільними разом із валом (рис. 20.4, а, б). Робочі поверхні металевих котків повинні мати малі параметри шорсткості ($Ra\ 0,63—0,32$).

Котки з неметалевих матеріалів виготовляють збірними насадної конструкції (рис. 20.4, в-е): маточина з чавуну або сталі призначена для закріплення дисків або кілець із гуми 1, текстоліту 2, деревини чи шкіри 3.

Натискні пристрої фрикційних передач. Притискання котків фрикційних передач можна здійснити різними способами. Спосіб притискання має суттєве значення для роботи передачі. Постійне притискання допустиме тільки у передачах, що передають постійне робоче навантаження. У передачах, із змінним навантаженням, бажано, щоб сила притискання котків змінювалася

автоматично відповідно до навантаження. Довговічність та ККД таких передач більші, оскільки в цьому разі не виникають надмірні сили при передаванні малих робочих навантажень.

На рис. 20,5, а, б показані схеми натискних пристроїв, що забезпечують постійну силу притискання котків за допомогою стиснутої пружини і за допомогою ваги спеціального тягарця на важелі.

Гвинтовий натискний пристрій, що забезпечує автоматичне регулювання сили притискання конічних котків, показано на рис. 20.5,в. Автоматично діючого пристрою є передача із самозатяжним кільцем (рис. 20.5,г). Крім основних котків, передача має додатковий холостий ролик 1 та масивне жорстке кільце 2, що охоплює з невеликим початковим натягом усі три котки.

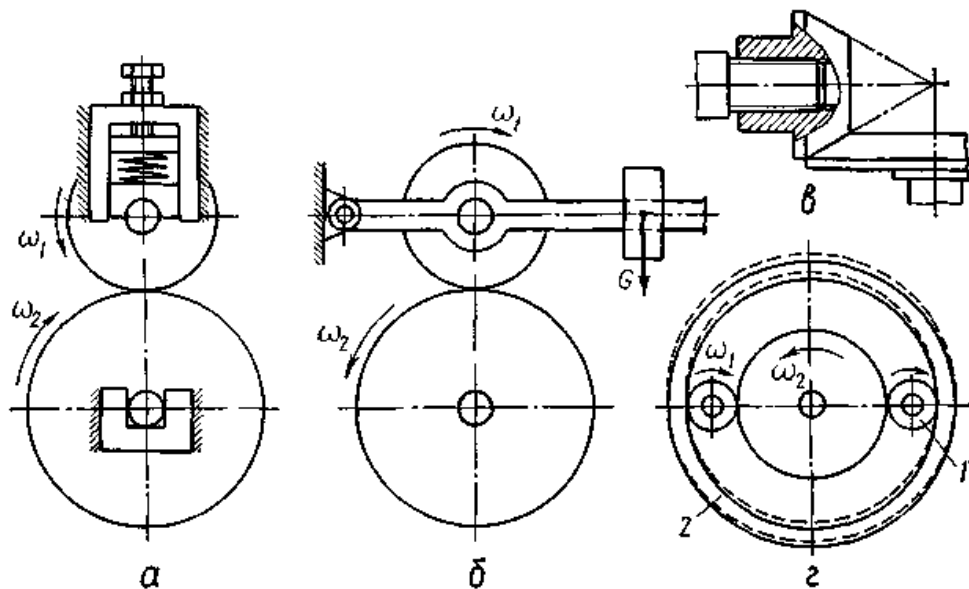


Рис. 20.5. Натискні пристрої для фрикційних передач

4. Види руйнування котків і критерії їхнього розрахунку.

Допустимі контактні напруження та тиски.

Сила притискання котків у фрикційних передачах спричинює на їхніх робочих поверхнях значні контактні напруження. При обкочуванні котків зона їхнього контакту постійно змінюється, то контактні напруження мають циклічний характер, до того ж у кожній точці робочої поверхні котка один цикл зміни напружень відбувається за один оберт. При зміні напружень у металевих котках, що працюють в умовах змащування, руйнування робочих поверхонь

відбувається внаслідок втомного викришування. При роботі котків без мастила руйнування здійснюється внаслідок нагрівання та відшаровування частинок матеріалу робочих поверхонь. Щоб запобігти таким формам руйнування металевих котків фрикційних передач, слід обмежувати контактні напруження на робочих поверхнях, що здійснюється відповідним розрахунком котків на міцність.

Робочі поверхні котків, виготовлених із неметалевих матеріалів, зазнають спрацьовування через значно більше пружне ковзання у зоні контакту. Зменшити спрацьовування робочих поверхонь таких котків можна обмеженням навантаження, що припадає на одиницю довжини лінії контакту (тиску).

Деякі рекомендації для визначення допустимих контактних напружень для котків фрикційних передач, що встановлені досвідом експлуатації передач, а також допустимі тиски наведені у таблиці.

Т а б л и ц я 20.1. Допустимі контактне напруження $[\sigma]_H$ та тиск $[q]$ для фрикційних передач

Матеріал котків	Умови роботи	Коефіцієнт тертя f	$[\sigma]_H$, МПа	$[q]$, Н/мм
Сталь — сталь	Із мастилом	0,05	(2,5—3,0) НВ	—
Чавун — чавун	Те саме	0,05	$1,5\sigma_B$	—
Сталь — сталь	Без мастила	0,12—0,15	(1,2—1,5) НВ	—
Текстоліт — сталь, чавун	Те саме	0,20—0,25	—	50—80
Фібра — сталь, чавун	» »	0,15—0,20	—	35—40
Шкіра — чавун	» »	0,25—0,35	—	15—25
Гума — сталь, чавун	» »	0,45—0,60	—	10—30

П р и м і т к и: 1. Для чавунних котків σ_B — границя міцності при згині.
2. Допустимі контактні напруження наведені для лінійного контакту котків. При точковому контакті $[\sigma]_H$ приблизно у 1,5 раза вищі, ніж дані в таблиці значення.

5. Розрахунок циліндричних фрикційних передач

Через відсутність різниці в розрахунках циліндричних фрикційних передач із зовнішнім (рис. 20.6, а) та внутрішнім (рис. 20.6, б) дотиканням розглянемо ці розрахунки одночасно.

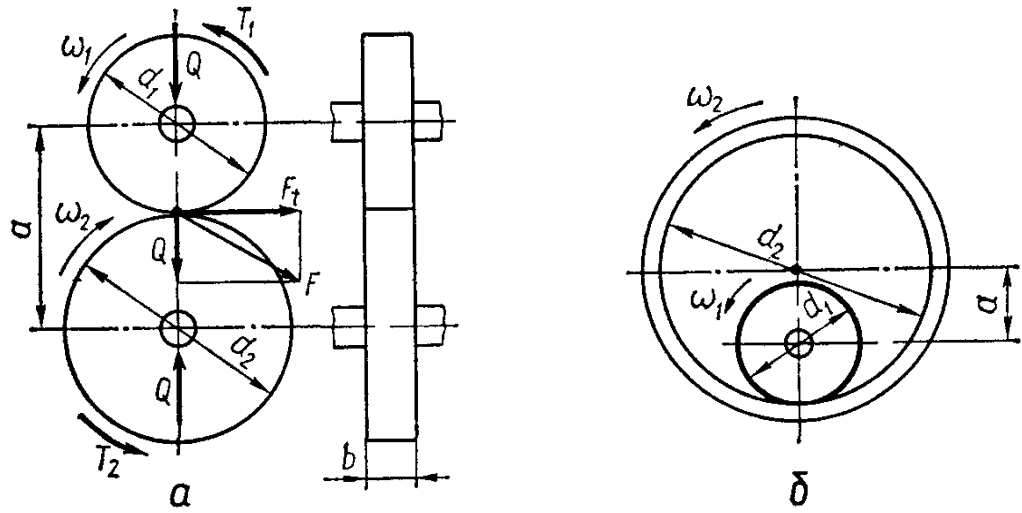


Рис.20.6 параметри та навантаження на елементи фрикційної передачі

Геометрія та кінематика передачі. Основними розмірами циліндричної фрикційної передачі є діаметри котків d_1 та d_2 , міжосьова відстань a і ширина котків b . Зв'язок між міжосьовою відстанню та діаметрами котків виражається залежністю

$$a = 0.5 \cdot (d_1 \pm d_2). \quad (2)$$

Тут і надалі верхній знак (плюс) належить до передачі із зовнішнім дотиканням котків, а нижній знак (мінус) — до передачі із внутрішнім дотиканням котків.

Ширину котків b вибирають залежно від міжосьової відстані, для чого беруть

$$b = \psi_a \cdot a, \quad (3)$$

де $\psi_a = 0,20 \dots 0,40$ — коефіцієнт ширини котків. Більші значення ψ_a беруть для точно виготовлених і змонтованих закритих передач, а менші — для менш точних відкритих передач.

Основними кінематичними параметрами передачі є кутові швидкості котків ω_1 і ω_2 , а також передаточне число $u = \omega_1/\omega_2$.

Передаточне число u можна виразити через діаметри котків з урахуванням пружного ковзання.

$$V_1(1-\varepsilon) = V_2; \quad \omega_1 d_1(1-\varepsilon)/2 = \omega_2 d_2/2; \quad u = \omega_1/\omega_2 = d_2/[d_1(1-\varepsilon)]. \quad (4)$$

Оскільки коефіцієнт пружного ковзання малий ($\varepsilon \leq 0,03$), то у розрахунках силових фрикційних передач можна брати

$$u = d_2/d_1. \quad (5)$$

Інші співвідношення між параметрами циліндричної фрикційної передачі, які будемо використовувати у розрахунках, такі:

$$a = 0,5(d_1 \pm d_2) = 0,5d_1(u \pm 1); \quad d_1 = 2a/(u \pm 1); \quad d_2 = 2au/(u \pm 1). \quad (6)$$

Зусилля у циліндричній фрикційній передачі. Щоб запобігти буксуванню котків при передаванні зовнішнього навантаження, у фрикційній передачі слід забезпечити умову

$$F_s > F_t, \quad (7)$$

де F_s — сила тертя у контакті котків; F_t — колова сила на котках. Враховуючи те, що $F_s = Qf$ і $F_t = 2T_1/d_1$, а також беручи до уваги коефіцієнт запасу зчеплення котків K , умову (20.7) запишемо у вигляді:

$$Qf = 2T_1K/d_1, \quad (8)$$

де T_1 — обертовий момент на ведучому валу передачі. Рівність (8) дозволяє визначити потрібну силу притискання котків Q , яка забезпечує відсутність їхнього проковзування:

$$Q = 2T_1K/(d_1f). \quad (9)$$

Коефіцієнт тертя ковзання f можна вибрати за таблицею залежно від матеріалів котків та умов їхньої роботи. Коефіцієнт запасу зчеплення рекомендують брати: $K = 1,3 \dots 1,5$ — для силових фрикційних передач $K = 2,5 \dots 3,0$ — для кінематичних фрикційних передач.

Сила, що передається на вали фрикційної передачі, дорівнює сумі сил притиску котків Q та колової сили F_t (див. рис. 20.6):

$$F = \sqrt{Q^2 + F_t^2}. \quad (10)$$

Сила F враховується у розрахунку валів, а сила Q – у розрахунку котків на міцність та розрахунку натискного пристрою.

Розрахунок котків на міцність. Розрахунок металевих котків виконують за умови контактної міцності робочих поверхонь:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H, \quad (11)$$

а неметалевих котків — за умови обмеження тиску у контакті для забезпечення стійкості проти прискореного спрацьовування: $q \leq [q]$. (12)

Виходячи із цих умов, можна дістати основні розрахункові залежності. Згідно з формулою Герца при лінійному дотиканні деталей максимальне контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{(2 \cdot \rho_{np})}}. \quad (13)$$

Розрахунковий тиск по довжині контакту котків

$$q = Q \cdot K_\beta / b = 2 \cdot T_1 \cdot K \cdot K_\beta / (d_1 \cdot f \cdot b), \quad (14)$$

де $K_\beta = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків. Менші значення K_β беруть для точно виготовлених та змонтованих передач при відносно невеликій ширині котків (малому значенні ψ_a).

Зведена кривина робочих поверхонь котків

$$\frac{1}{\rho_{gh}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1} \pm \frac{2}{d_2} = \frac{2}{d_1} \left(1 \pm \frac{1}{u}\right) = \frac{2}{d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \quad (15)$$

На основі (11) та (12) остаточні умови міцності, що використовуються для перевірного розрахунку: для металевих котків

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{[Q \cdot K_\beta / (b \cdot d_1)] \cdot (u \pm 1) / u} \leq [\sigma]_H; \quad (16)$$

для неметалевих котків

$$q = Q \cdot K_\beta / b \leq [q]. \quad (17)$$

Умови (16) та (17) використовують у перевірочних розрахунках фрикційних котків. Коефіцієнт Z_M , – враховує властивості матеріалів котків: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – для сталевих котків; $Z_M = 210 \text{ МПа}^{1/2}$ – для чавунних котків і $Z_M = 235 \text{ МПа}^{1/2}$ – для поєднання чавун — сталь. При невиконанні умов(16) і (17) слід збільшити ширину b котків.

Формули для проектного розрахунку циліндричних фрикційних передач дістанемо з умов (16) та (17) підстановкою в них сили Q із виразу (9) та заміною розмірів b і d_1 через міжосьову відстань a за формулами (3) та (6). У результаті маємо такі формули для проектного розрахунку: передачі з металевими котками

$$a \geq K_M \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{T_1 \cdot K_{\beta_1} / (u \cdot \psi_a \cdot f \cdot [\sigma]_H^2)}; \quad (18)$$

передачі з неметалевими котками

$$a \geq K_H \cdot \sqrt{T_1 \cdot K_{\beta_1} \cdot (u \pm 1) / (\psi_a \cdot f \cdot [q])}. \quad (19)$$

Тут $K_M = \sqrt{0.5 \cdot 10^3 \cdot K \cdot Z_M^2}$ — допоміжний коефіцієнт для металевих котків, що беруть рівним (при $K = 1,3$):

$K_M = 370 \text{ МПа}^{1/3}$ – для сталевих котків;

$K_M = 300 \text{ МПа}^{1/3}$ — для чавунних котків:

$K_M = 330 \text{ МПа}^{1/3}$ — для поєднання чавун – сталь;

$K_H = \sqrt{10^3 \cdot K}$ – допоміжний коефіцієнт для неметалевих котків, який беруть рівним:

$K_H = 36$ – для силових фрикційних передач ($K = 1,3$);

$K_H = 50$ – для кінематичних передач ($K = 2,5$).

У формулах (18) та (19) T_1 слід підставляти у ньютон-метрах (Нм), $[\sigma]_H$ – у мегапаскалях (МПа), $[q]$ – у ньютоннах на міліметр (Н/мм), міжосьову відстань – у міліметрах (мм).

Залежності (18) та (19) дозволяють попередньо визначити потрібну мінімальну міжосьову відстань передачі a . За визначеним значенням a підраховують діаметри котків d_1 і d_2 [формула (6)], ширину котків b [формула (3)] та потрібну силу притискання котків Q [формула (9)]. Остаточна перевірка міцності котків за взятими розмірами виконується за умовами (16) та (17), оскільки перевірний розрахунок передачі є вирішальним.

6. Розрахунок конічних фрикційних передач

Конічні фрикційні передачі використовують для передавання обертового руху між валами, осі яких перетинаються. Кут між осями валів може бути довільним, але найбільш широке застосування мають конічні фрикційні передачі з міжосьовим кутом $\Sigma = 90^\circ$. Принципова схема такої передачі показана на рис. 20.7

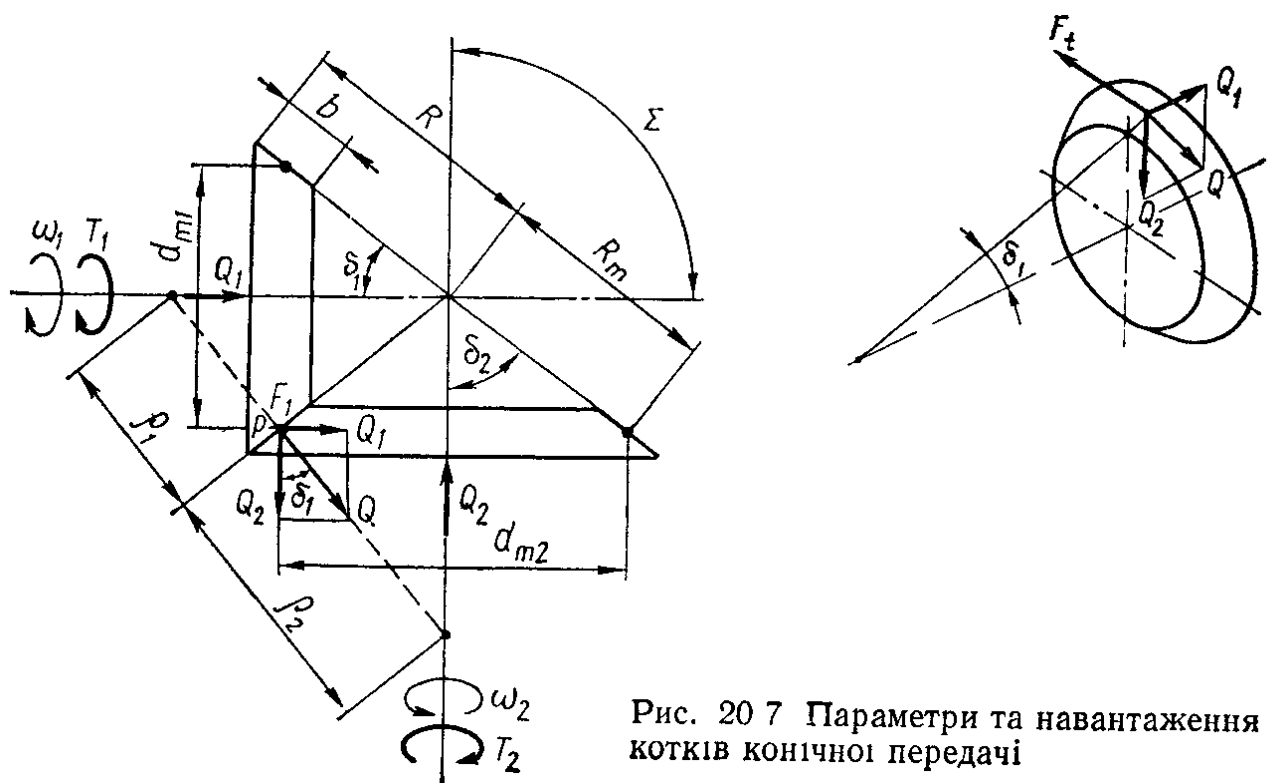


Рис. 20.7 Параметри та навантаження котків конічної передачі

Геометрія та кінематика передачі. Котки конічної фрикційної передачі – це зрізані конуси, що взаємно дотикаються по спільній твірній, а вершини конусів знаходяться у точці перетину осей валів. Остання умова потрібна, щоб запобігти геометричному ковзанню в контакті котків.

Основними розмірами конічної фрикційної передачі є середні діаметри ведучого та веденого котків d_{m1} і d_{m2} , зовнішня R та середня R_m конусні

відстані, робоча ширина котків b , кути при вершинах конусів δ_1 та δ_2 . Для конічної фрикційної передачі з міжосьовим кутом $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ (рис 20.7) справедливі такі співвідношення між параметрами:

$$R_m = \sqrt{(d_{m1}/2)^2 + (d_{m2}/2)^2} = 0.5\sqrt{d_{m1}^2 + d_{m2}^2} \quad (20)$$

$$R = R_m + 0.5 \cdot b \quad (21)$$

$$b = \psi_R \cdot R_m. \quad (22)$$

Тут $\psi_R = 0,20 \dots 0,30$ — коефіцієнт ширини котків.

Передаточне число конічної фрикційної передачі

$$u = \omega_1/\omega_2 \text{ або } u = d_{m2}/d_{m1}. \quad (23)$$

Інші співвідношення між параметрами передачі, які використовують у розрахунках [на основі виразів (20) ... (23)], такі:

$$\begin{aligned} R_m &= 0.5 \cdot d_{m1} \sqrt{1+u^2}; & R &= R_m (1+0.5 \cdot \psi_R); \\ d_{m1} &= 2 \cdot R_m / \sqrt{1+u^2}; & d_{m2} &= 2 \cdot R_m \cdot u / \sqrt{1+u^2}; \\ \operatorname{tg} \delta_1 &= d_{m1} / d_{m2} = 1/u; & \operatorname{tg} \delta_2 &= d_{m2} / d_{m1} = u. \end{aligned} \quad (24)$$

Зусилля у конічній фрикційній передачі. За аналогією з циліндричною фрикційною передачею умову роботи конічної передачі без буксування котків записують у вигляді (7). Силу тертя у контакті конічних котків та колову силу визначають за формулами:

$$F_s = Q \cdot f; \quad F_t = 2 \cdot T_1 / d_{m1}, \quad (25)$$

де Q — нормальна до лінії контакту сила притискання котків (рис. 20.7);

T_1 — обертовий момент на ведучому валу передачі.

Сила F_t на рис. 20.7 проєкціюється в точку P .

Умову відсутності буксування котків навантаженої передачі можна записати у вигляді:

$$Q \cdot f = 2 \cdot T_1 \cdot K / d_{m1},$$

звідки сила

$$Q = 2 \cdot T_1 \cdot K / (d_{m1} \cdot f). \quad (26)$$

K – коефіцієнт запасу зчеплення котків беруть таким самим, як і в циліндричних фрикційних передачах.

Розклавши силу Q за напрямками осей валів передачі, дістанемо сили Q_1 та Q_2 , що діють на котки передачі паралельно осям їхнього обертання:

$$Q_1 = Q \cdot \sin \delta_1; \quad Q_2 = Q \cdot \sin \delta_2. \quad (27)$$

Для забезпечення однієї і тієї ж нормальної до лінії контакту сили Q уздовж осі меншого котка треба прикладати меншу силу (бо $\delta_1 < \delta_2$ і $Q_1 < Q_2$), тобто натискний пристрій доцільно розміщувати з боку меншого котка.

На обидва вали конічної фрикційної передачі передаються колова сила F_t та сила Q , взаємно перпендикулярними складовими якої є Q_1 та Q_2 . На рис. 20.7 показані сили, що навантажують ведучий вал конічної фрикційної передачі.

Розрахунок конічних котків на міцність. За аналогією з циліндричною фрикційною передачею умови міцності та стійкості проти прискореного спрацьовування конічних котків записують у вигляді (11) та (12) відповідно для металевих та неметалевих котків.

Розрахунковий тиск по довжині контакту конічних котків

$$q = Q \cdot K_\beta / b, \quad (28)$$

де $K_\beta = 1,3 \dots 1,5$ – коефіцієнт, враховує нерівномірність розподілу навантаження у контактні котків. Радіуси кривини робочої поверхні конічних котків на довжині їх спільної твірної неоднакові. За розрахунків беруть радіуси кривини робочих поверхонь у точках середини лінії контакту котків (див. рис. 20.7):

$$\rho_1 = R_m \cdot \operatorname{tg} \delta_1 = R_m / u = 0,5 \cdot d_{m1} \cdot \sqrt{u^2 + 1} / u; \quad (29)$$

$$\rho_2 = R_m \cdot \operatorname{tg} \delta_2 = R_m \cdot u = 0,5 \cdot d_{m1} \cdot u \cdot \sqrt{u^2 + 1}.$$

Зведена кривина робочих поверхонь конічних котків

$$\frac{1}{\rho_{PP}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}. \quad (30)$$

Підставляючи у формулу Герца (13) вирази (28) та (30), дістанемо остаточну умову міцності для перевірного розрахунку конічних котків із металевих матеріалів:

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{[Q \cdot K_\beta / (b \cdot d_{m1})] \cdot (\sqrt{u^2 + 1} / u)} \leq [\sigma]_H \quad (31)$$

Для неметалевих конічних котків будемо відповідно мати

$$q = Q \cdot K_\beta / b \leq [q]. \quad (32)$$

У записаних умовах сила Q визначається згідно з виразом (26), а коефіцієнт Z_M беруть таким самим, як і для циліндричної передачі.

Формули для проектного розрахунку конічної фрикційної передачі можна дістати із умов (31) та (32), якщо в ці умови підставити Q за виразом (26), подати робочу ширину котків b через d_{m1} , відтак визначити потрібний мінімальний діаметр ведучого котка. Таким чином дістанемо:

для конічної фрикційної передачі з металевими котками

$$d_{m1} \geq 2 \cdot K_M \cdot \sqrt[3]{T_1 \cdot K_\beta / (u \cdot \psi_R \cdot f \cdot [\sigma]_H^2)}; \quad (33)$$

для конічної фрикційної передачі з неметалевими котками

$$d_{m1} \geq 2 \cdot K_H \cdot \sqrt{T_1 \cdot K_\beta \cdot \sqrt{u^2 + 1} / [\psi_R \cdot f \cdot [q] \cdot (u^2 + 1)]}. \quad (34)$$

Тут допоміжні коефіцієнти K_M та K_H беруть такими самими, як і в циліндричній фрикційній передачі, обертовий момент T_1 підставляють у ньютон-метрах (Н·м), а діаметр d_{m1} – у міліметрах.

Діаметри ведучого котка за формулами (33) та (34) дозволяють визначити всі інші розміри конічних котків, а також потрібну силу їхнього притискання.

Допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$ та допустимі тиски $[q]$ тут також беруть за табл. 20.1.

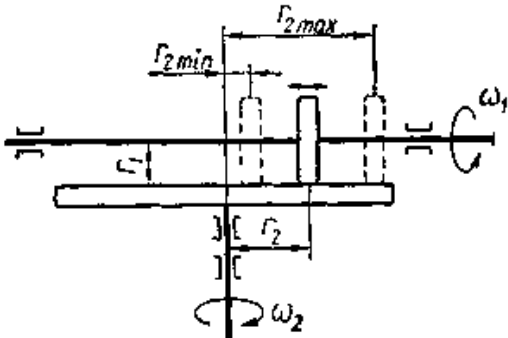
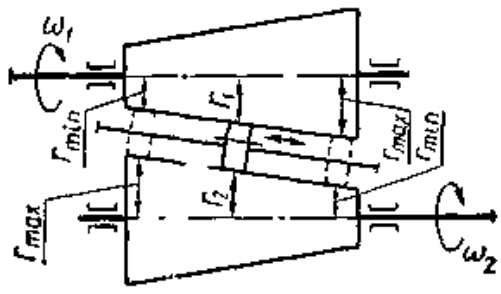
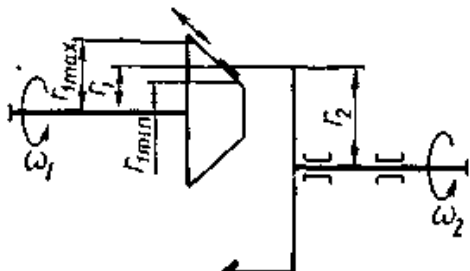
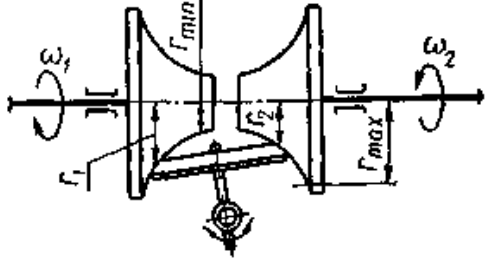
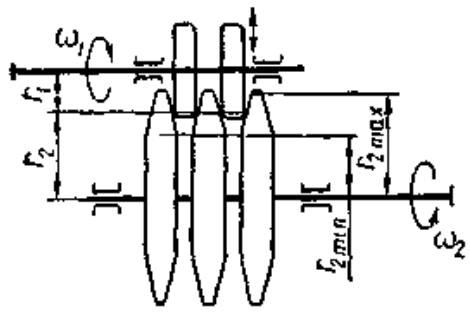
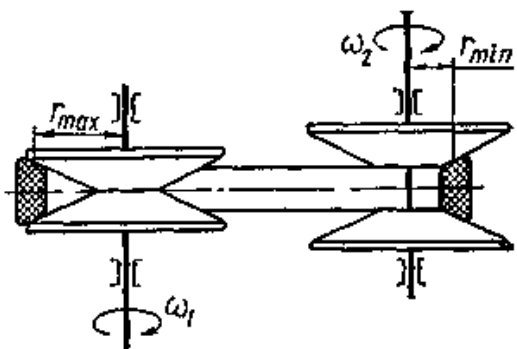
Фрикційні варіатори

Фрикційні варіатори – механічні передачі, що забезпечують плавне безступеневе регулювання швидкості обертання веденого вала при постійній швидкості обертання ведучого вала. Варіатори виготовляють для передавання невеликих потужностей (не більше ніж 20—30 кВт), хоча відомі конструкції для потужностей 100 кВт і більше. Фрикційні варіатори мають застосування у приводах метало- та деревообробних верстатів, пресів, конвейєрів, у машинах хімічної, текстильної та паперової промисловості, а також у приладобудуванні.

Класифікація фрикційних варіаторів. За конструкцією та принципом роботи фрикційні варіатори дуже різноманітні. Умовно всі варіатори можна поділити на дві групи: варіатори з безпосереднім контактом ведучої та веденої ланки та варіатори з проміжними ланками.

Принципові схеми деяких видів фрикційних варіаторів зображені у табл. 20.2.

Таблиця 20.2. Схеми варіаторів

Варіатори з безпосереднім дотиканням ведучої та веденої ланок	Варіатори з проміжними ланками
<p>Лобовий</p> 	<p>Конусний із проміжним диском</p> 
<p>Конусний</p> 	<p>Торовий</p> 
<p>Двисконий</p> 	<p>Клинопасовий із розсувними конусами</p> 

Діапазон регулювання варіаторів. Основною характеристикою варіатора є його діапазон регулювання D - це відношення максимальної кутової швидкості ω_{2max} веденого вала до його мінімальної кутової швидкості ω_{2min} при постійній швидкості ω_1 обертання ведучого вала:

$$D = \omega_{2\max} / \omega_{2\min} . \quad (35)$$

Враховуючи, що $\omega_{2\max} = \omega_1 / u_{\min}$ та $\omega_{2\min} = \omega_1 / u_{\max}$, діапазон регулювання варіатора можна подати і через максимальне та мінімальне його передаточне число

$$D = u_{\max} / u_{\min} . \quad (36)$$

Для фрикційних варіаторів діапазон регулювання визначають таким чином.

Лобовий варіатор. Із умови рівності колових швидкостей точки контакту ведучого котка та веденого диску маємо біжучі значення передаточного числа:

$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2 \quad \text{або} \quad u = \omega_1 / \omega_2 = r_1 / r_2 .$$

Максимальне та мінімальне передаточні числа

$$u_{\max} = r_{2\max} / r_1 ; \quad u_{\min} = r_{2\min} / r_1 .$$

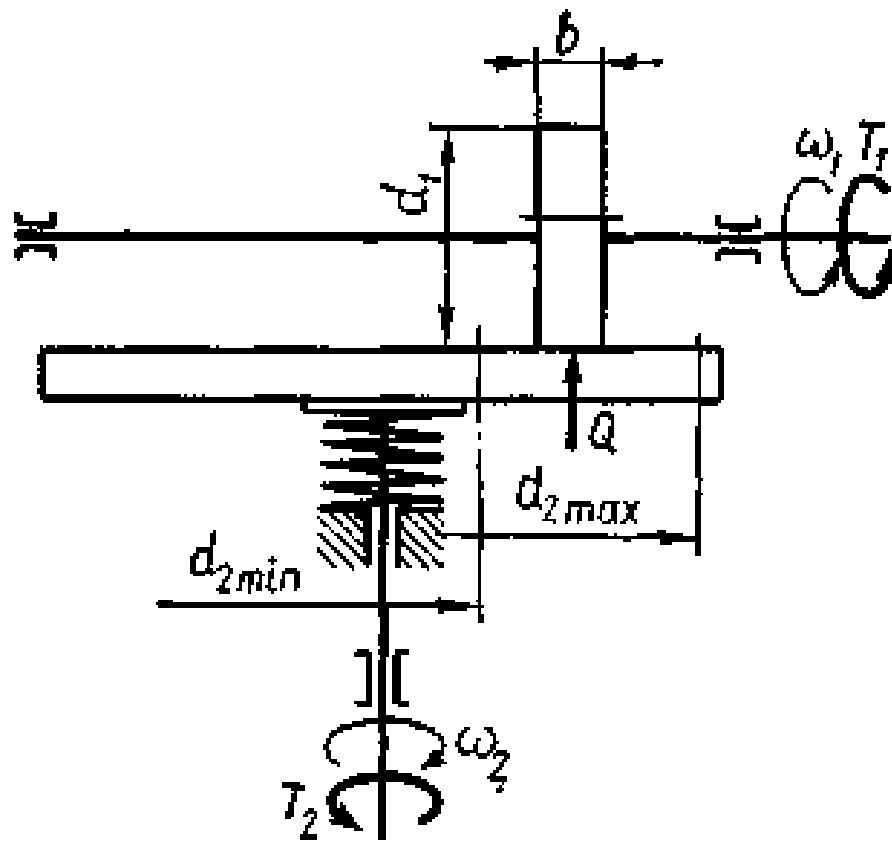


Рис. 20.8. Схема лобового варіатора

Діапазон регулювання лобового варіатора

$$D = u_{\max} / u_{\min} = r_{2\max} / r_{2\min} .$$

Лобові варіатори мають діапазон регулювання $D = 2 \dots 4$.

Конусний варіатор має діапазон регулювання $D = r_{1\max} / r_{1\min} \leq 3$.

Дискові варіатори мають практичне застосування з діапазоном регулювання $D = r_{2\max} / r_{2\min} \leq 2$.

Конусний варіатор із проміжним диском може забезпечити діапазон регулювання $D = (r_{\max} / r_{\min})^2 = 5 \dots 6$.

Торовий варіатор – діапазон регулювання $D = (r_{\max} / r_{\min})^2 = 6 \dots 8$.

Клинопасовий варіатор із рухомими конусами дає можливість досягнути $D = (r_{\max} / r_{\min})^2 \leq 10$.

ОСІ ТА ВАЛИ

1. Загальні відомості. Конструкції та матеріали осей і валів

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

Вісь – деталь видовженої циліндричної форми, що підтримує елементи машини у їхньому обертовому русі, не передаючи корисного крутного моменту.

Вал – деталь, призначена для передавання крутного моменту та підтримування елементів машини у їхньому обертовому русі.

Існують такі види валів, наприклад *гнуцькі дротяні* та *торсіонні*, які не підтримують деталей, а лише передають крутний момент.

У деяких випадках конструктивне розв'язування певних задач може бути виконане з використанням осі або вала. Так, у приводі барабана підйомного механізму у кранах (рис. 31.1, а) зубчасте колесо 1 разом із приєднаним до нього барабаном 2 встановлені на осі 3.

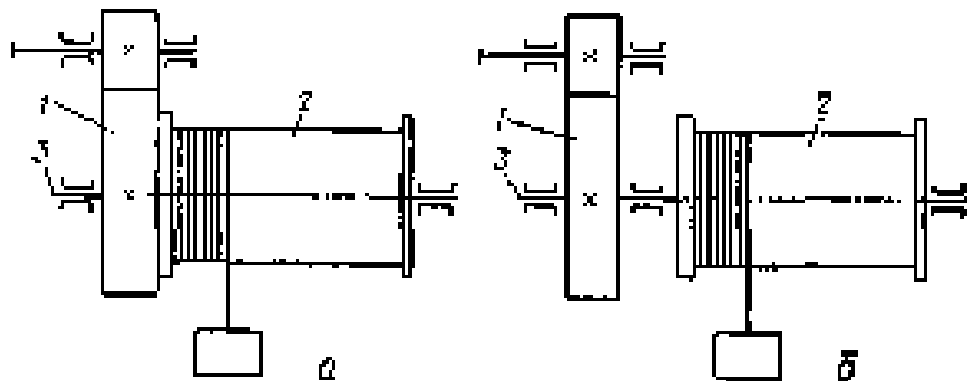


Рис. 31.1. Конструктивне розв'язування задачі з використанням осі або вала

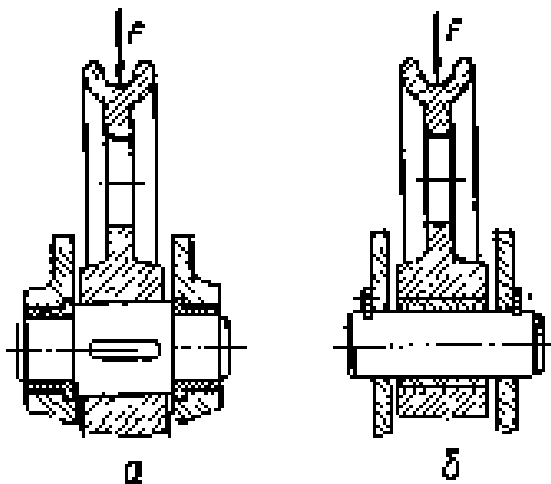


Рис. 31.2. Конструкції осей

У схемі привода (рис. 31.1, б) зубчасте колесо 1 і барабан 2 виконані розділеними і встановлені на валу 3, який передає крутний момент на відрізку між колесом та барабаном.

Конструктивно осі можуть бути виконані з *можливістю обертання* (рис. 31.2,а) або *нерухомими* (рис. 31.2,б). Осі, що обертаються працюють у гірших умовах циклічно змінних напружень, але більш зручні в експлуатації, бо допускають використання виносних підшипників. Нерухомі осі працюють у більш сприятливих умовах під час постійних навантажень (за модулем та напрямом), але для них потрібні більш складні та менш зручні в експлуатації підшипники, які влаштовуються в насаджуваних на вісь деталях. Осі завжди мають прямолінійну вісь обертання.

Вали за формою геометричної осі можуть бути *прямолінійними* або *колінчастими*. Колінчасті вали використовують у двигунах внутрішнього згорання, поршневих помпах. Різновидністю валів із непрямолінійною геометричною віссю є гнучкі дротяні вали, які також належать до спеціальних деталей.

Прямолінійні вали за конструкцією можуть бути *циліндричними постійного діаметра* (рис. 31.3, а), *ступінчастими* (рис. 31.3, б) і з *нарізаними на них зубчастими вінцями або шліцами* (рис. 31.3, в).

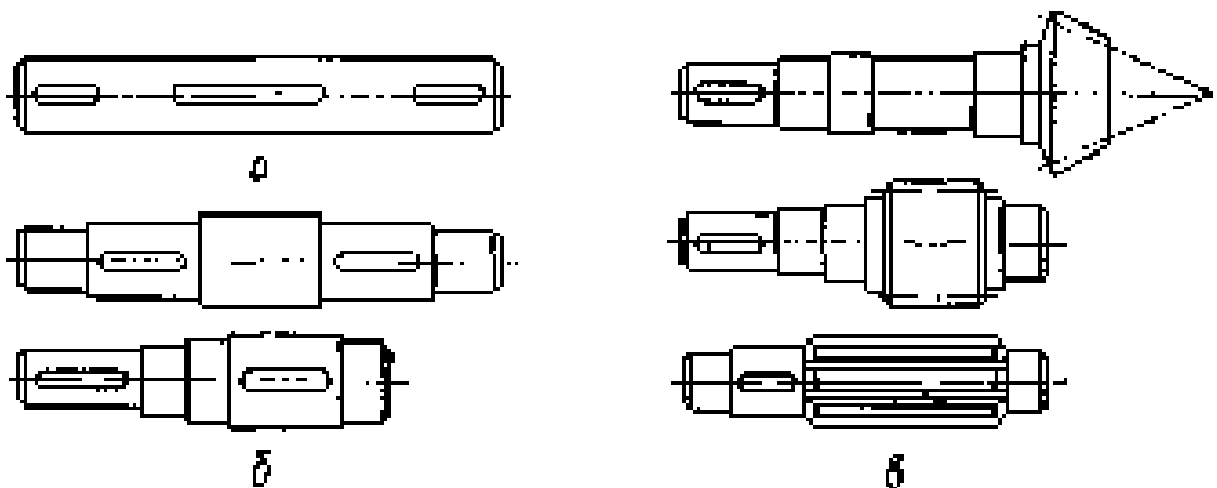


Рис. 31.3. Конструкції валів

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

За видом поперечного перерізу вали можуть бути *суцільними* (рис. 31.4, а) або *порожністими* (рис. 31.4, б), а за обрисом перерізу *гладкими циліндричними, із шпонковим пазом, шлицевими або прямокутними* (рис. 31.4, в, г, д). Із використанням порожнистих валів значно зменшується їхня маса. Наприклад, якщо відношення $d_0/d = 0,5 \dots 0,6$, то маса зменшується на 22–30 %.

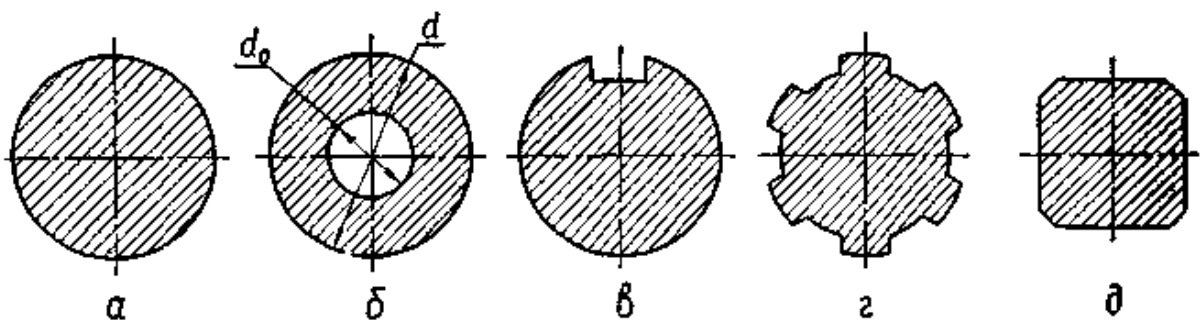


Рис. 31.4. Форми поперечних перерізів валів

Опорні частини валів та осей називаються цапфами. Проміжні цапфи називаються *шийками*, а кінцеві – *шипамии*.

Цапфи валів, що працюють у підшипниках ковзання, можуть бути циліндричними, конічними або сферичними (рис. 31.5, а). Циліндричні цапфи мають основне застосування як найпростіші у технологічному відношенні. Конічні цапфи використовують для регулювання зазорів у підшипниках, а інколи і для осьової фіксації вала. Сферичні цапфи, що мають дуже обмежене розповсюдження (через складність виготовлення), застосовують у разі значних кутових переміщень вала чи осі.

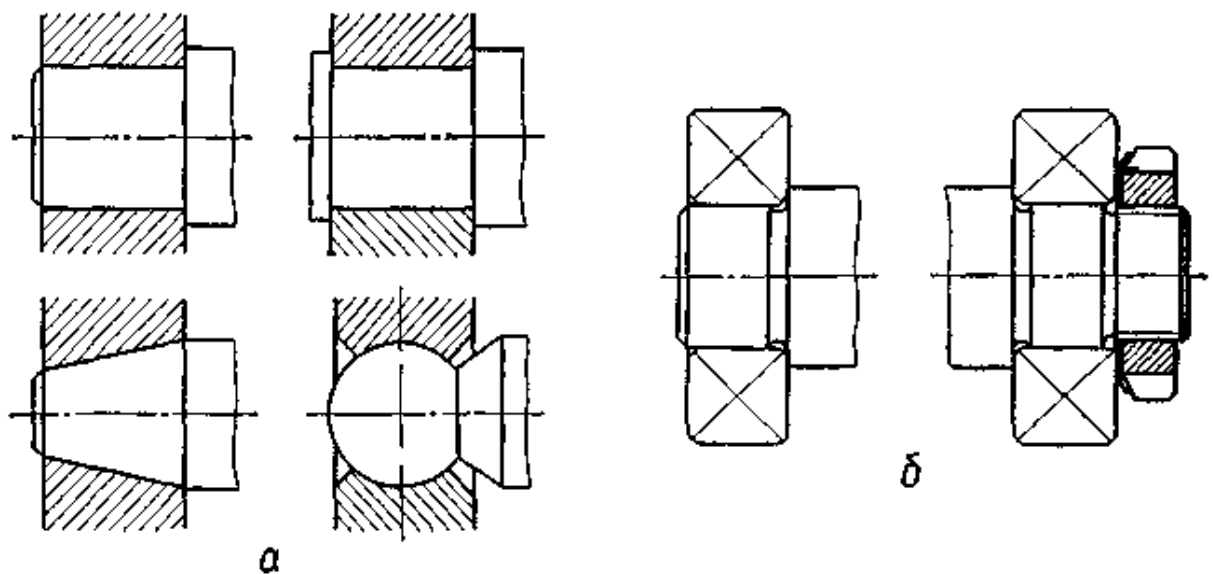


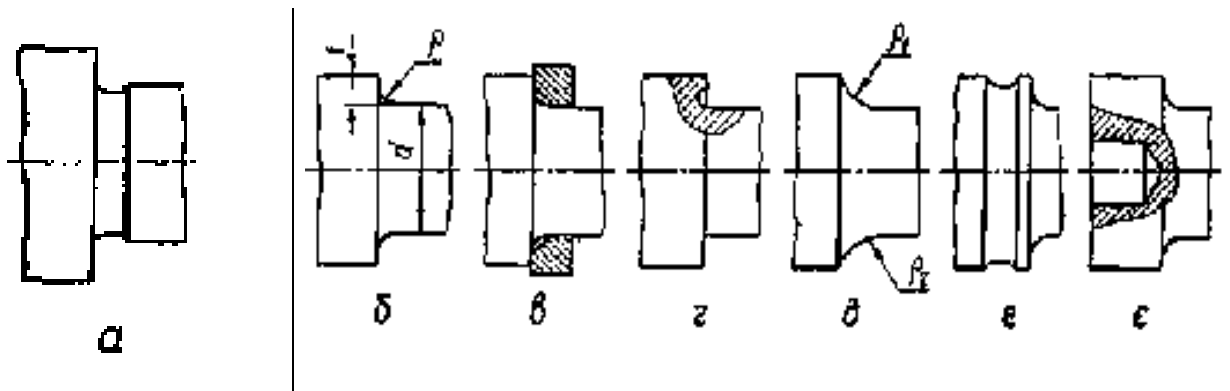
Рис 31.5. Конструкції опорних ділянок осей та валів

Цапфи валів для підшипників кочення (рис. 31.5, б) виконують циліндричними. В деяких випадках вони мають різбові ділянки або інші конструктивні елементи для закріплення підшипників.

Перехідні ділянки валів між двома ступенями різних діаметрів виконують такими способами:

1. Із рівцем для виходу шліфувального круга (а). Рівці здебільшого виконують завширшки 3 мм і завглибшки 0,25–0,30 мм на валах діаметром 10–50 мм, а на валах діаметром 50–100 мм – завширшки 5 мм і завглибшки 0,5 мм. Рівці повинні мати максимально можливі радіуси закруглень *для зменшення концентрації напружень* і підвищення опору *проти втомного руйнування* в умовах дії змінних напружень. Рівці виконують на валах, діаметри яких визначають за умовою жорсткості, і на кінцевих ділянках валів, у перерізах яких діють незначні згинальні моменти. Якщо на валу є різбові ділянки, то рівці передбачають для виходу різьбонарізного інструменту.

2. Із перехідною поверхнею – галтеллю постійного радіуса (рис. 31.6, б). Радіус галтелі r вибирають меншим за радіус закруглення або за радіальний розмір фаски деталі, що розміщується навалу. Для шийок під підшипники кочення рекомендують $t/r = 3$, а $r/d = 0,02...0,04$. Для важконавантажених валів у випадках, коли збільшення радіуса галтелі обмежується радіусом закруглення або фаскою кромek деталей, слід застосовувати додаткові проміжні кільця (в).



3. Із галтеллю спеціальної форми. Небезпечною зоною здебільшого є перехід галтелі в ступінь меншого діаметра. Тому доцільно виконувати *галтель із змінним радіусом кривини*, до того ж найбільший радіус кривини повинен бути в зоні переходу до ступеня меншого діаметра. Застосовують *галтелі еліптичної форми* або галтелі, які окреслені двома радіусами кривини ρ_1 , ρ_2 (г, д). *Галтелі з піднутренням* (г) важко шліфувати, а галтелі за рис.(д) вимагають збільшення довжини перехідної ділянки вала. Галтелі із змінним радіусом кривини значно підвищують стійкість вала проти втомного руйнування.

Підвищення втомної міцності валів у перехідних перерізах є *видалення малонапруженого матеріалу* виконанням розвантажувальних рівців (е) або *висвердлюванням отворів* у ступенях більшого діаметра (ж). Такі заходи забезпечують більш рівномірний розподіл напружень і *зменшують концентрацію напружень*. Шкідливий вплив концентрації напружень можна значно зменшити, використовуючи *пластичне зміцнення галтелей* (обкочування роликком або обдування шротом).

Матеріалами для валів та осей є вуглецеві та леговані сталі. Заготовками для валів діаметром до 150 мм у більшості випадків є круглий прокат, а для валів більшого діаметра та фасонних валів – поковки. Поверхні валів, що призначені для спряження з іншими деталями, повинні бути точно і чисто оброблені різцями. Параметри шорсткості поверхонь: під підшипники кочення $Ra = (3,2 \dots 0,80)$ мкм, а під підшипники ковзання $Ra = (0,40 \dots 0,1)$ 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).

2. Розрахункові схеми валів та осей. Критерії розрахунку

Розрахункові схеми валів та осей 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 та осей необхідно із певним наближенням визначити відстань між опорами, місця розміщення деталей, через які передаються на вали та осі зовнішні навантаження.

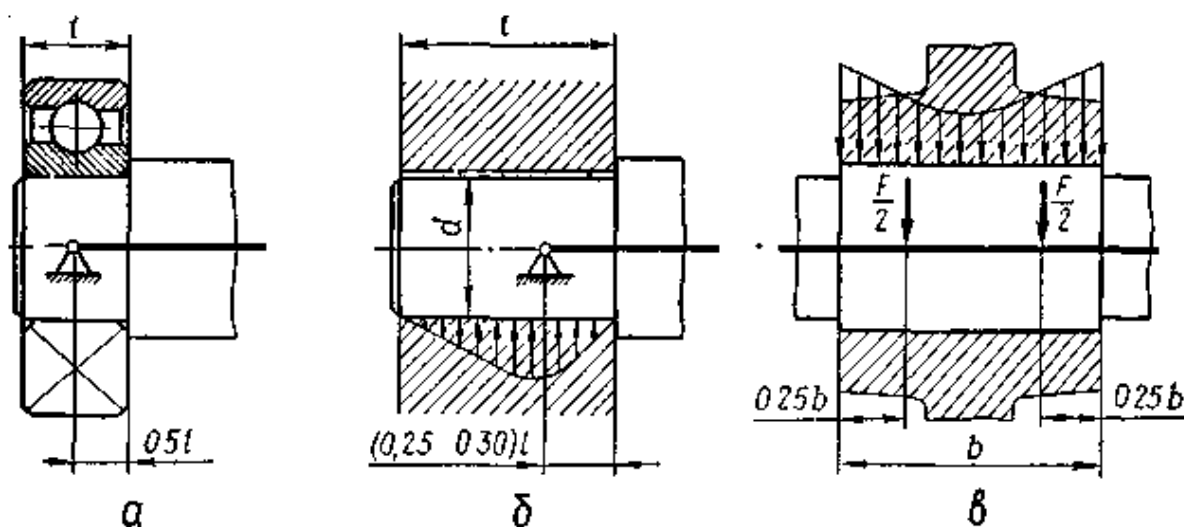


Рис. 31.7. До складання розрахункових схем валів

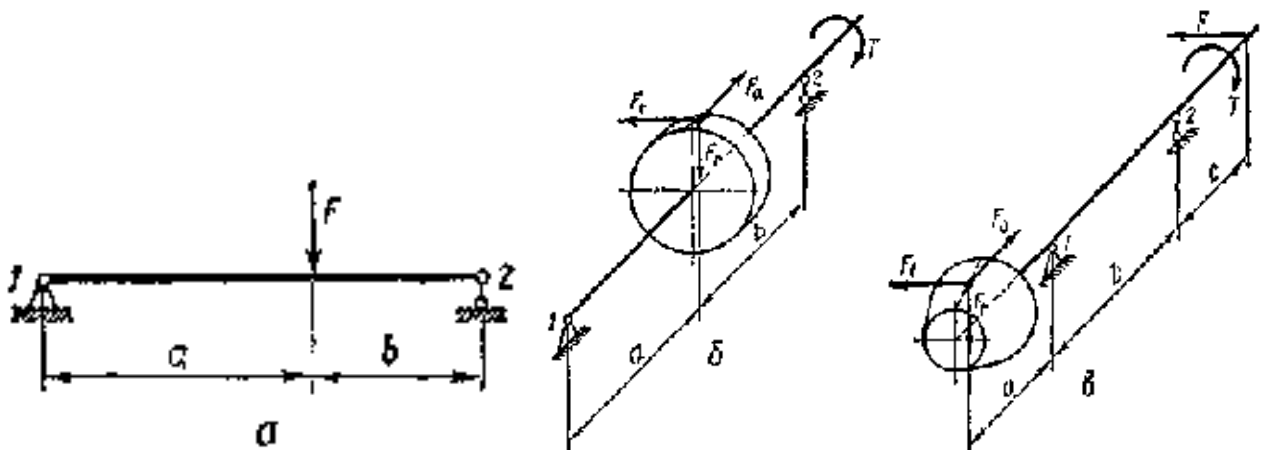
При коротких опорах вала чи осі (підшипники кочення, підшипники ковзання з відношенням довжини цапфи до її діаметра $l/d < 0,6$) центр опори суміщають із серединою підшипника (рис. 31.7, а). При довгих опорах ковзання ($l/d > 0,6$) внаслідок нерівномірності розподілу навантаження по довжині підшипника теоретично центр опори вважають розміщеним приблизно на відстані $(0,25 \dots 0,30)l$ від краю підшипника з боку навантаженої частини вала чи осі (рис. 31.7, б).

Вали, які передають навантаження від насаджених на нього деталей, передають навантаження у середньому перерізі по довжині посадочної

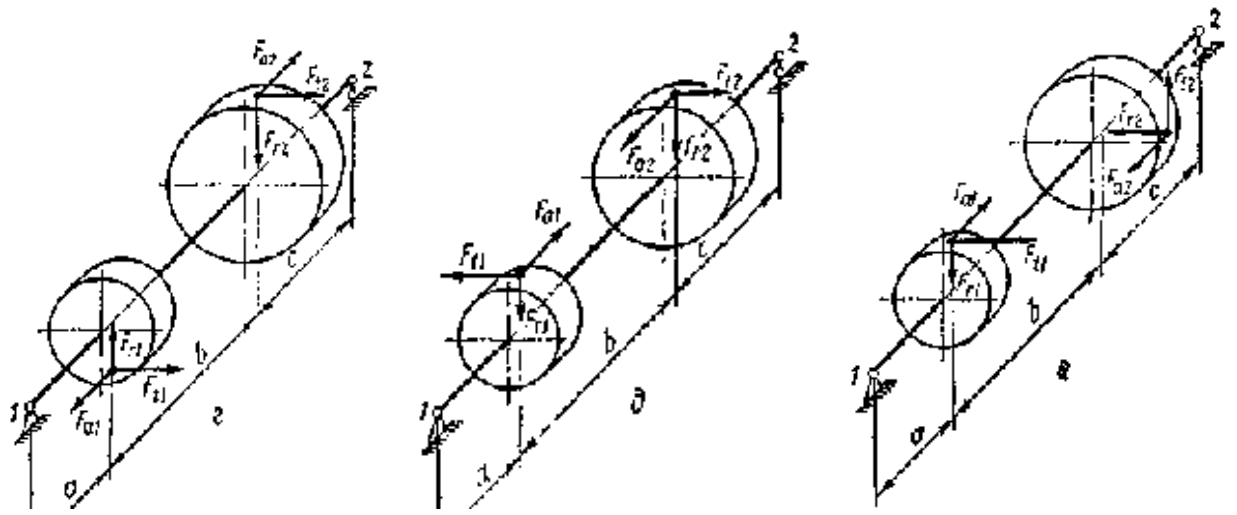
поверхні. Це припущення можна брати, якщо відстань між опорами вала чи осі значно перевищує ширину B деталі. У противному разі слід враховувати закономірність розподілу навантаження вздовж посадочної поверхні хоча б рознесенням зовнішнього навантаження F так, як показано на рис. 31.7, в.

Розрахункові схеми валів та осей можуть бути надзвичайно різноманітними. Об'єктом нашого вивчення будуть двохопорні вали та осі як статично визначені системи. 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.

Найпростішою є розрахункова схема осі (рис. а), навантаженої однією (або кількома) поперечною силою F . Більш складними є розрахункові схеми валів.



На (рис.б,в) 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 крутним 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 від натягу віток пасової чи ланцюгової передачі* (сила F на рис. в) або сили від *взаємодії деталей муфт*, що з'єднують вали.



Розрахункові схеми проміжних валів багатоступневих зубчастих передач зображені на рис. г, д, е. 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 геометричне.

Із розглянутих схем видно, що вали в процесі роботи зазнають деформацій згину, розтягу або стиску і кручення. Сталість напрямку поперечних щодо поздовжньої осі вала сил спричинює у валах, що обертаються, появу циклічно змінних напружень згину, а дія осьових сил – виникнення у перерізах валів напружень розтягу або стиску. Характер зміни дотичних напружень кручення відповідає характеру зміни в часі крутного моменту T .

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 короткочасних 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.

3. Розрахунок осей на міцність і стійкість проти втомного руйнування

Конструктивно осі можуть бути виконані як такі, що обертаються, і нерухомими. При постійній поперечній силі F на вісь у нерухомій осі напруження будуть постійними, а в осі, що обертається, вони будуть змінюватись за симетричним циклом. Відповідно у першому випадку розрахунок осі ведуть за умовою статичної міцності, а у другому – за умовою стійкості проти втомного руйнування. Тут ці два розрахунки відрізняються між собою лише вибором допустимих напружень.

На рис. 31.9 зображена розрахункова схема осі, навантаженої силою F , разом із епюрою згинальних моментів по її довжині.

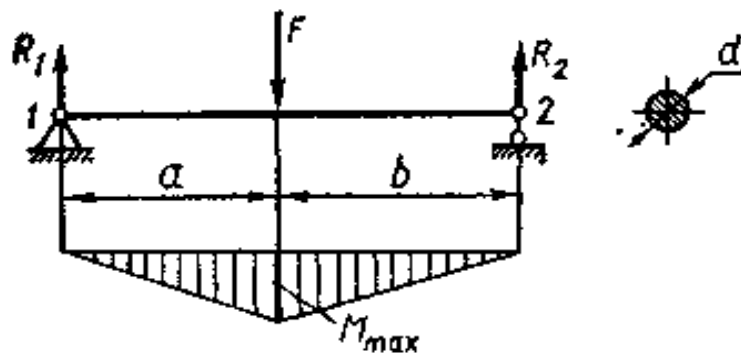


Рис. 31.9. До розрахунку осі на міцність

$$\text{Умова міцності осі при згині} \quad \sigma_{зг} = M_{\max} / W_0 \leq [\sigma]. \quad (1)$$

Максимальний згинальний момент M_{\max} у перерізі осі, де прикладена сила F , визначається за співвідношенням

$$M_{\max} = R_1 a = R_2 b = Fab / (a + b).$$

Тут R_1, R_2 – реакції опор 1, 2 осі,

$$R_1 = Fb / (a + b); \quad R_2 = Fa / (a + b).$$

Враховуючи, що осьовий момент опору круглого перерізу осі $W_0 = \pi d^3 / 32$, запишемо умову міцності осі у такому вигляді:

$$\sigma_{3Г} = 32 \cdot F \cdot a \cdot b / [\pi \cdot d^3 \cdot (a + b)] \leq [\sigma]. \quad (2)$$

Допустиме напруження за умовою статичної міцності (нерухомі осі)

$$[\sigma] = \sigma_T / [s],$$

а за умовою забезпечення *стійкості проти втомного руйнування* (осі, що обертаються)

$$[\sigma] = \sigma_{-1} K_d / ([s] \cdot K_\sigma).$$

У записаних виразах:

σ_T – границя текучості матеріалу осі;

$[s] = 1,5 \dots 2,5$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності;

σ_{-1} – границя витривалості;

K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів перерізу осі;

K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень.

Вираз (2) можна використати для перевірих розрахунків осей із відомими розмірами, навантажених за схемою на рис. 31.9. Проектний розрахунок такої осі можна виконати за формулою, що дістали із (2) розв'язуванням щодо d :

$$d \geq \sqrt[3]{32 \cdot F a b / [\pi \cdot (a + b) \cdot [\sigma]]} \quad (3)$$

Розміри a і b , а також допустиме напруження за умовою стійкості проти втомного руйнування попередньо можуть бути визначені з певним наближенням.

4. Розрахунок валів на статичну міцність

Перевірку статичної міцності валів виконують із метою запобігання появи пластичних деформацій під час дії короточасних перевантажень. Щоб виконати розрахунок, слід мати всі розміри вала та його форму, які потрібні для правильного складання розрахункової схеми.

Умову статичної міцності вала беруть у вигляді

$$\sigma_{E \max} = \sigma_E \cdot K_\Pi \leq [\sigma]_E, \quad (4)$$

де $\sigma_{E \max}$ – максимальне еквівалентне напруження у небезпечному перерізі вала;

σ_E – еквівалентне напруження, яке обчислюють за номінальним розрахунковим навантаженням;

$K_{II} = T_{\max} / T$ – коефіцієнт, що враховує короточасні перевантаження;

$[\sigma]_E \approx 0,8\sigma_T$ – допустиме еквівалентне напруження.

Розглянемо розрахунок вала зубчастої передачі, за конструкцією (рис. а), а розрахункова схема із епорами згинального та крутного моментів – на (рис. б).

Вал має діаметри окремих ступенів $d_1 - d_5$, а його опорні цапфи – діаметри d_3 і d_5 . Відстань від середнього перерізу вала під зубчастим колесом до центрів його опор 1 і 2 відповідно дорівнюють a і b . Вал навантажений зовнішнім обертовим моментом T та силами F_t , F_r і F_a , які виникають у зачепленні колеса діаметром d і передаються на вал.

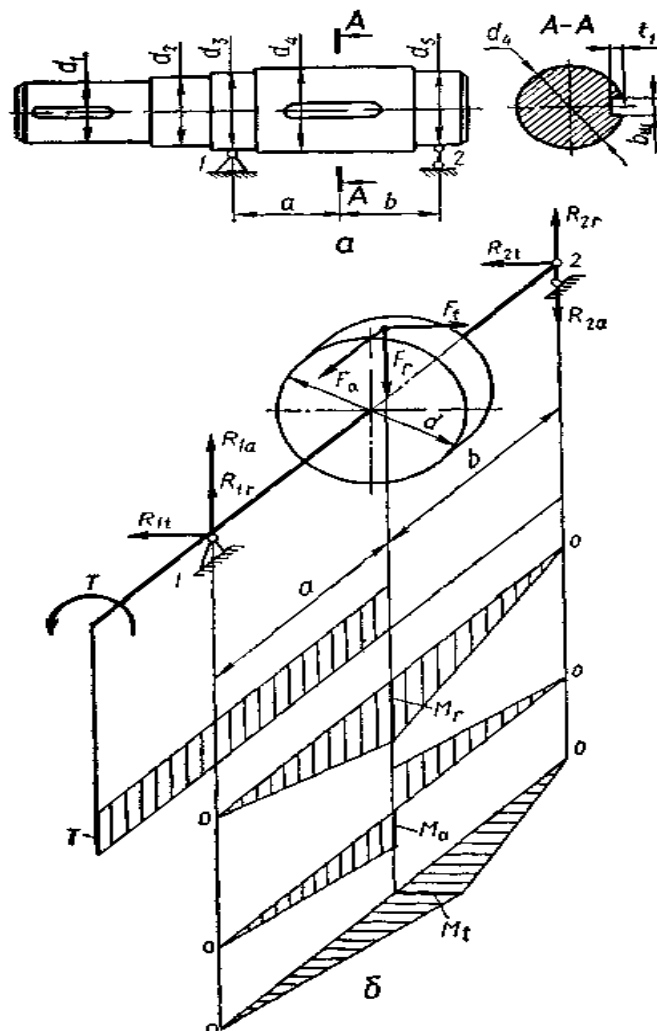


Рис. 31.10. До розрахунку вала на статичну міцність

Для даної схеми навантаження радіальні реакції опор вала (окремо від дії кожної з сил F_t , F_r і F_a) визначаються за такими співвідношеннями:

$$R_{1t} = F_t \cdot b / (a + b); \quad R_{2t} = F_t \cdot a / (a + b);$$

$$R_{1r} = F_r \cdot b / (a + b); \quad R_{2r} = F_r \cdot a / (a + b);$$

$$R_{1a} = R_{2a} = 0,5 \cdot F_a \cdot d / (a + b).$$

Сумарні радіальні реакції опор вала знаходимо як результат геометричної суми окремих складових:

$$R_1 = \sqrt{(R_{1r} + R_{1a})^2 + R_{1t}^2};$$

$$R_2 = \sqrt{(R_{2r} + R_{2a})^2 + R_{2t}^2}. \quad (5)$$

Осьова реакція опори 1 дорівнює осьовій силі F_a , тобто $R_{x1} = F_a$.

Після побудови епюр згинальних моментів M (також окремо від дії сил F_t , F_r і F_a) та крутного моменту T можна стверджувати, що найнебезпечнішим перерізом вала буде його переріз $A - A$ (рис. 31.10,а) під зубчастим колесом. У цьому перерізі діють крутний момент, який дорівнює зовнішньому обертовому моменту T , та максимальні згинальні моменти M_r , M_a і M_t відповідно від сил F_r , F_a і F_t :

$$M_r = R_{1r} \cdot a = R_{2r} \cdot b; \quad M_a = R_{1a} \cdot a; \quad M_t = R_{1t} \cdot a = R_{2t} \cdot b.$$

Результуючий максимальний згинальний момент M_{\max} визначається як геометрична сума окремих складових:

$$M_{\max} = \sqrt{(M_r + M_a)^2 + M_t^2} \quad (6)$$

Згідно з наведеною схемою навантаження вала у перерізі $A - A$ мають місце нормальне напруження згину $\sigma_{зг}$, дотичне напруження кручення τ та напруження стиску σ_c , яке обумовлене осьовою силою F_a та осьовою реакцією R_{x1} опори 1 вала. Тому еквівалентне напруження можна визначити за формулою

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_c)^2 + 4 \cdot \tau^2}, \quad (7)$$

де складові напруження

$$\sigma_{зг} = 32 \cdot M_{\max} / (\pi \cdot d_4^3); \quad \sigma_c = 4 \cdot F_a / (\pi \cdot d_4^2); \quad \tau = 16 \cdot T / (\pi \cdot d_4^3). \quad (8)$$

Отже, визначивши еквівалентне напруження σ_E для небезпечного перерізу вала та маючи коефіцієнт K_{Π} короточасних перевантажень, можна перевірити за умовою (4) статичну міцність вала при його перевантаженнях.

5. Розрахунок валів на втомну міцність

Розрахунок валів на втомну міцність є основним і обов'язковим. У ньому враховуються характер зміни напружень, характеристики витривалості матеріалів, фактори концентрації напружень тощо. Розрахунок на *втомну міцність* 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.

$$S = S_{\sigma} \cdot S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}, \quad (9)$$

де коефіцієнти запасу міцності за нормальними S_{σ} і дотичними S_{τ} напруженнями відповідно (без урахування поверхневого зміцнення)

$$\begin{aligned} S_{\sigma} &= \sigma_{-1} / (K_{\sigma} \cdot \sigma_a / K_d + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m); \\ S_{\tau} &= \tau_{-1} / (K_{\tau} \cdot \tau_a / K_d + \psi_{\tau} \cdot \tau_m). \end{aligned} \quad (10)$$

Границі витривалості матеріалу валів для необмеженого строку служби можна брати: при симетричному циклі згину $\sigma_{-1} \approx 0,45 \cdot \sigma_B$; при симетричному циклі кручення $\tau_{-1} \approx 0,25 \cdot \sigma_B$ (див. табл. 3.5).

Для вала, зображеного на рис. 31 10, а, у перерізі А – А нормальні напруження згину змінюються за симетричним циклом, а нормальні напруження стиску постійні. Тому для цього перерізу маємо амплітуду та середнє значення нормальних напружень:

$$\sigma_a = \sigma_{зг} = M_{\max} / W_{oH}; \quad \sigma_m = \sigma_c = F_a / A_H.$$

Щоб визначити амплітуду та середнє значення дотичних напружень, треба знати дійсний характер зміни крутного моменту T у реальних умовах експлуатації машини. У розрахунках беруть зміну дотичних напружень за пульсуючим циклом для валів, що обертаються тільки в один бік, і за

симетричним циклом для валів із змінним напрямом передачі навантаження. Відповідно в першому випадку (переріз вала А – А на рис. 31.10, а)

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau = T / (2 \cdot W_{pH}),$$

а у другому $\tau_a = \tau = T / W_{pH}; \quad \tau_m = 0.$

У виразах для визначення амплітуд та середніх напружень *осьовий* W_{oH} і *полярний* W_{pH} *моменти опору перерізу*, а також *площу* A_H *перерізу* треба брати за фактичними розмірами перерізів. Наприклад, якщо у перерізі є шпонковий паз (див. рис. 31.10, а), то

$$W_{oH} = \pi \cdot d_4^3 / 32 - b \cdot t (d_4 - t)^2 / (2 \cdot d_4);$$

$$W_{pH} = \pi \cdot d_4^3 / 16 - b \cdot t (d_4 - t)^2 / (2 \cdot d_4);$$

$$A_H = \pi \cdot d_4^2 / 4 - b \cdot t.$$

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 рівиці, 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 табл. Коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень, можна брати для сталевих валів;

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B; \quad \psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma,$$

де σ_B – границя міцності матеріалу вала, МПа.

Коефіцієнти, що враховують вплив абсолютних розмірів перерізу вала, залежать від його матеріалу та діаметра перерізу і можуть бути визначеними за табл.

Виконуючи розрахунок вала на втомну міцність, для визначення коефіцієнтів запасу міцності потрібно вибирати перерізи, де виникають максимальні напруження і розміщені концентратори напружень. У деяких випадках наявність фактора концентрації напружень у будь-якому перерізі вала

є достатньою умовою потреби виконання розрахунку на втомну міцність навіть при незначних номінальних напруженнях у цьому перерізі.

У деяких перерізах валів можуть виникати тільки нормальні σ або тільки дотичні τ напруження. Тоді визначають S_σ або S_τ , а розрахунковий коефіцієнт запасу міцності $S = S_\sigma$ або $S = S_\tau$.

Розрахунок валів на втомну міцність виконують з урахуванням змінних режимів навантаження машин протягом строку їх служби. Однак через відсутність достатньої кількості вірогідних експериментальних відомостей із цього питання останнім часом обмежуються розрахунками валів, що працюють із постійним режимом навантаження, тобто виходять із найнесприятливіших умов навантаження валів.

6. Розрахунок валів на жорсткість

Для нормальної роботи механічних передач та підшипників валам потрібно надавати достатню жорсткість. Ступінь жорсткості валів характеризується такими параметрами: *прогином вала u , кутом нахилу поперечного перерізу θ , кутом закручування вала φ* . Прогини валів можуть спричинити перекося зубців у зачепленні зубчастих коліс, кути нахилу перерізів валів – заклинювання підшипників, а закручування валів можуть зменшити точність ділильних механізмів та ін.

Умови достатньої жорсткості валів записують у вигляді:

$$u \leq [u]; \quad \theta \leq [\theta]; \quad \varphi \leq [\varphi]. \quad (11)$$

Допустимі пружні переміщення перерізів валів $[u]$, $[\theta]$ і $[\varphi]$ залежать від конкретних вимог до валів і беруть у кожному окремому випадку на основі досвіду експлуатації певних систем. Існують рекомендації щодо вибору допустимих пружних переміщень:

$[u] \approx 0,01 m$ – для перерізів валів під циліндричними зубчастими колесами;

$[u] \approx 0,005 m$ – для валів конічних, гіпоїдних та черв'ячних глобоїдних передач (тут m – модуль зубців);

$[u] = (0,0002 \dots 0,0003)l$ – 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;

$[\theta] \leq 0,05$ рад – для сферичних кулькових підшипників;

$[\varphi] \leq 5'$ на 1 м довжини – для ходових валів важких верстатів;

$[\varphi] \leq 15...20'$ на 1 м довжини – для трансмісійних валів механізмів

пересування мостових кранів.

Мале значення допустимих пружних переміщень перерізів валів вимагає визначати розміри вала не за умовою міцності, а за умовою жорсткості. Для двох схем навантаження валів значення прогинів та кутів повороту перерізів визначають за формулами табл. 31.4. Формули наведені для валів постійного перерізу діаметром d і осьовим моментом інерції $I = \pi \cdot d^4 / 64$. Цифрами 1, 2, 3 і 4 на схемах табл. 31.4 позначені номери перерізів вала.

Таблиця 31.4. Формули для обчислення пружних переміщень перерізів валів

$\theta_1 = Fab(l+b)/(6EI)$ $\theta_2 = -Fab(l+a)/(6EI)$ $\theta_3 = \theta_2$ $\theta_4 = Fab(b-a)/(3EI)$ $y_4 = Fa^2b^2/(3EI)$ $y_3 = -Fabc(l+a)/(6EI)$	$\theta_1 = -Fcl/(6EI)$ $\theta_2 = Fcl/(3EI)$ $\theta_3 = Fc(2l+3c)/(6EI)$ $y_3 = Fc^2(l+c)/(3EI)$

Кути закручування валів постійного діаметра довжиною l визначають за формулою

$$\varphi = T \cdot l / (GI_p), \quad (12)$$

де φ – кут закручування, рад; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності при зсуві сталевого вала;

$I_p = \pi d^4 / 32$ – полярний момент інерції перерізу вала діаметром d .

Якщо вал ступінчастий, то кут φ обчислюють для окремих ділянок, та підсумовують результат.

7. Розрахунок валів для запобігання поперечним коливанням

Більшість швидкохідних валів знаходяться під дією змінних за модулем або напрямом сил, перпендикулярних до осі обертання, наприклад сил, спричинених дисбалансом встановлених на них деталей. Частота таких збурюючих сил переважно дорівнює частоті обертання вала. Якщо частота збурюючих сил стає рівною частоті власних коливань вала, то настає **явище резонансу**, коли амплітуда коливань різко зростає і може досягнути такого значення, при якому відбудеться руйнування вала. Кутова швидкість вала, що відповідає резонансним коливанням, називається **критичною кутовою швидкістю $\omega_{кр}$** .

Розрізняють **згинальні та крутильні коливання валів**. Крутильні коливання мають суттєве значення під час розрахунків валів із великими приєднаними до них масами, наприклад роторів потужних турбін.

Розрахунок валів для запобігання поперечним коливанням полягає у перевірці умови відсутності резонансу під час усталеного режиму роботи. Відповідно до цієї умови фактична кутова швидкість обертання не повинна знаходитись у межах від $0,7 \cdot \omega_{кр}$ до $1,3 \cdot \omega_{кр}$, тобто

$$0,7 \cdot \omega_{кр} > \omega > 1,3 \cdot \omega_{кр}. \quad (13)$$

Критичну кутову швидкість вала визначимо на основі таких міркувань. Припустимо, що на валу симетрично щодо опор розміщений диск масою m , центр ваги якого зміщений відносно геометричної осі обертання на величину e (рис 31.11 а).

Під час обертання вала під дією відцентрової сили F_v на диск відбувається його поперечний згин. При кутовій швидкості ω прогин вала буде y (рис. 31.11, б), а відцентрова сила $F_v = m \cdot \omega^2 \cdot (y + e)$. (14)

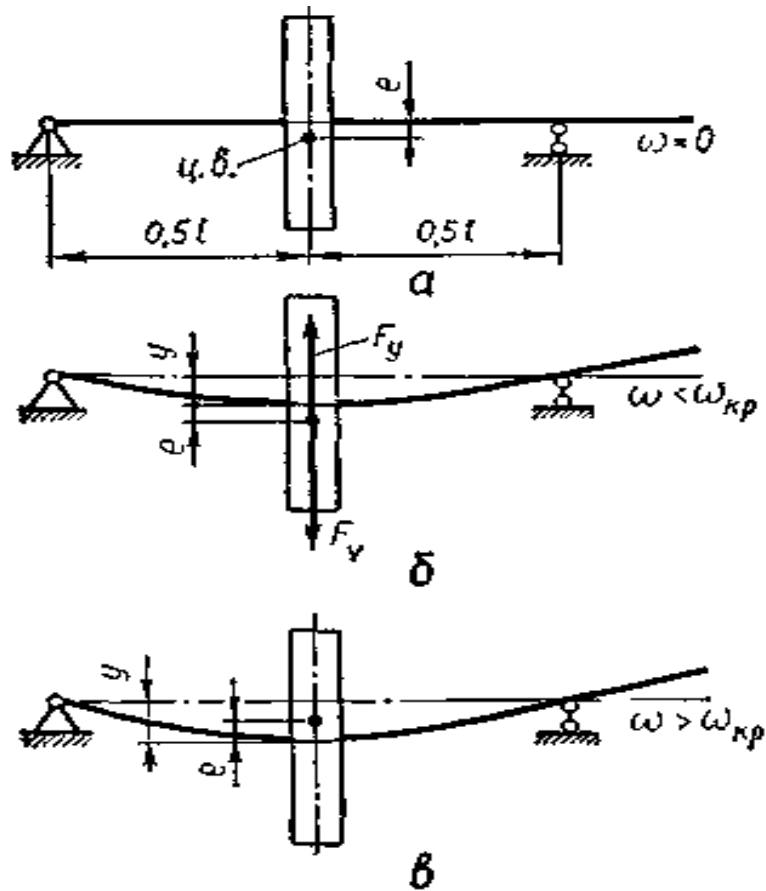


Рис. 31.11. До розрахунку валів на поперечні коливання

Відцентрову силу F_v зрівноважує сила поперечної пружності вала

$$F_{np} = k \cdot y, \quad (15)$$

де k – згинальна жорсткість вала (сила, що спричинює прогин вала на 1мм).

З усталеним режимом обертання вала зберігається умова $F_v = F_{np}$, тобто

$$m \cdot \omega^2 \cdot (y + e) = k \cdot y,$$

звідки можемо дістати вираз для прогину вала: $y = m \cdot \omega^2 \cdot e / (k - m \cdot \omega^2)$. (16)

З аналізу виразу (16) випливає, що при $k = m \cdot \omega^2$ прогин $y = \infty$, тобто настає резонанс. Резонансна, або критична, кутова швидкість вала

$$\omega_{кр} = \sqrt{k/m}. \quad (17)$$

Формулу можна подати і в іншому вигляді. Якщо взяти $m = G / g$, де G – власна вага диска, g – прискорення вільного падіння, а $G / k = y_{ст}$ – статичний прогин вала під дією власної ваги диска, то

$$\omega_{кр} = \sqrt{g / y_{ст}}. \quad (18)$$

Для схеми на рис. 31.11, б згинальна жорсткість вала може бути визначена, якщо записати прогин вала у вигляді

$$y = F_v \cdot l^3 / (48 \cdot E \cdot I) = k \cdot y \cdot l^3 / (48 \cdot E \cdot I).$$

$$\text{Звідси маємо} \quad k = 48 \cdot E \cdot I / l^3. \quad (19)$$

Отже, маючи критичну кутову швидкість $\omega_{кр}$ вала заданих розмірів, за умовою (13) можна перевірити відсутність резонансу при усталеному режимі обертання з кутовою швидкістю ω .

Аналіз формули (16) показує, що при $\omega < \omega_{кр}$ (дорезонансний режим обертання вала) знаки e та y однакові, що відповідає обертанню вала за схемою рис. 31.11, б. Якщо $\omega > \omega_{кр}$ (зарезонансний режим обертання вала), знаки при e та y протилежні. В цьому випадку при $\omega \rightarrow \infty$ $y \rightarrow -e$, тобто центр ваги (ц. в.) диска наближається до геометричної осі обертання вала (рис. 31.11, в). Таке явище називають *самоцентруванням вала* в закритичній області кутових швидкостей.

Більшість валів працює в докритичній області. Щоб зменшити небезпеку резонансу, треба підвищити згинальну жорсткість валів і тим самим збільшити критичну кутову швидкість. При високих швидкостях обертання, наприклад у швидкохідних центрифугах та турбінах, застосовують вали, що працюють у закритичній області. В таких випадках слід передбачати додаткові спеціальні пристрої, що зменшують прогини валів під час переходу через резонансну область.

8. 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, вибирають матеріал для його виготовлення. Надалі орієнтовно визначають діаметр вала за умовою міцності на кручення

$$\tau = T / W_p \leq [\tau]. \quad (20)$$

Беручи полярний момент опору перерізу $W_p = \pi d^3/16$, в якому діє крутний момент T , із умови (20) можна визначити потрібний діаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{16 \cdot T / (\pi \cdot [\tau])}. \quad (21)$$

Діаметр вала за умовою (21) визначають для його перерізів, у яких діє тільки крутний момент, для сталевих валів допустиме напруження беруть $[\tau] = (35 \dots 40) \text{ МПа}$. Наприклад, у конструкції вала на рис. 31.12, а ділянка вала діаметром d_1 зазнає тільки деформації кручення, тому значення цього діаметра попередньо можна оцінити за умовою міцності на кручення.

У деяких випадках, наприклад у конструкції проміжного вала зубчастого редуктора (рис. 31 12, б), немає перерізів, що зазнають тільки деформації кручення. Між опорами вал зазнає згин у всіх перерізах, а ділянка вала між зубчастими колесами додатково скручується.

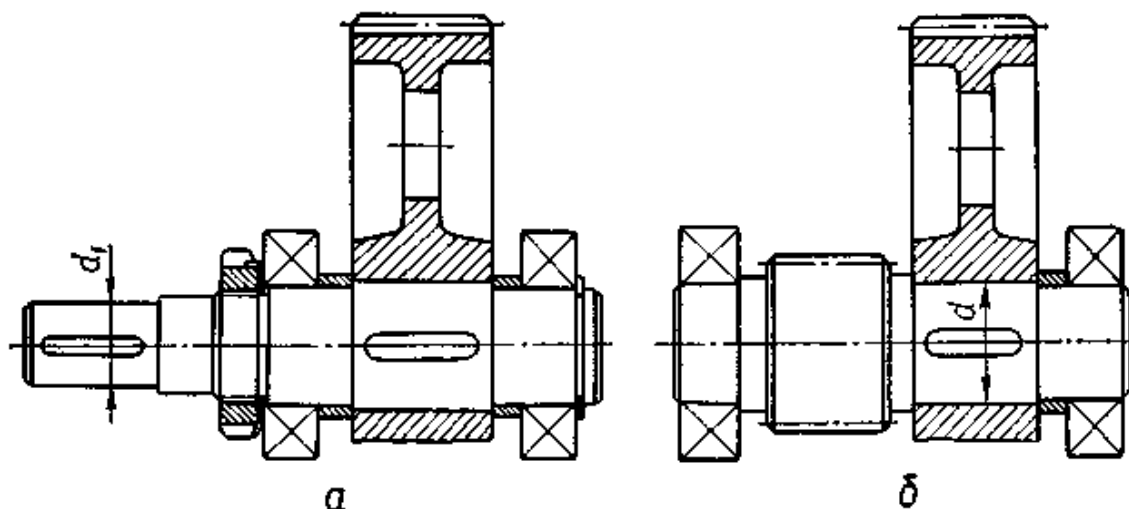


Рис. 31.12. Конструкції валів зубчастих передач

Тут також діаметр d під зубчастим колесом попередньо можна оцінити з умови міцності на кручення [див. формулу (21)], беручи заздалегідь занижене допустиме напруження $[\tau] = (25 \dots 30) \text{ МПа}$.

Маючи розміри деталей, що розміщуються на валу, 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, їхнє значення повинно бути однаковим, бо при цьому зменшується номенклатура різців для обробки вала. 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.

ШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ

Основні види шпонкових з'єднань та область їхнього застосування

Шпонкою називають деталь, яку вставляють у пази вала 1 маточини (втулки) з метою утворення з'єднання, здатного передавати обертовий момент від вала до маточини або від маточини до вала.

На рис. 12.1 зображені деталі шпонкового з'єднання: 1–шпонка, 2 – вал і 3 – втулка (або маточина шківів, зубчастого колеса).

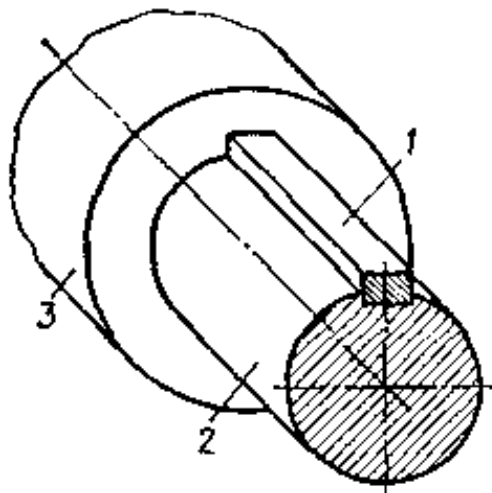


Рис. 12.1. Шпонкове з'єднання

Завдяки простоті та надійності конструкції, порівняльно 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 призначенням бувають *звичайні* (а) та *напрямні* (б).

Звичайні призматичні шпонки призначені для нерухомого з'єднання маточини (втулки) з валом. Вони бувають із скругленими або плоскими торцями.

Напрямні шпонки (ГОСТ 8790–79) застосовують у тих випадках, коли деталі, розміщені на валах, можуть рухатись уздовж валів. Напрямну шпонку закріплюють до вала гвинтами.

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

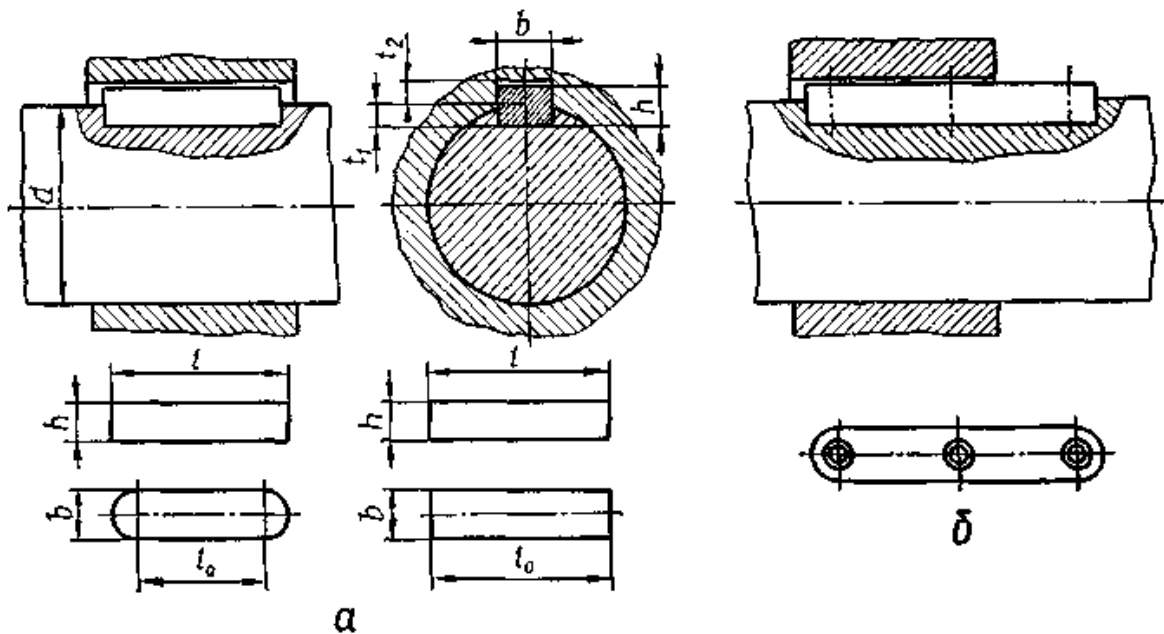


Рис. 12.2. З'єднання призматичними шпонками

Робочими гранями призматичних шпонок є їхні бічні грані, які контактують з бічними гранями пазів. Робоча довжина призматичної шпонки зі скругленими торцями $l_0 = l - b$, а для шпонки з плоскими торцями $l_0 = l$ (рис. 12.2, а).

Ширину призматичної шпонки та ширину паза в маточині виконують з полем допуску відповідно $h6$ та $H7$. Ширина паза вала має поле допуску $js6$.

З'єднання за допомогою сегментної шпонки показано на рис. 12.3. 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 технологічним, оскільки виготовлення як шпонок, так і пазів на валах досить просте.

Сегментні шпонки стандартизовані (ГОСТ 24071–80). Розміри сегментних шпонок та пазів вибирають за стандартом залежно від діаметра вала d .

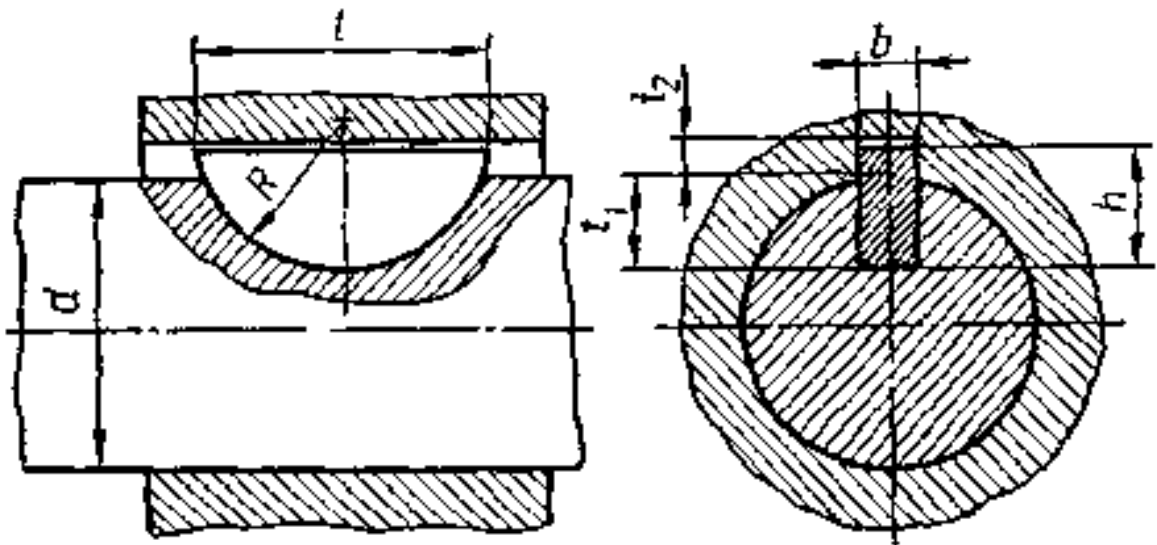


Рис. 12.3. З'єднання сегментною шпонкою

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.

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

Клинові шпонки за способом розміщення на валах бувають врізні, на лисці, фрикційні і тангенціальні.

Клинові врізні шпонки (рис. 12.4, а, б) за формою поділяють на шпонки клинові без головки та шпонки клинові з головкою (ГОСТ 24068–80). Клинові врізні шпонки без головки бувають із плоскими та скругленими торцями.

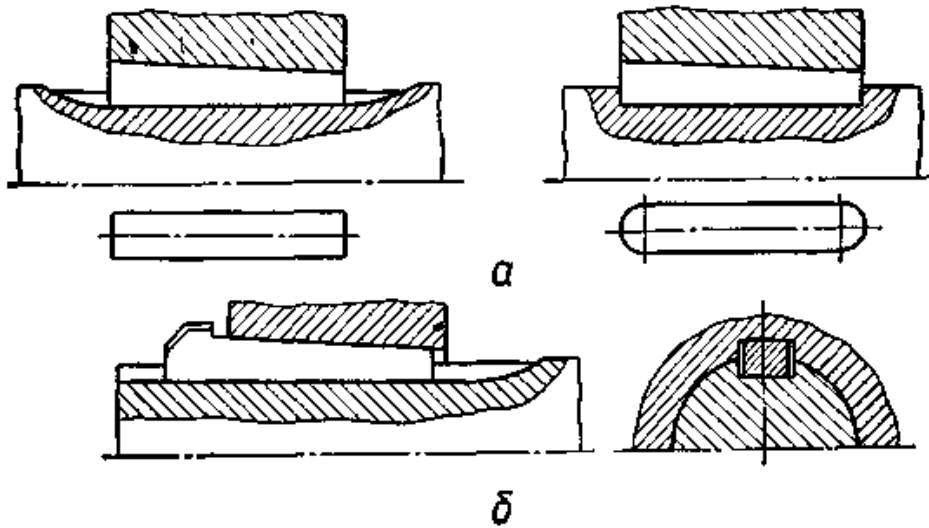


Рис. 12.4. З'єднання клиновими врізними шпонками

Клинові шпонки на лисці (рис. 12.5, а) та *фрикційні* (рис. 12.5, б) бувають з плоскими торцями або з головкою.

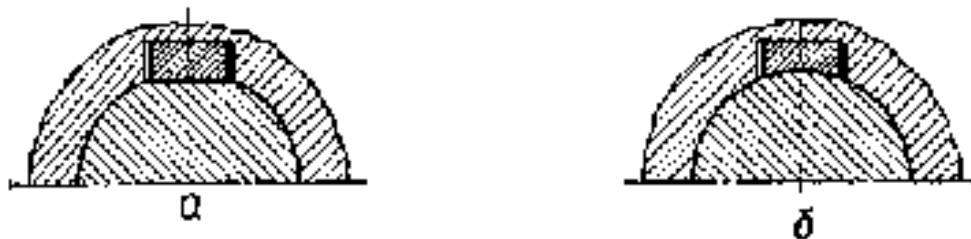
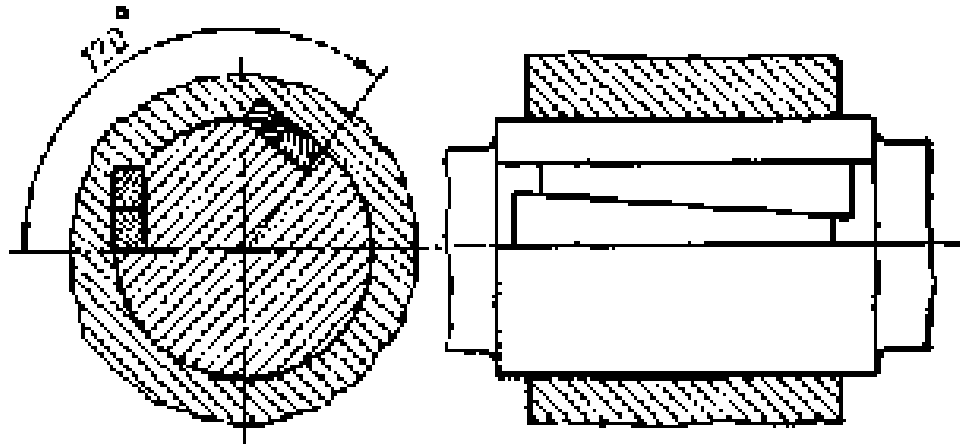


Рис. 12.5 З'єднання шпонкою на лисці (а), фрикційною (б) і тангенціальною (в) шпонками

Всі клинові шпонки виготовляють з ухилом 1:100. Цей же ухил передбачається і для паза маточини (втулки). Подібно до призматичних, клинові врізні шпонки частково розміщуються в пазі вала і частково в пазі маточини. Клинові шпонки на лисці та фрикційні розміщуються по всій своїй висоті в пазах маточини.

Розглянуті з'єднання клиновими шпонками передають обертовий момент за рахунок сил тертя на широких робочих гранях. Ці сили тертя створюються відповідним натягом у радіальному напрямі при забиванні шпонок. Тому зі сторони бічних граней клинових шпонок передбачаються зазори.

Тангенціальні шпонки (рис. 12.5, в) відрізняються від інших клинових шпонок тим, що натяг між валом та маточиною створюється шпонками не в радіальному, а в дотичному напрямі. Одна із широких граней тангенціальної шпонки направлена по дотичній до перерізу вала, а одна із вузьких граней – по радіусу вала.



б

Таке розміщення тангенціальної шпонки спричинює постановку в з'єднанні двох шпонок, розміщеним під кутом $120\text{--}135^\circ$. За технологічними міркуваннями кожна тангенціальна шпонка виконується з двох однобічно скошених клинів. Тангенціальна шпонка використовується головним чином у важкому машинобудуванні при значному діаметрі з'єднання.

Із клинових шпонок найрозповсюдженішими є врізні, бо порівняно зі шпонками на лисці та фрикційними вони більш надійні, а порівняно з тангенціальними – більш технологічні. Взагалі клинові шпонки мають обмежене застосування, оскільки вони спричинюють зміщення осі маточини відносно осі вала. Якщо перекіс деталі, розміщеної на валу, не допускається, наприклад для зубчастих коліс, то клинові шпонки не застосовують. Область використання клинових шпонок у новому проектуванні обмежується тихохідними машинами при необхідності частого розбирання з'єднань.

Циліндричні шпонки (рис. 12.6) – це циліндричні штифти, що вставляються в отвори, паралельні осі з'єднання, по посадках з натягом (посадка H7/r6).

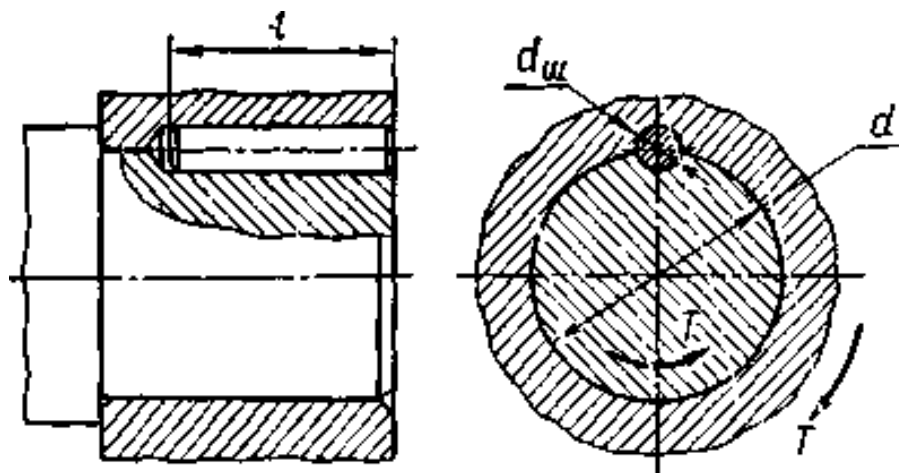


Рис. 12.6. З'єднання циліндричною шпонкою

Такі шпонки можуть використовуватись для закріплення деталей на кінці вала. Отвір під шпонку свердлять та обробляють розверткою після посадки деталі на вал. Розміри циліндричних шпонок стандартизовані (ГОСТ 3128–70; ГОСТ 12207–79). Діаметр шпонки $d_{ш} = (0,13...0,16)d$, а довжина шпонки $l = (3...4)d_{ш}$. Якщо міцність з'єднання з однією шпонкою не забезпечується, то ставлять дві або три циліндричні шпонки, зміщені відповідно на кут 180 або 120°.

Для виготовлення шпонок всіх видів використовують спеціальний точний прокат для шпонок із сталей за ГОСТ 380–88 та ГОСТ 1050–88 з границею міцності не менше ніж 500 МПа.

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 перевірний.

Розрахунок з'єднання призматичною шпонкою. В з'єднанні (рис. 12.7,а) оберто–вий 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 зминаються і при незначних мікроперемі– щеннях спрацьовуються.

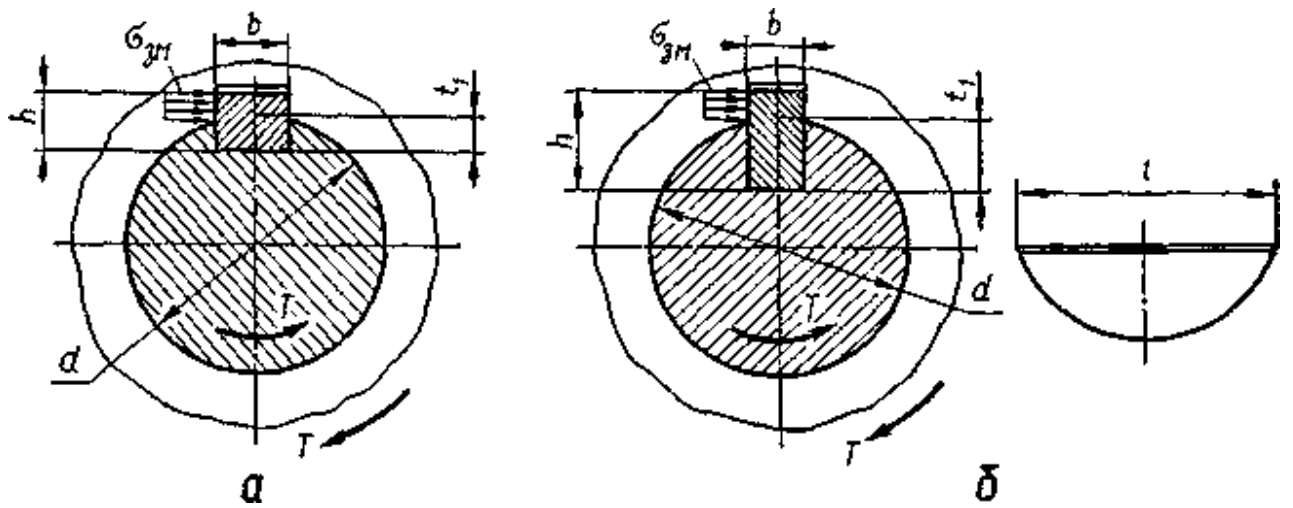


Рис. 12.7. До розрахунку з'єднань призматичною та сегментною шпонками

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

$$\sigma_{зм} = F/A_{зм} \leq [\sigma]_{зм},$$

де F – сила, що діє на навантажені поверхні,

$A_{зм}$ – 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.

Таким чином, умову міцності шпонкового з'єднання записують у вигляді

$$\sigma_{зм} = 2T/[dl_0(h-t_1)] \leq [\sigma]_{зм}. \quad (1)$$

У формулі (1) закладена площа навантаженого контакту шпонки з бічною стінкою паза в маточині. Під дією зминання знаходиться також поверхня навантаженого контакту шпонки з бічною стінкою паза на валу. Оскільки в стандартному шпонковому з'єднанні площа цієї поверхні більша, розрахунок слід виконувати саме по обмеженню напружень зминання на поверхні контакту шпонки із бічною стінкою паза в маточині. На користь цього обґрунтування може бути і той факт, що розміщена на валу деталь може бути виготовлена з матеріалу, який чинить менший опір зминанню, ніж сталеві вал та шпонка. Коли умова міцності (1) шпонкового з'єднання не виконується, треба збільшити

довжину шпонки l_0 , якщо дозволяє довжина маточини, або передбачити в з'єднанні дві шпонки, взаємно зміщені на 180° (останнє застосовують рідко).

Інколи виконують проектний розрахунок з'єднання призматичною шпонкою. Тоді визначають потрібну робочу довжину шпонки, виходячи із умови (1):

$$l_0 \geq 2T/[d(h-t_1) [\sigma]_{3M}]. \quad (2)$$

За значенням l_0 знаходять повну довжину шпонки $l = l_0 + b$, яку приводять у відповідність із стандартним рядом довжин.

Призматична шпонка в навантаженому з'єднанні знаходиться також під дією деформації зрізу. Але умова міцності на зріз врахована при стандартизації розмірів призматичних та сегментних шпонок. Тому при проектуванні шпонкових з'єднань перевірка міцності на зріз не обов'язкова.

Допустимі напруження $[\sigma]_{3M}$ 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 $[\sigma]_{3M} = (100...120)$ МПа (втулка зі сталі) і $[\sigma]_{3M} = (70... 80)$ МПа (втулка з чавуну);
- при посадках з гарантованим натягом $[\sigma]_{3M} = (160... 180)$ МПа (втулка зі сталі) і $[\sigma]_{3M} = (110...130)$ МПа (втулка із чавуну).

Менші з наведених значень $[\sigma]_{3M}$ беруть для різко змінних навантажень шпонкового з'єднання.

Для рухомих з'єднань з напрямними призматичними шпонками допустиме напруження значно знижують із метою запобігання задирів та обмеження спрацьовування. В цьому разі беруть $[\sigma]_{3M} = (20...30)$ МПа.

Розрахунок з'єднання сегментною шпонкою (рис. 12.7, 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 (1) та позначеннями на рис. 12.7, б, записують у вигляді

$$\sigma_{3M} = 2T/[dl(h - t_1)] \leq [\sigma]_{3M}. \quad (3)$$

При невиконанні умови (3) у з'єднанні зі значною довжиною маточини можна поставити в ряд по осі вала дві сегментні шпонки. Допустимі напруження тут беруть такі самі, як і для з'єднань призматичними шпонками.

Розрахунок напружених шпонкових з'єднань

Розрахунок з'єднання клинковою врізною шпонкою. В ненавантаженому обертовим моментом з'єднанні на робочих гранях шпонки мають місце напруження змінання σ_{3M} , які є результатом запресовування шпонки (рис.12.8,а).

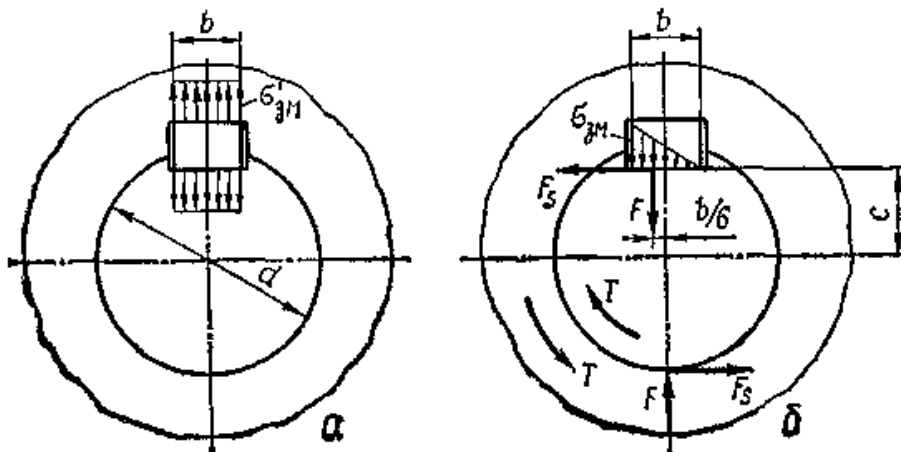


Рис. 12.8. До розрахунку з'єднання клинковою врізною шпонкою

Ці напруження розподіляються рівномірно на робочих гранях шпонки. Після навантаження з'єднання обертовим моментом T (рис. 12.8, б) еюра рівномірних напружень змінання перетворюється в трапецоїдну і далі – у трикутну, що відповідає початку розкриття стику з правого боку шпонки. Це відбувається тому, що обертовий момент T намагається повернути вал щодо маточини.

У крайньому стані з'єднання максимальне напруження змінання досягає σ_{3M} , а рівнодійна всіх напружень змінання $F = 0,5\sigma_{3M}bl$ (l – активна довжина шпонково–вого з'єднання) зміщена від центральної осі на $b/6$ (лінія дії сили F проходить через центр ваги трикутної епюри).

Обертовий момент T , прикладений до вала, зрівноважується дією сили F , прикладеної до вала з боку шпонки, і дією такої ж сили зі сторони маточини, а

також дією сил тертя F_s з боку шпонки та маточини. Отже, умову рівноваги вала запишемо у вигляді

$$T = Fb/6 + F_s d/2 + F_s c. \quad (4)$$

Враховуючи те, що $F_s = Ff$ і $c \approx d/2$, запишемо (4) так:

$$T = F (b/6 + fd) \quad (5)$$

Якщо виразити силу F через максимальне напруження зминання $\sigma_{зм}$, то з рівності (5) дістанемо:

$$\sigma_{зм} = 12T / [bl (b + 6fd)]. \quad (6)$$

Розрахунок на міцність з'єднання клиновою врізною шпонкою – це перевірка умови $\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}$, де $\sigma_{зм}$ визначають за формулою (6), а допустиме напруження зминання $[\sigma]_{зм} = (80... 100)$ МПа.

Розрахунок клиновою шпонкою на лисці виконують за тими самими залежностями, що й розрахунок клиновою врізною шпонкою.

Розрахунок з'єднання фрикційною шпонкою. В розрахунку міцності з'єднання припускають, що в навантаженому з'єднанні напруження зминання залишаються рівномірно розподіленими на робочих гранях шпонки, тобто такими самими, якими вони були після запресовування шпонки (рис. 12.9).

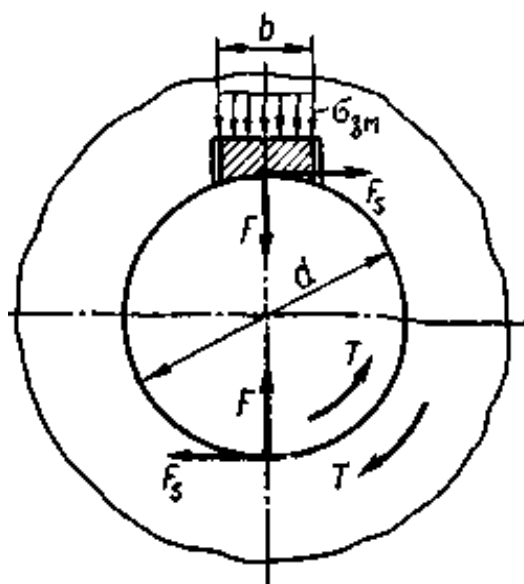


Рис. 12.9. До розрахунку з'єднання фрикційною шпонкою

Тому обертовий момент T , що навантажує з'єднання, зрівноважується тільки моментом від сил тертя, які виникають між валом та маточиною, а також між валом та шпонкою. Для позначень на рис. 12.9 запишемо $T = F_s \cdot d = F \cdot f \cdot d = \sigma_{3M} b \cdot l \cdot f \cdot d$,

де l – довжина робочої грані шпонки, на якій вона контактує з маточиною.

Записана вище рівність дає змогу дістати умову міцності з'єднання фрикційною шпонкою:

$$[\sigma]_{3M} = T / (b \cdot l \cdot f \cdot d) \leq [\sigma]_{3M} \quad (7)$$

де допустиме напруження рекомендується брати $[\sigma]_{3M} = (70 \dots 80)$ МПа.

Розрахунок з'єднання циліндричною шпонкою. З'єднання циліндричною шпонкою (рис. 12.6) розраховують також за умови обмеження напружень зминання в навантаженому контакті шпонки з валом і маточиною. Для позначень на рис. 12.6 умова міцності з'єднання може бути такою:

$$\sigma_{3M} = 4T / (d \cdot d_{ш} \cdot l) \leq [\sigma]_{3M} \quad (8)$$

Тут допустиме напруження можна взяти $[\sigma]_{3M} = (100 \dots 120)$ МПа.

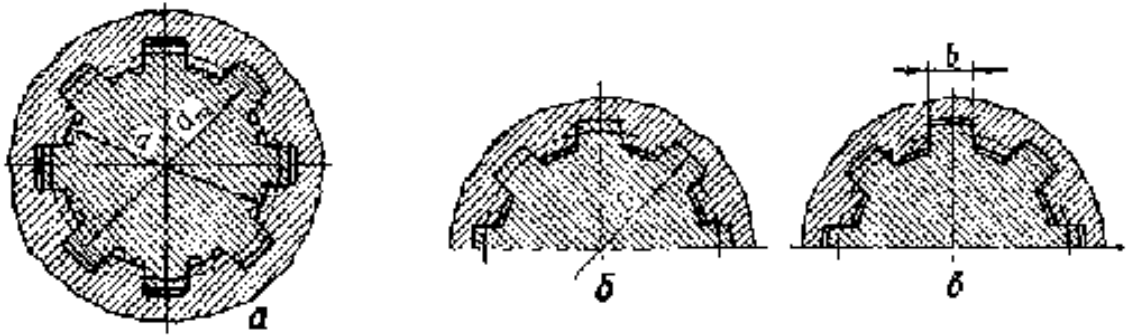
ЗУБЧАСТІ (ШЛІЦЕВІ) ТА ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ

1. Основні типи зубчастих з'єднань і області їхнього використання

У випадках, коли не можна забезпечити міцність шпонкових з'єднань деталей із валами (через обмежену довжину маточини), використовують зубчасті з'єднання. Такі з'єднання утворюються за допомогою зубців (шліців), що нарізаються на поверхнях вала та отвору маточини деталі, яка з'єднується з валом. За формою профілю зубців розрізняють три типи з'єднань (рис. 13.1): *прямокутні, евольвентні та трикутні.*

З'єднання з прямокутним профілем зубців виготовляють із центруванням за внутрішнім діаметром d (рис. 13.1, а), за зовнішнім діаметром D (рис. 13.1, б) і за бічними гранями зубців (розмір b на рис. 13.1, в) Центрування за внутрішнім і зовнішнім діаметрами забезпечує більш високу точність з'єднання, а

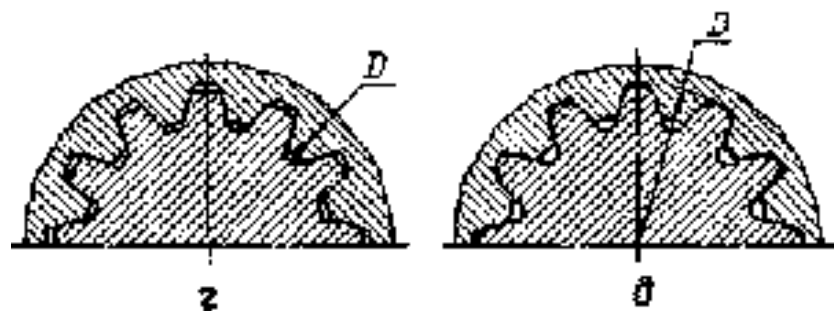
центрування за бічними гранями зубців – більш рівномірний розподіл навантаження на зубці.



Прямокутні зубці використовують для зовнішніх діаметрів валів від 14 до 125 мм; число зубців від 6 до 20. ГОСТ 1139–80 передбачає з'єднання трьох серій: *легкої, середньої та важкої*. З переходом від легкої до середньої та важкої серій при одному і тому ж діаметрі d зростає діаметр D і збільшується число зубців. Тому з'єднання середньої та важкої серій відрізняються підвищеною несучою здатністю.

Умовне позначення та допуски з'єднань із прямокутним профілем зубців регламентовані стандартами і має такий вигляд: $D-8 \times 56 \times 62H8/h7 \times 10F10/h9$.

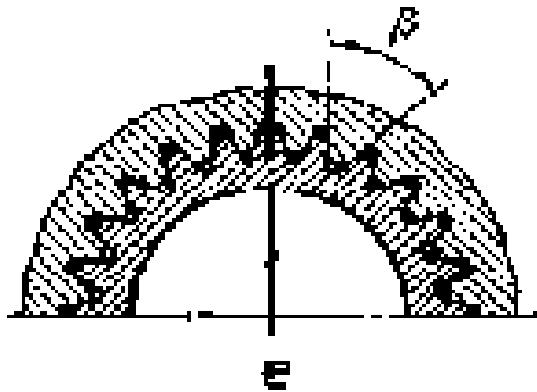
З'єднання з евольвентним профілем зубців (рис. 13.1, г, д) згідно з ГОСТ 6033–80 можна виготовляти з центруванням по бічних сторонах, внутрішньому або зовнішньому діаметрах.



Евольвентні з'єднання використовують для діаметрів від 4 до 500 мм та $z = 6 \dots 82$. За стандартом кут профілю початкового контуру зубців $\alpha = 30^\circ$, а за номінальний діаметр з'єднання беруть його зовнішній діаметр $D = m(z + 1,0 + 2x)$, де m – модуль з'єднання; x – коефіцієнт зміщення початкового контуру.

Позначення з'єднання з евольвентним профілем: 50×2×H9/g9 ГОСТ 6033–80. Наприклад, позначення з'єднання з $D = 50$ мм; $m = 2$ мм; центрування по бічних сторонах зубців із посадкою H9/g9.

З'єднання з трикутним профілем зубців (рис. 13.1, е) виготовляють із центруванням тільки по бічних сторонах зубців. Ці з'єднання не стандартизовані і використовуються як нерухомі при тонкостінних втулках і обмежених габаритних розмірах за діаметром.



Із розглянутих типів зубчастих з'єднань тепер найрозповсюдженішими є з'єднання з прямокутним профілем зубців. Вони використовуються для з'єднання з валами зубчастих коліс, півмуфт та інших деталей. Такі з'єднання можуть бути рухомими або нерухомими. Зубчасті з'єднання порівняно із шпонковими мають переваги: можливість передачі більших обертових моментів (при однакових довжинах маточини) завдяки значно більшій поверхні контакту з'єднаних деталей та більш рівномірному розподілу навантаження по цій поверхні; більш точне центрування деталей на валу; краще напруження деталей при переміщенні їх уздовж вала.

2. Розрахунок зубчастих з'єднань

Основним критерієм роботоздатності зубчастих з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню та спрацьовуванню, яке виникає через відносні мікропереміщення навантажених поверхонь внаслідок деформацій вала та зазорів у деталях з'єднання (корозійно–механічне спрацьовування).

Для всіх типів зубчастих з'єднань, навантажених обертовим моментом T , умовне напруження зминання робочих поверхонь зубців визначають за формулою

$$\sigma_{зм} = F_t/A_{зм} = 2T/(d_m \cdot h \cdot l \cdot z \cdot \xi), \quad (9)$$

де $F_t = 2T/d_m$ – колова сила в зубчастому з'єднанні; $A_{зм} = hlz\xi$ – розрахункова площа дотикання зубців з'єднання; d_m – середній діаметр з'єднання; h – висота робочої поверхні контакту зубців; l – довжина зубчастого з'єднання (довжина маточини деталі, розміщеної на валу); z – число зубців у з'єднанні; $\xi = 0,75 \dots 0,80$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на зубці з'єднання.

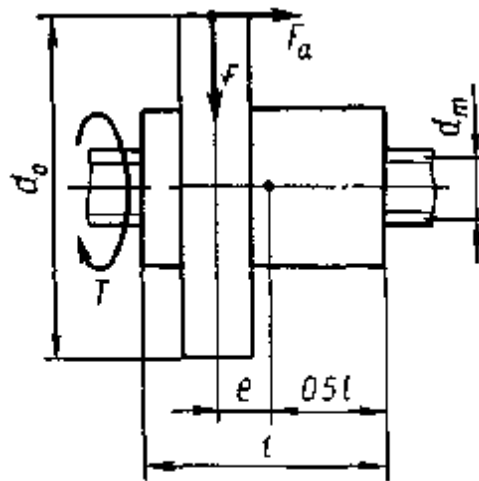


Рис. 13.2. Схема навантаження шліцевого з'єднання

Розрахунок зубчастих з'єднань може бути використаний для з'єднань, навантажених тільки обертовим моментом T . При навантаженні з'єднання моментом T , а також радіальною F та осьовою F_a силами (рис 13.2) розрахунок треба виконувати згідно з ГОСТ 21425–75, який розповсюджується тільки на зубчасті з'єднання з прямокутним профілем зубців. Тут умова (1) може бути використана лише для орієнтовного визначення довжини l з'єднання.

Роботоздатність зубчастого з'єднання забезпечується за умови $\sigma_{зм} < [\sigma]_{зм}$, де $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження, що запобігає зминанню та спрацюванню зубців; $[\sigma]_{зм} = (10 \dots 20)$ МПа – для рухомих з'єднань із загартованими робочими поверхнями і спокійного навантаження; $[\sigma]_{зм} = (80 \dots 100)$ МПа – для нерухомих з'єднань з незагартованими робочими поверхнями; $[\sigma]_{зм} = (110 \dots 130)$ МПа – для нерухомих з'єднань із загартованими робочими поверхнями.

За стандартом формула (1) для визначення умовних напружень на робочих поверхнях зубців має вигляд

$$\sigma = T/(S_F l), \quad (10)$$

де $S_F = 0,5d_m h_z$ – питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь з'єднання щодо осі вала при $\xi = 1$ (табл. 13.1).

Напруження σ , добуте за формулою (2), не повинно бути більшим від меншого із двох значень умовних допустимих напружень, тобто $[\sigma]_{сп} \geq \sigma \leq [\sigma]_{зм}$,

де $[\sigma]_{сп}$ – умовне допустиме напруження для обмеження спрацьовування, $[\sigma]_{зм}$ – умовне допустиме напруження для обмеження зминання.

Для визначення допустимих напружень $[\sigma]_{сп}$ та $[\sigma]_{зм}$ (з урахуванням деяких спрощень порівняно з ГОСТ 21425–75) вводять параметри, що характеризують умови навантаження зубчастого з'єднання (рис. 13.2):

$$\psi = F \cdot d_m / (2T); \quad \varepsilon = M_{\Pi} / (F \cdot l), \quad (11)$$

де F – радіальна сила; M_{Π} – перекидний момент, що визначається за формулою

$$M_{\Pi} = F \cdot e \pm 0,5F_a \cdot d_0. \quad (12)$$

У виразі (4) беруть знак «плюс» при дії в одному напрямі двох складових моменту щодо точки O осі вала, яка лежить на середині довжини маточини, і знак «мінус» – при дії в різних напрямках.

Умовне допустиме напруження для обмеження спрацьовування визначають за формулою

$$[\sigma]_{сп} = [\sigma]'_{сп} K_N / (K_E K_{OC} K_M). \quad (13)$$

Тут $[\sigma]'_{сп}$ – середнє допустиме напруження при розрахунку нерухомих зубчастих з'єднань, яке беруть за табл.; $K_N = \sqrt{10^8/N}$ – коефіцієнт числа циклів навантаження зубців з'єднання за повний строк служби, тобто сумарного числа обертів з'єднання щодо вектора радіального навантаження ($N = 60nh$, де n – частота обертання, $хв^{-1}$, а h – строк служби з'єднання, год); K_E – коефіцієнт режиму навантаження з'єднання; K_{OC} – коефіцієнт, що

враховує осьові переміщення деталей з'єднання; K_M – коефіцієнт умов змащування рухомого з'єднання.

Умовне допустиме напруження для обмеження зминання в рухомих зубчас–тих з'єднаннях із загартованими робочими поверхнями беруть $[\sigma]_{ЗМ} = (10...20)$ МПа за нормальних умов експлуатації і $[\sigma]_{ЗМ} = (5...10)$ МПа за важких умов.

Для нерухомих з'єднань умовне допустиме напруження

$$[\sigma]_{ЗМ} = \sigma_T / (s \cdot K_D \cdot K_{П} \cdot K_H \cdot K_K). \quad (14)$$

Тут σ_T – границя текучості матеріалу зубців деталі меншої твердості (для матеріалів з поверхневим зміцненням беруть σ_T для поверхневого шару); $s = 1,25...1,40$ – коефіцієнт запасу (менші значення для незагартованих повер–хонь, більші – для загартованих); $K_D = T_{max}/T$ – коефіцієнт динамічності навантаження; $K_{П} = 1,2...1,5$ – коефіцієнт, що враховує похибки виготовлення з'єднання; K_H – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубцями при дії на з'єднання радіальної сили F ; K_K – коефіцієнт, що враховує вплив поздовжньої концентрації навантаження, який визначають за формулою

$$K_K = K_{KP} + K_e - 1, \quad (15)$$

де K_{KP} – коефіцієнт концентрації навантаження від закручування вала; K_e – коефіцієнт концентрації навантаження в зв'язку із зміщенням лінії дії радіальної сили від середньої площини маточини визначається за графіком.

Формулу (15) використовують при зміщенні радіальної сили F від середини з'єднання на величину e у бік тієї ділянки вала, де прикладений обертовий момент T , так як це має місце на рис. 13.2. При цьому проявляється концентрація наванта–ження, яка спричинена скручуванням вала та дією перекидного моменту $M_{П}$, і яка зосереджена біля одного і того ж торця з'єднання. При зміщенні e у бік, проти–лежний від ділянки вала, де

прикладається момент T , коефіцієнт K_K вибирають рівним більшому із значень коефіцієнтів $K_{кр}$ та K_e .

3. Профільні з'єднання

У профільному з'єднанні (рис. 13.4) охоплююча та охоплювана поверхні деталей мають некруглу форму в поперечному перерізі. Це дає змогу передавати обертовий момент без використання додаткових деталей. Такі з'єднання застосовують для встановлення на валах рукояток, маховиків, а інколи й важконавантажених деталей (з'єднання корабельного тягового гвинта з трансмісійним валом).

На практиці мають застосування овальний (рис.13.4,а), трикутний (рис.13.4,б) та квадратний (рис. 13.4, в) контури поперечного перерізу профільного з'єднання. Більш досконаліми є такі профільні з'єднання, контури яких мають властивість рівноосності – незмінності відстані між двома паралельними дотичними до контуру. В цьому разі спрощується технологія обробки поверхонь деталей з'єднання.

Порівняно із шпонковими та зубчастими з'єднаннями профільне з'єднання відрізняється меншою концентрацією напружень та кращим центруванням. Недоліком цього з'єднання є складність виготовлення профільних поверхонь.

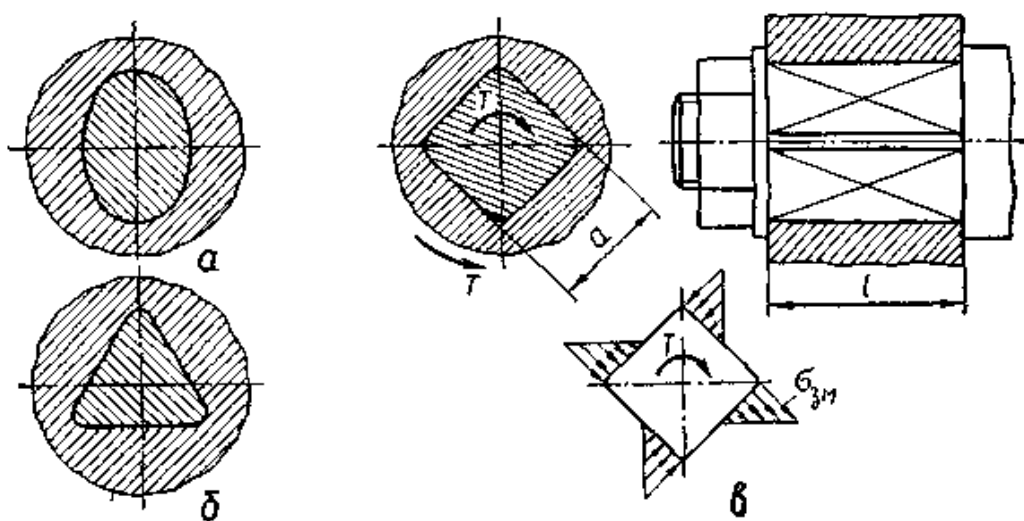


Рис. 13.4. Деякі види профільних з'єднань

Профільні з'єднання наближено розраховують за умови обмеження напружень змінання, що виникають на спряжених поверхнях, навантажених

обертотним момен– том деталей з'єднання. При цьому допускають, що зазор у з'єднанні відсутній. Наприклад, для квадратного контуру профільного з'єднання при розподілі напружень змінання за схемою рис. 13.4, в можна записати рівність

$$T = (\sigma_{зм} / 2) \cdot (a \cdot l / 2) \cdot (a / 3)$$

Виходячи з цієї рівності, умова міцності квадратного з'єднання матиме вигляд

$$\sigma_{зм} = 3 \cdot T / (a^2 \cdot l) \leq [\sigma]_{зм}. \quad (16)$$

Допустиме напруження змінання для сталевих термооброблених деталей профільного з'єднання беруть $[\sigma]_{зм} = (90 \dots 120)$ МПа.

ПРЕСОВІ З'ЄДНАННЯ

1. Загальні відомості

З'єднання деталей за допомогою посадок із гарантованим натягом називають *пресовими*. Ці з'єднання займають деяке проміжне положення між роз'ємними та нероз'ємними з'єднаннями. При невеликих натягах пресові з'єднання допускають неодноразове складання та розбирання без пошкодження деталей, але при цьому дещо зменшується несуча здатність з'єднання. При великих натягах під час розбирання з'єднань можливі значні пошкодження, а деколи і руйнування деталей з'єднання. Особливістю пресових з'єднань є те, що вони здійснюються без додаткових деталей.

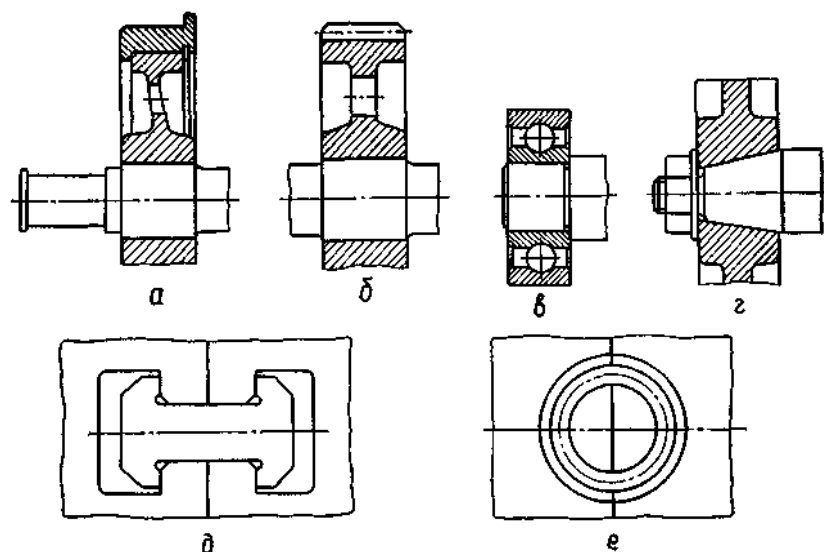


Рис. 14.1. Конструкції пресових з'єднань

Пресові з'єднання поділяють на дві групи:

1. Пресові з'єднання типу «вал – маточина», в яких з'єднувані поверхні деталей мають циліндричну або конічну форму. Цей дуже розповсюджений, простий, надійний та економічний спосіб з'єднання деталей використовують при відносно рідких розбиранні – складанні деталей з'єднання, допускає передачу великих навантажень, в тому числі вібраційних та ударних. Пресові з'єднання такого типу застосовують для з'єднання бандажа з колесом та колеса з віссю колісної пари залізничного вагону (рис. 14.1, а), для з'єднання зубчастих коліс із валами (рис. 14.1, б), при закріпленні підшипників на валах (рис. 14.1, в) та ін. У пресовому з'єднанні по конічних поверхнях (рис. 14.1, г) потрібний натяг створюється, наприклад, відповідною затяжкою гайки на валу.

У пресових з'єднаннях типу «вал – маточина» навантаження (обертний момент або осьова сила) передається через сили тертя на спряжених поверхнях деталей. Потрібний нормальний тиск між цими поверхнями створюється силами пружних деформацій деталей, що виникають через натяг.

2. Стяжні з'єднання двох або більшої кількості деталей за допомогою спеціальних стягувальних планок–анкерів (рис. 14.1, д) або стягувальних кілець (рис. 14.1, е). Контакт деталей у цьому разі здійснюється по площинах. Стягувальні деталі встановлюють по посадках із гарантованим натягом. Через технологічні труднощі виготовлення таких з'єднань їхнє використання обмежене рідкими випадками деяких деталей (збірних станин, маховиків та ін.).

Надалі обмежимося розглядом тільки пресових з'єднань типу «вал – маточина», які здійснюються по циліндричних поверхнях. Простота та технологічність такого з'єднання забезпечують йому низьку вартість і можливість використання в масовому виробництві. Висока точність центрування деталей і рівномірний розподіл навантаження на всю посадочну поверхню дає змогу застосовувати пресове з'єднання для скріплення деталей сучасних високошвидкісних машин.

Суттєвим недоліком пресового з'єднання є залежність його несучої здатності від ряду факторів, які важко піддаються врахуванню: широкого

розсіювання значень коефіцієнта тертя та натягу, впливу робочих температур на міцність з'єднання та ін

До недоліків з'єднання належать також наявність високих напружень в деталях при запресовуванні їх та зменшення опору атомного руйнування внаслідок концентрації напружень біля країв отворів.

На практиці часто застосовують комбінацію пресового та шпонкового з'єднання У цьому разі пресове з'єднання може бути основним або допоміжним. Якщо пресове з'єднання основне, то воно сприймає більшу частину навантаження, а шпонка тільки підвищує надійність з'єднання (резервний елемент). Допоміжна роль пресового з'єднання відводиться для часткового розвантаження шпонки та центрування деталей. В практичних розрахунках припускають, що навантаження сприймається основним з'єднанням – пресовим або шпонковим.

Для пресових з'єднань деталей рекомендують такі посадки: Н7/п6; Н7/р6; Н7/г6; Н7/с6; Н7/г6; Р7/г6.

2. Деякі питання технології складання пресових з'єднань

Складання пресових з'єднань здійснюється двома способами: а) запресовуванням (напресовуванням) деталей; б) нагріванням охоплюючої або охолодженням охоплюваної деталі.

Запресовування великих деталей виконують на потужних гідравлічних пресах, дрібних деталей – на ручних гвинтових або важільних пресах. Швидкість запресовування не повинна перевищувати 5 м/с. Поверхні спряження деталей, що з'єднуються, рекомендують змащувати свиріповим чи льняним мастилом. Щоб полегшити центрування та запобігти утворенню задирок, деталі повинні мати фаски (рис. 14.2,а). Розмір фаски e треба брати не менш як $0,1d$. Інколи на валу при наявності вільної ділянки виконують центруючий поясок по одній із посадок із гарантованим зазором (рис.14.2, б). Крім полегшення складання з'єднання, такий центруючий поясок зменшує концентрацію напружень біля краю напресованої деталі.

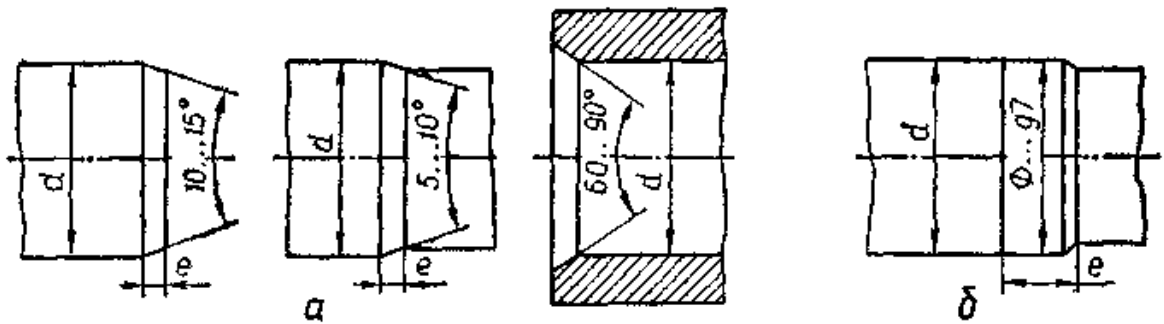


Рис. 14.2. Конструктивні елементи деталей пресового з'єднання

Сила, яку слід прикласти до деталі при її запресовуванні, росте пропорційно довжині пресування, оскільки збільшується площа контакту з'єднаних деталей. Сила при випресовуванні в момент початку відносного руху деталей суттєво більша, ніж при русі, бо коефіцієнт тертя спокою більший коефіцієнта тертя під час відносного руху. Із зменшенням довжини з'єднання при випресовуванні потрібна сила для роз'єму деталей зменшується. Максимальна сила, H , для запресовування або випресовування деталей може бути наближено визначена для сталевих деталей з'єднання за такою емпіричною залежністю:

$$F = 2 \cdot 10^4 \cdot \delta_{\max} l, \quad (17)$$

де δ_{\max} – максимальний натяг у з'єднанні, мм; l – довжина пресування, мм.

Широке застосування для складання та розбирання пресових з'єднань має такий технологічний метод, як підведення до спряжених поверхней рідкого мастила під високим тиском. Мастило подається по спеціальних каналах у кільцеву канавку, звідки витікає між спряженими поверхнями з'єднання. При цьому зменшується сила для випресовування і деталі з'єднання не пошкоджуються. Такий технологічний метод дає змогу неодноразово розбирати та складати пресове з'єднання без суттєвого зменшення його міцності.

Часто при складанні пресових з'єднань використовують ефект зміни розмірів деталей залежно від їхньої температури. Для складання з'єднання за допомогою нагрівання охоплюючої або охолодження охоплюваної деталі треба забезпечити різницю температур деталей, яка визначається за формулою

$$\Delta t = (\delta_{\max} + \Delta) / (\alpha \cdot d), \quad (18)$$

де δ_{\max} – максимальний натяг у з'єднанні, мм; $\Delta=(0,10\dots0,08)$ мм – зазор для зручності складання; d – номінальний діаметр поверхонь з'єднання, мм; α – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу деталей при нагріванні (для сталей $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$).

Нагрівання охоплюючої деталі можна здійснювати в маслі або в спеціальній печі. Для охолодження охоплюваних деталей застосовують суху вуглекислоту (температура випаровування – 79°C) або рідке повітря (температура випаровування – 190°C). Змащування поверхонь деталей при такому способі складання пресового з'єднання недопустиме.

Спосіб складання пресових з'єднань за допомогою нагрівання або охолодження однієї з деталей забезпечує приблизно в 1,5 раза більший опір зміщенню спряжених поверхонь деталей порівняно із з'єднаннями, здобутими запресовуванням. Це пояснюється тим, що при запресовуванні згладжуються нерівності поверхонь і відповідно зменшується натяг у з'єднанні.

3. Розрахунок пресових з'єднань

При розрахунках на міцність пресових з'єднань, перш за все, треба забезпечити взаємну нерухомість з'єднаних деталей під навантаженням, що досягається встановленням потрібної посадки (натягу в з'єднанні), а також слід перевірити міцність спряжених деталей, бо потрібний натяг може спричинити руйнування або недопустимі деформації деталей з'єднання. Тому розрахунок пресових з'єднань виконують за двома умовами: міцності (нерухомості) з'єднання; міцності деталей з'єднання. Розглянемо ці умови.

Розрахунок на міцність пресового з'єднання. Пресове з'єднання може бути навантаженою осьовою силою F_a , обертовим моментом T або осьовою силою і обертовим моментом одночасно (рис. 14.3).

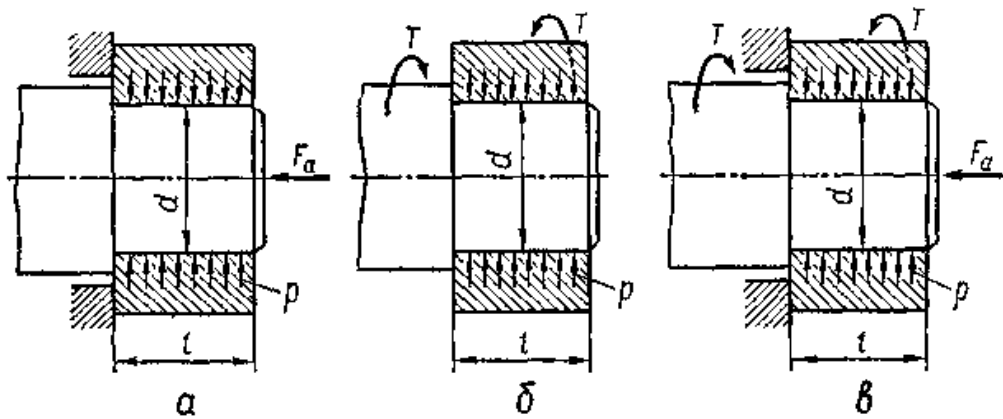


Рис. 14.3. Схеми навантаження пресового з'єднання

Зовнішнє навантаження зрівноважується силами тертя на спряжених поверхнях деталей, які обумовлені нормальним тиском p , що виникає в результаті натягу в з'єднанні.

Умова міцності з'єднання при його навантаженні осьовою силою (рис. 14.3, а) має вигляд

$$F_a \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f, \quad (19)$$

звідки потрібний тиск на спряжених поверхнях

$$p \geq F_a / (\pi \cdot d \cdot l \cdot f). \quad (20)$$

Умова міцності з'єднання при його навантаженні обертовим моментом T (рис. 14.3, б) така:

$$T \leq 0,5 \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot f. \quad (21)$$

З цієї умови потрібний тиск на поверхнях з'єднання

$$p \geq 2T / (\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot f) \quad (22)$$

Умова міцності з'єднання при одночасному навантаженні осьовою силою F_a та обертовим моментом T (рис. 14.3, в) має вигляд

$$\sqrt{F_a^2 + F_t^2} \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f, \quad (23)$$

де $F_t = 2T/d$ – колова (тангенціальна) сила від дії обертового моменту T , віднесена до спряжених поверхонь. Умова (23) дає змогу записати вираз для визначення потрібного тиску в з'єднанні:

$$p \geq \sqrt{F_a^2 + F_t^2} / (\pi \cdot d \cdot l \cdot f). \quad (24)$$

У записаних формулах взято такі позначення: d і l – діаметр та довжина поверхонь з'єднання; f – коефіцієнт тертя ковзання.

Коефіцієнт тертя на поверхнях контакту деталей залежить від багатьох факторів: способу складання з'єднання, виду мастила, що застосовують при запресовуванні деталей, шорсткості поверхонь та ін. Тому точне значення f може бути визначене тільки експериментально для конкретних деталей та умов складання з'єднання. В наближених розрахунках міцності пресового з'єднання сталевих і чавунних деталей беруть: $f = 0,08 \dots 0,10$ – при складанні запресовуванням; $f = 0,12 \dots 0,15$ – при складанні з нагріванням або охолодженням однієї з деталей.

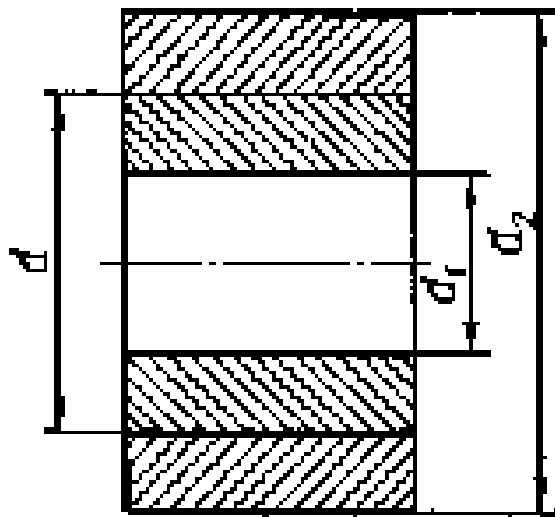


Рис. 14.4. Розміри деталей пресового з'єднання

Розрахунковий натяг δ_p циліндричного з'єднання (рис. 14.4) пов'язаний з тиском p на спряжених поверхнях з'єднання такою залежністю (формула Ляме з теорії розрахунку товстостінних циліндрів, що дається в курсі опору матеріалів):

$$\delta_p = pd / (C_1 E_1 + C_2 E_2). \quad (25)$$

Тут E_1 і E_2 – модулі пружності при розтягу матеріалів охоплюваної та охоплюючої деталі відповідно; C_1 і C_2 – коефіцієнти Ляме, що визначаються за формулами (розміри див. на рис. 14.4):

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 \quad (26)$$

де μ_1 та μ_2 – коефіцієнти Пуассона матеріалів охоплюваної та охоплюючої деталей відповідно; для сталі $\mu = 0,28 \dots 0,30$, для чавуну $\mu = 0,25 \dots 0,27$.

За формулою (25) можна визначити розрахунковий натяг пресового з'єднання за потрібним тиском p , який розраховується за формулами. Дійсний натяг δ_d повинен бути більшим від розрахункового δ_p у зв'язку з тим, що вимірювання діаметрів поверхонь з'єднання виконується по вершинах нерівностей, які зрізаються та згладжуються при запресовуванні деталей. Рекомендують брати

$$\delta_d = \delta_p + 1,2 (R_{z1} + R_{z2}), \quad (27)$$

де R_{z1} , R_{z2} – висоти нерівностей поверхонь деталей з'єднання. Значення R_{z1} і R_{z2} для пресових з'єднань назначають у межах 8–2 мкм.

Якщо складання пресового з'єднання виконують за допомогою нагрівання або охолодження однієї з деталей, то дійсний натяг беруть рівним розрахунковому, тобто $\delta_d = \delta_p$.

За δ_d підбирають відповідну стандартну посадку, для якої найменший натяг $\delta_{\min} \geq \delta_d$.

Розрахунок на міцність деталей пресового з'єднання. При перевірці міцності деталей пресового з'єднання слід брати до уваги найбільший можливий натяг δ_{\max} вибраної посадки і відповідний йому найбільший розрахунковий натяг $\delta_{p \max}$, який визначають за формулою (при складанні з'єднання запресовуванням)

$$\delta_{p \max} = \delta_{\max} - 1,2 (R_{z1} + R_{z2}). \quad (28)$$

Якщо з'єднання складають за допомогою нагрівання чи охолодження відповідної деталі, то $\delta_{p \max} = \delta_{\max}$.

Найбільший розрахунковий натяг може спричинити після складання з'єднання появу відповідного максимального тиску p_{\max} на спряжених поверхнях:

$$p_{\max} = \delta_{p \max} / [d(C_1/E_1 + C_2/E_2)]. \quad (29)$$

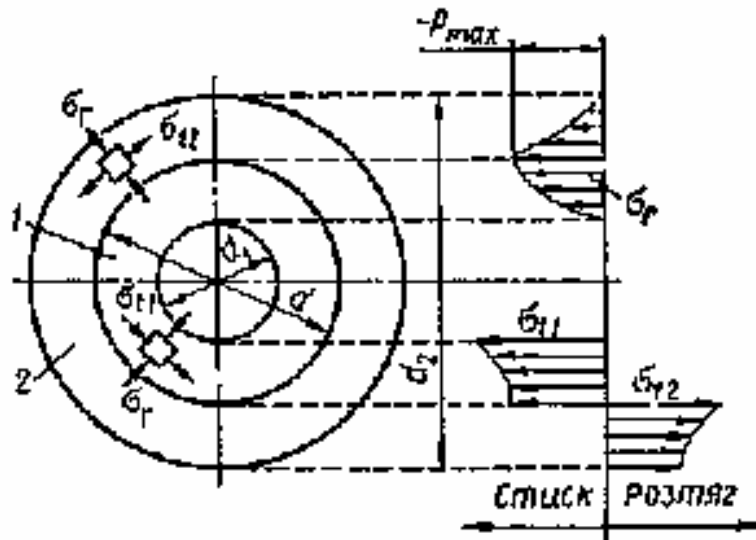


Рис. 14.5. До розрахунку на міцність деталей пресового з'єднання

Епюри напружень у деталях 1 і 2 пресового з'єднання показані на рис. 14.5,

де σ_r – напруження стиску в радіальному напрямі; σ_{t1} , σ_{t2} – відповідно напруження стиску і розтягу в тангенціальному напрямі.

Для охоплюючої деталі 2 небезпечними є точки її внутрішньої поверхні. Для цих точок радіальне σ_r і тангенціальне σ_{t2} нормальні напруження визначають за формулами:

$$\sigma_r = -p_{\max}; \quad (30)$$

$$\sigma_{t2} = p_{\max} (d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2). \quad (31)$$

У точках внутрішньої поверхні деталі 2 виникає плоский напружений стан, при якому головні напруження $\sigma_1 = \sigma_{t2}$; $\sigma_2 = 0$ і $\sigma_3 = \sigma_r$. Умову міцності для охоплюючої деталі 2 із пластичного матеріалу за гіпотезою найбільших дотичних напружень запишемо $\sigma_{E2} = \sigma_1 - \sigma_3 = p_{\max} (d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2) - (-p_{\max}) \leq [\sigma]_2$.

Після перетворень записана умова матиме такий кінцевий вигляд:

$$\sigma_{E2} = 2 d_2^2 p_{\max} / (d_2^2 - d^2) \leq [\sigma]_2, \quad (32)$$

де $[\sigma]_2$ – допустиме напруження розтягу для матеріалу охоплюючої деталі.

Для охоплюваної деталі 1 (рис. 14.5) кільцевого поперечного перерізу небезпечними є також точки внутрішньої поверхні. В цих точках виникає небезпечний стиск, при якому головні напруження такі:

$$\sigma_1 = 0; \quad \sigma_2 = 0; \quad \sigma_3 = \sigma_{t1} = -2d^2 p_{\max} / (d^2 - d_1^2).$$

Умова міцності для охоплюваної деталі, що складена так, як і для охоплюючої, має вигляд

$$\sigma_{E1} = -\sigma_3 = 2d^2 p_{\max} / (d^2 - d_1^2) \leq [\sigma]_1 \quad (33)$$

де $[\sigma]_1$ – допустиме напруження для матеріалу охоплюваної деталі.

Якщо охоплювана деталь має суцільний переріз, тобто $d_1 = 0$, то в довільній її точці виникає двовісний стиск. Тоді головні напруження $\sigma_1 = 0$; $\sigma_2 = \sigma_3 = -p_{\max}$.

Умова міцності в цьому разі матиме вигляд $\sigma_{E1} = p_{\max} \leq [\sigma]_1$. (34)

Допустимі напруження $[\sigma]_1$ і $[\sigma]_2$ для деталей пресового з'єднання можна брати близькими до границі текучості σ_T матеріалу цих деталей, бо досвід використання пресових з'єднань показує, що надійність з'єднання не зменшується і при наявності деякої кільцевої пластичної зони на внутрішній поверхні охоплюючої деталі.

Після складання пресового з'єднання в результаті деформування деталей 1 і 2 (рис. 14.5) діаметр d_2 збільшується, а діаметр d_1 зменшується на Δd_2 та Δd_1 відповідно. При пружних деформаціях деталей

$$\Delta d_2 = 2pd_2d^2 / [E_2 (d_2^2 - d^2)]; \quad (35)$$

$$\Delta d_1 = 2pd_1d^2 / (E_1 (d^2 - d_1^2)).$$

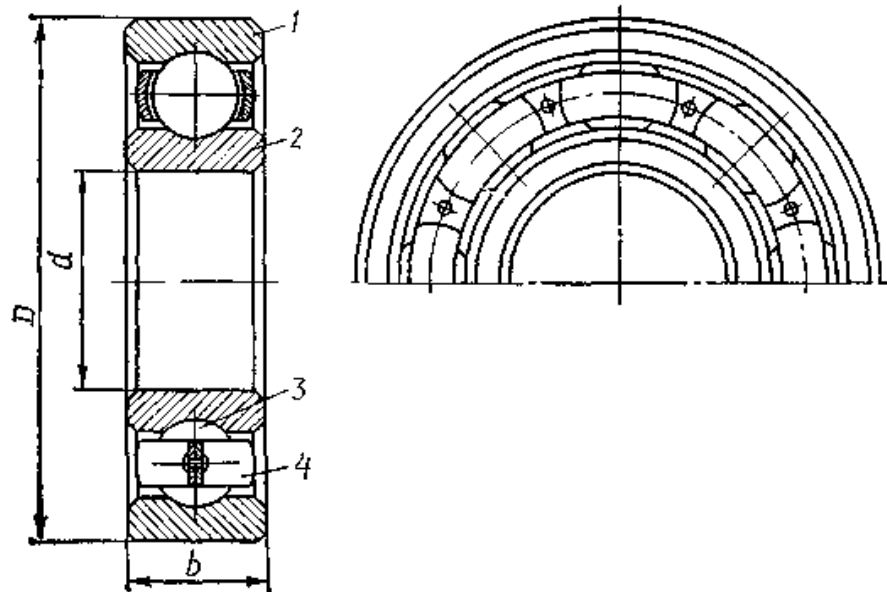
Формули (35) можуть бути використані для визначення зміни розмірів деталей пресового з'єднання після його складання.

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

1. Загальні відомості

Підшипники кочення – це елементи опор осей, валів та інших деталей, що працюють на використанні принципу тертя кочення.

Підшипник кочення складається із зовнішнього 1 та внутрішнього 2 кільця, тіл кочення 3 і сепаратора 4. Внутрішнім кільцем підшипник розміщують на валу або осі, а зовнішнім – у корпусі опори. Відносне обертання внутрішнього кільця відносно зовнішнього забезпечується за рахунок тіл кочення між кільцями. Тіла кочення перекочуються по доріжках кочення (бігових доріжках), які передбачені на зовнішньому та внутрішньому кільцях підшипника. Сепаратор розділяє тіла кочення і утримує їх на однаковій відстані.



Підшипники кочення стандартизовані і виготовляються на спеціалізованих заводах масовим виробництвом. Підшипники кочення є основними видами опор у машинах. Вони виготовляються близько 20 000 різних типорозмірів у діапазоні зовнішніх діаметрів від 1 мм до 3 м і масою від 0,5 г до 7 т.

Переваги підшипників кочення для опор у порівнянні з іншими видами опор.

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 і осей, що розміщуються у підшипниках кочення.

До недоліків підшипників кочення належать такі:

- а) значні габаритні розміри, що утруднює застосування їх при малих відстанях між осями валів;
- б) обмежений строк служби, при великих навантаженнях та швидкостях;
- в) низька здатність демпфувати ударні навантаження;
- г) підвищений шум при високих швидкостях обертання.

2. Класифікація, матеріали деталей і точність підшипників кочення

Класифікація. Підшипники кочення поділяють за такими ознаками:

1. За формою тіл кочення підшипники бувають *кулькові* та *роликові*. Основні форми тіл кочення зображені на рис. 32.2, а – ж.

Роликові підшипники за тією ж ознакою ділять на підшипники: із *короткими та довгими роликами* (рис. 32.2, б, в); із *витими роликами* (рис. 32.2, е); із *конічними роликами* (рис. 32.2, д); із *бочкоподібними роликами* (рис. 32.2, е, е) і з *голчастими роликами* (рис. 32.2, ж).

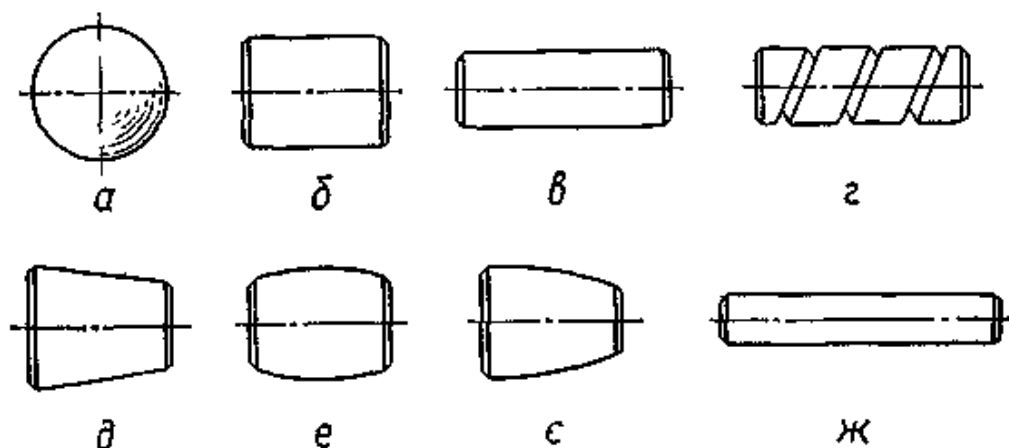


Рис. 32.2. Форми тіл кочення у підшипниках

2. За числом рядів тіл кочення – *одно-, дво- та чотири- рядні*.

3. За способом компенсації перекосів вала – *несамоустановні* та *самоустановні сферичні*. Самоустановні підшипники допускають перекоси

кілець до $2-3^\circ$, завдяки чому можуть працювати при збільшених деформаціях валів і при неспіввісному розміщенні отворів під підшипники в окремих опорах вала.

4. За радіальними розмірами підшипники кочення з одним і тим же внутрішнім діаметром d ділять на 5 серій діаметрів (надлегка, особливо легка, легка, середня та важка) і на 5 серій ширин (особливо вузька, вузька, нормальна широка, особливо широка). Співвідношення розмірів підшипників різних серій показано на рис. 32.3 (a – особливо легка серія; b – легка; c – легка широка; g – середня; d – середня широка; e – важка серія).

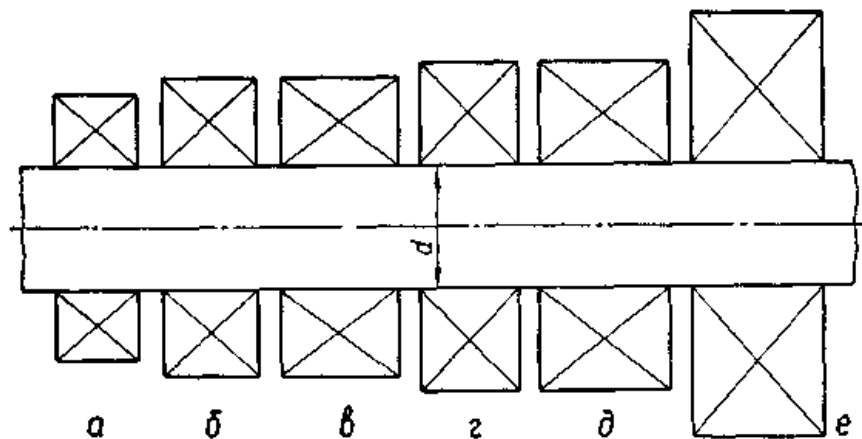


Рис. 32.3. Співвідношення ширин та діаметрів підшипників кочення

5. За напрямом сприйманого навантаження підшипники кочення поділяють на радіальні – сприймають тільки радіальне навантаження, яке направлене перпендикулярно до осі обертання (деякі радіальні підшипники, наприклад кулькові, можуть сприймати певні осьові навантаження); упорні – сприймають тільки осьове навантаження; радіально-упорні – здатні сприймати радіальне та осьове навантаження; упорно-радіальні – сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження.

Кулькові підшипники ліпше працюють при підвищених швидкостях обертання і менш чутливі до перекосів. Роликові підшипники мають більш високу вантажність (приблизно на 70–100 %) порівняно з кульковими.

Усі підшипники кочення мають умовне позначення, яке складається з ряду цифр. Дві перші цифри, рахуючи справа, означають 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 із 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 і 03 відповідно.

Третя цифра праворуч разом із сьомою свідчать про серію підшипників всіх діаметрів ($d \geq 10\text{мм}$): 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.

Матеріали деталей і точність 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 із твердістю 59...60 НРС.

Сепаратори виготовляють із м'якої вуглецевої сталі методом штампування; для високошвидкісних підшипників використовують масивні сепаратори з антифрикційних бронз, латуні, алюмінієвих сплавів або пластмас (текстоліту, поліаміду).

Для роботи в умовах ударних навантажень та високих вимог до безшумності застосовують підшипники з тілами кочення, виготовленими з пластмас (переважно із склопластиків). При цьому різко зменшуються вимоги до твердості кілець і їх можна виготовляти з легких сплавів.

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.

3. Монтаж, змащування та ущільнення підшипників кочення

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.

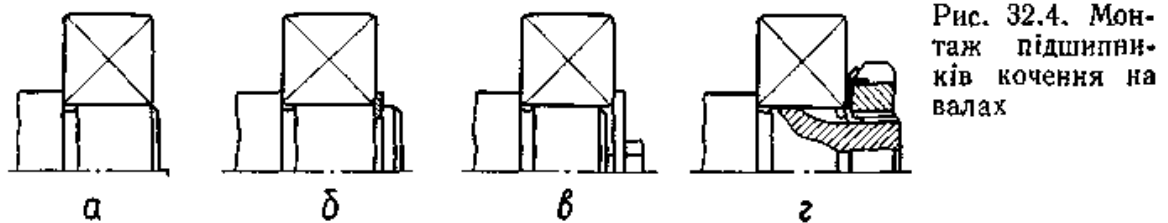
Забезпечення жорсткості та співвісності посадочних гнізд. Гнізда у корпусах, які призначені для розміщення в них зовнішніх кілець підшипників, повинні бути достатньо жорсткими, бо деформація посадочних поверхонь може спричинити заклинювання тіл кочення і передчасне руйнування підшипника.

Заклинювання може відбутись, коли не забезпечена співвісність посадочних гнізд у корпусі для двох опор вала або співвісність посадочних цапф вала.

У разі виникнення значних труднощів у забезпеченні співвісності посадочних гнізд (наприклад, при неможливості розміщення двох підшипників вала в єдиному жорсткому корпусі) використовують самоустановні сферичні підшипники. Такі підшипники застосовують також при великих поперечних прогинах осей та валів.

Монтаж підшипників кочення. Для осьового фіксування вала і сприймання опорою осьових навантажень обидва кільця підшипника фіксуються: внутрішнє кільце – на валу, зовнішнє – у корпусі опори.

На рис. 32.4 показані деякі характерні способи монтажу підшипників на валу.



Внутрішні кільця підшипників закріплюють на валах, використовуючи буртики вала і посадку з натягом (рис. 32.4, а), пружинні стопорні кільця (рис. 32.4, б), торцеві шайби (рис. 32.4, в) і круглі спеціальні гайки разом із стопорними шайбами (рис. 32.4, г). Такий монтаж підшипників на валах використовується для валів, що обертаються відносно нерухомого корпусу.

Монтаж підшипників кочення у нерухомому корпусі може здійснюватись за способами, показаними на рис 32.5

За потребою забезпечення осьового переміщення опори вала, наприклад для компенсації температурних деформацій вала, зовнішнє кільце підшипника не фіксується в осьовому напрямі в корпусі (рис. 32.5, а). Однобічна фіксація осьового положення вала може здійснюватись однобічним закріпленням зовнішнього кільця підшипника буртиком у гнізді корпусу або кришкою підшипника (рис. 32.5, б, в).

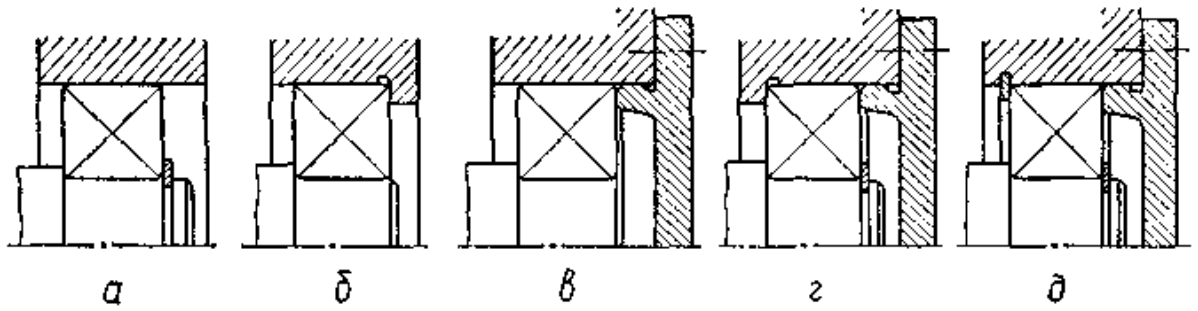
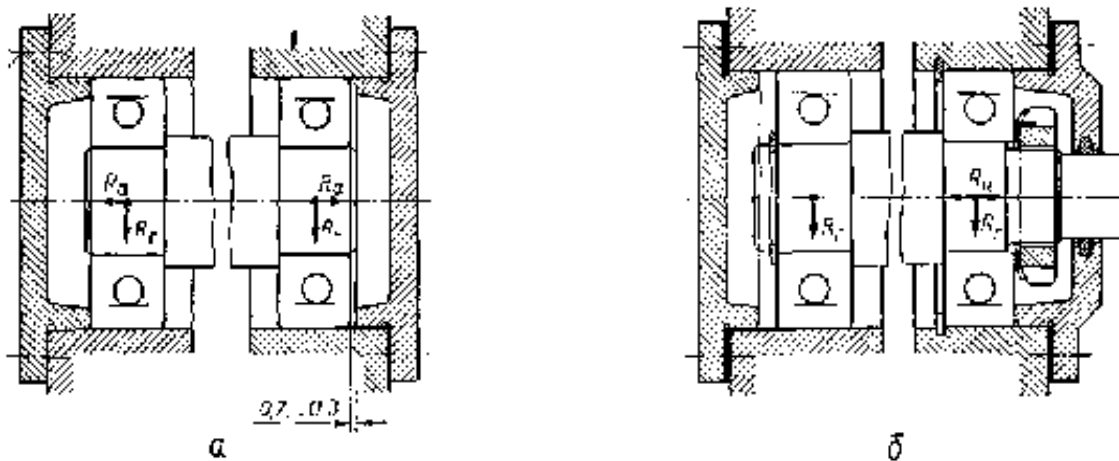


Рис. 32.5. Кріплення підшипників кочення у корпусі опори

Двобічне закріплення зовнішнього кільця в гнізді корпусу виконується за допомогою буртика або пружинного стопорного кільця та кришки підшипника (рис. 32.5, г, д). Існують також інші способи монтажу та фіксації підшипників кочення у гнізді корпусу.

Особливості монтажу підшипників двох опор вала у випадках використання радіальних, радіально–упорних та упорних підшипників.

Радіальні підшипники застосовують при радіальному навантаженні опор і деколи при незначному осьовому навантаженні (кулькові радіальні підшипники). На рис. 32.6, а зображено варіант розміщення вала на радіальних кулькових підшипниках, який використовується для коротких валів



Тут підшипники мають однобічну фіксацію зовнішніх кілець у двох опорах. Невеликий зазор 0,2 – 0,3 мм між зовнішнім кільцем та кришкою передбачають для запобігання заклинюванню тіл кочення при температурному видовженні вала.

Довгі вали розміщують на радіальних кулькових підшипниках за варіантом на рис. 32.6, б. У цьому варіанті внутрішні кільця двох підшипників мають двобічну фіксацію на валу, зовнішнє кільце одного з підшипників зафіксоване у

корпусі з двох боків, а зовнішнє кільце другого підшипника має можливість переміщуватись у корпусі в осьовому напрямі.

Цим можна запобігти заклинюванню підшипників при температурному видовженні вала. Фіксований із двох боків на валу та в корпусі підшипник сприймає радіальне і осьове навантаження, а вільно розміщений у гнізді корпусу підшипник (плаваюча опора) –тільки радіальне навантаження (напрями навантаження показані стрілками). Підшипник плаваючої опори повинен бути навантаженим меншою радіальною силою.

Схеми монтажу роликових радіальних підшипників в опорах валів залежать у значній мірі від конструктивних особливостей цих підшипників.

Радіально–упорні підшипники одночасно сприймають радіальне та осьове навантаження. Особливістю цих підшипників є те, що під час їхнього радіального навантаження виникає осьова сила, яка обумовлена кутом контакту α тіл кочення. Ця осьова сила заставляє вал зміщатись в осьовому напрямі. Щоб запобігти таким зміщенням, вали у більшості випадків слід розміщувати на двох радіально–упорних підшипниках, до того ж поставлених так, щоб осьові сили, які в них виникають, були направлені в протилежні боки (тобто з протилежним напрямом кутів контакту α).

На рис. 32.7 показані варіанти монтажу радіально–упорних кулькових та роликових підшипників в опорах валів. Для коротких валів застосовують варіанти монтажу «у розпір» (рис. 32.7, а) та «у розтяжку» (рис. 32.7, б).

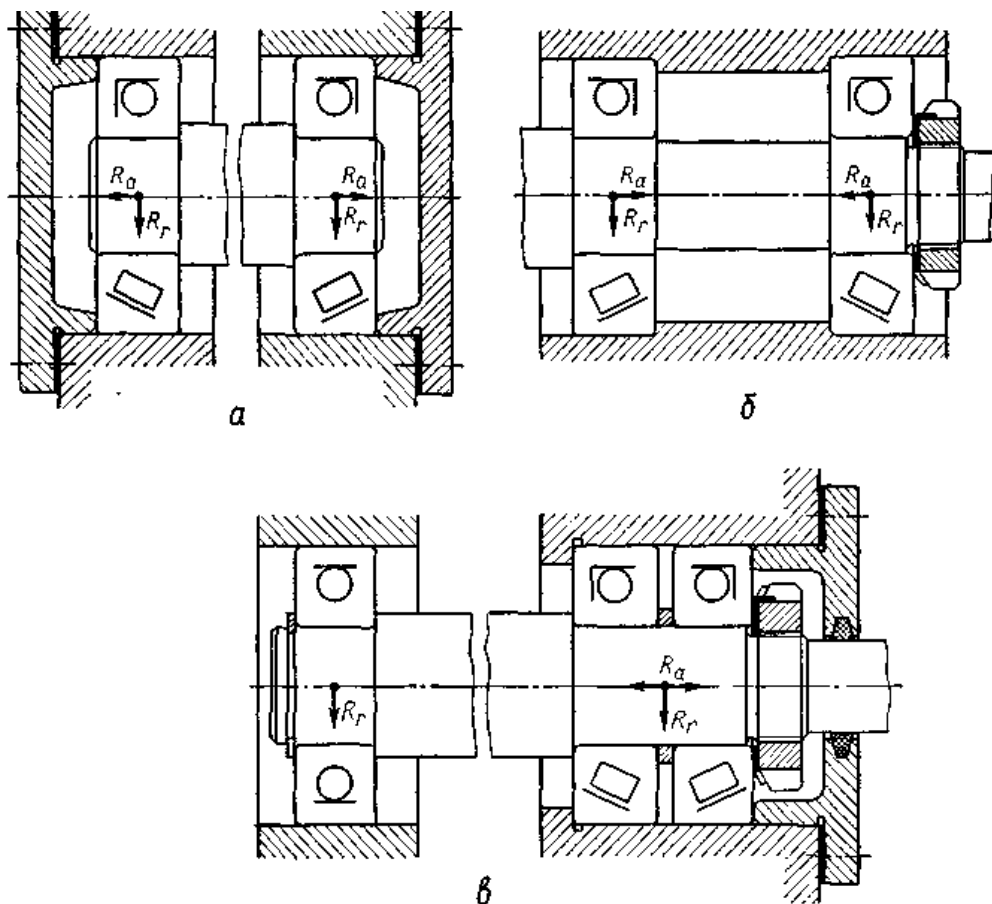


Рис. 32.7. Конструкції опор валів на радіально-упорних підшипниках

У цих варіантах кожне кільце двох підшипників має тільки одnobічну осьову фіксацію на валу і в гнізді корпусу опори.

Довгі вали, які навантажені радіальними та осьовими силами, розміщують на комбінованих опорах (рис. 32.7,в). Одна опора складається з двох радіально-упорних підшипників, поставлених «у розпір», і сприймає радіальне і двобічне осьове навантаження. Для другої опори вала може бути використаний радіальний підшипник (для сприймання тільки радіального навантаження) із можливістю осьового переміщення (плаваюча опора) при температурних видовженнях вала.

Радіально-упорні підшипники вимагають регулювання. Регулювання натягу підшипників здійснюють за допомогою набору прокладок між корпусом та кришкою (рис. 32.7, а, в) або за допомогою гайки на валу (рис. 32.7, б).

Упорні підшипники застосовують для сприймання тільки осьових навантажень вала. Одинарні упорні підшипники сприймають осьове навантаження в одному напрямі, а подвійні підшипники здатні сприймати двобічне осьове навантаження. Варіанти монтажу зображені на рис. 32.8, а, б.

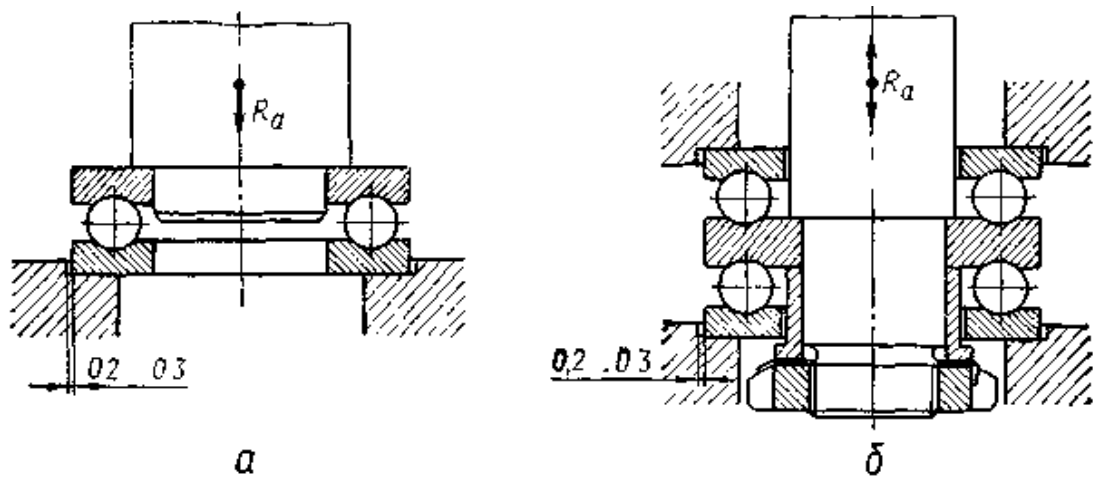


Рис. 32.8. Опори валів на упорних кулькових підшипниках

Інколи в одній опорі можна використовувати радіальний і упорний підшипники. У цьому випадку така комбінована опора вала здатна сприймати як радіальні, так і осьові навантаження.

Посадки підшипників кочення. Посадки кілець підшипників на вал і в гніздо корпусу залежать від режиму роботи, виду навантаження, типу підшипника та способу його регулювання. Розрізняють два основних види навантажень підшипників: циркуляційне і місцеве.

Циркуляційне навантаження, при якому кільце підшипника обертається щодо вектора дії сили, наприклад внутрішнє кільце підшипника, яке розміщене на валу із зубчастим колесом. Таке кільце ставлять на вал із натягом. У протилежному разі через зазор воно почне обкочуватись по цапфі, що спричинить її спрацьовування.

Місцеве навантаження, при якому кільце не обертається щодо вектора діючої сили. Таке навантаження здійснюється відносно зовнішнього кільця підшипника, який поставлений на вал із зубчастим колесом навантаженої передачі. У випадку місцевого навантаження кільця підшипників ставлять із невеликим зазором або малим натягом. Така посадка дозволяє кільцю під дією поштовхів та вібрацій періодично повертатись навколо своєї осі та вступати в роботу новим навантаженим ділянкам бігової доріжки.

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 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, N; при місцевому навантаженні (корпус не обертається) – Js7, H7, K6, M7.

Змащування підшипників кочення. Щоб зменшити тертя між тілами кочення, кільцями і сепаратором, захистити від корозії та підвищити герметизацію робочої зони підшипників кочення, їх періодично змащують.

Практичне застосування для змащування підшипників кочення мають рідкі мінеральні та пластичні мастила.

Рідкі мастила використовують за потребою мінімальних втрат на тертя і при підвищених робочих температурах підшипників. Чим більше навантаження на підшипник і вища температура, тим вищою повинна бути в'язкість мастила. Змащування підшипників рідкими мастилами може здійснюватись зануренням у мастильну ванну, розбризкуванням, мастильним туманом або краплинним способом. При змащуванні зануренням підшипників горизонтальних валів рівень мастила повинен бути не вище від центра нижнього тіла кочення.

Пластичні мастила закладають у підшипникові гнізда корпусів на 0,3–0,6 їхнього вільного об'єму і періодично поновлюють. Найдоцільніше використовувати пластичні мастила для підшипників, розміщених у важкодоступних місцях, підшипників, що працюють у забрудненому середовищі, та підшипників із коливним рухом малої амплітуди. Підвищена надійність захисту від забруднення пов'язана із заповненням пластичним мастилом зазорів і відповідно додатковим ущільненням опор валів.

При високих температурах для підшипників кочення застосовують тверді мастильні матеріали у розпиленому стані – графіт і дисульфід молібдену.

Ущільнення підшипників кочення. Щоб захистити підшипники кочення від забруднення та запобігти витіканню з них мастила, слід застосовувати в опорах валів ущільнювальні пристрої.

За принципом дії ущільнювальні пристрої (рис 32.9) поділяють на такі: контактні (манжетні та сальникові), що використовуються при низьких та середніх швидкостях; ущільнювальна дія забезпечується завдяки щільному контакту деталей пристрою; лабіринтні та щілинні, які застосовують у необмеженому діапазоні швидкостей; захист здійснюється завдяки підвищеному опору витікання мастила через вузькі щілини; відцентрові, які можуть бути використаними при середніх та високих швидкостях; принцип дії – відкидання відцентровими силами мастила та забруднюючих речовин, які попадають у підшипникові вузли; комбіновані, які поєднують два або більше розглянутих вище принципів дії.

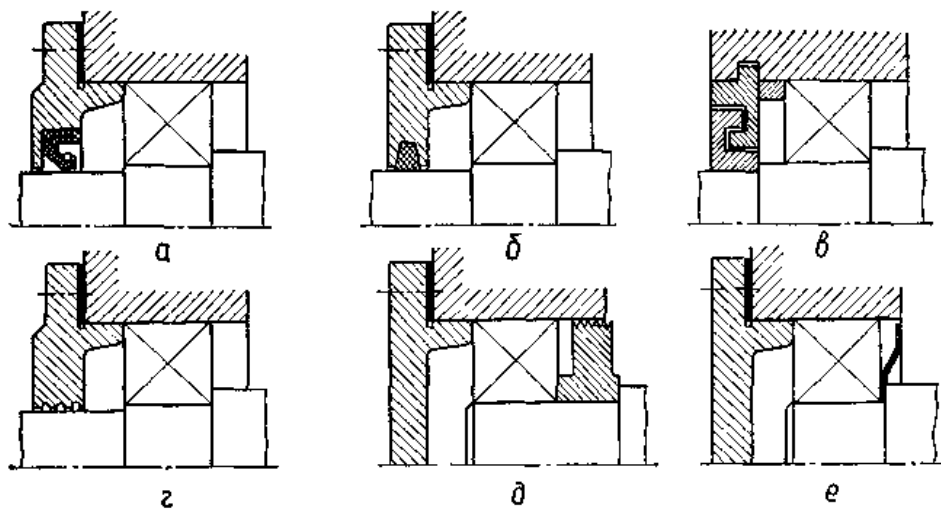


Рис. 32.9. Ущільнення підшипників у опорах

Манжетні ущільнення (рис. 32.9, а) виконують у вигляді кільцевих манжет, які встановлюють, наприклад, у кришку з натягом. Манжета притискається до вала під дією сил пружності самої манжети та спеціальної пружини. Манжетні ущільнення стандартизовані (ГОСТ 8752–79) і належать до досить надійних у роботі. Вони однаково можуть бути використаними як для рідких, так і для пластичних мастил при колових швидкостях поверхні вала до 10 м/с. Контактна з манжетою поверхня вала повинна бути полірованою.

Сальникові ущільнення (рис. 32.9, б) виконують у вигляді просочених у гарячому мастилі фетрових кілець, що розміщені з натягом у спеціальних кільцевих жолобах. Використовують сальникові ущільнення для рідких та пластичних мастил при швидкостях до 5 м/с на полірованих поверхнях валів.

Лабіринтні ущільнення (рис. 32.9, в) є найдосконалішими для роботи при високих швидкостях. Малі зазори 0,2–0,5 мм при роботі ущільнень в умовах низьких та середніх швидкостей заповнюють пластичним мастилом.

Щілинні ущільнення (рис. 32.9, г, д) виконують у вигляді кільцевих щілин із проточками. Щілини заповнюють пластичним мастилом і використовують для підшипникових вузлів, що працюють у чистому та сухому середовищі.

Ущільнення, робота яких базується на дії *відцентрової сили* (рис. 32.9, е), використовують як внутрішні ущільнення. Вони прості за конструкцією, але не забезпечують ущільнювальної дії при зупинках машини.

Комбіновані ущільнення застосовують при роботі опор із підшипниками кочення в умовах сильного забруднення або в агресивному середовищі.

4. Навантаження на тіла кочення. Види руйнувань і критерії розрахунку підшипників кочення

Навантаження на тіла кочення при радіальному навантаженні підшипників розподіляється нерівномірно (рис. 32.10). Навантаження сприймають тільки ті тіла кочення, що розміщені на дузі, яка не перевищує 180°.

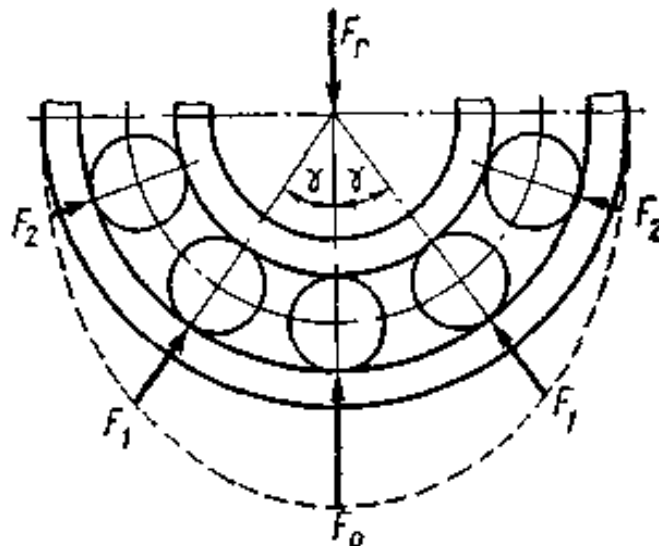


Рис. 32.10. Навантаження тіл кочення радіального підшипника

При симетричному розміщенні кульок відносно лінії дії радіального навантаження F_r за умовою рівноваги запишемо (рис. 32.10):

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma, \quad (1)$$

де $\gamma = 360^\circ/z$; z – число кульок.

У вираз (1) входять тільки ті члени, для яких кут $n\gamma < 90^\circ$.

За умови точності розмірів кульок та кілець і відсутності радіального зазора встановлено такі співвідношення:

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma; \quad F_2 = F_0 \cos^{3/2} 2\gamma; \dots; \quad F_n = F_0 \cos^{3/2} n\gamma. \quad (2)$$

Якщо F_1, F_2, \dots, F_n підставити у рівняння (1) та розв'язати його відносно F_0 , то

$$F_0 = F_r / (1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma) = F_r K.$$

Для довільного числа кульок у підшипнику коефіцієнт $K=4,37/z$. Якщо врахувати поправки на вплив радіального зазора та неточностей розмірів деталей підшипника, то

$$F_0 = 5F_r/z; \quad F_n = (5F_r/z) \cos^{3/2} n\gamma. \quad (3)$$

У радіально–упорних кулькових підшипниках сила на найбільш навантажену кульку більша, ніж у радіальних у відношенні $1/\cos \alpha$, тобто

$$F_0 = 5F_r/(z \cos \alpha), \quad (4)$$

де α – кут контакту тіл кочення (див. табл. 32.1).

Для упорних підшипників розрахункова сила на кульку

$$F_{0a} = 1,25F_a/z, \quad (5)$$

де F_a – осьове навантаження на підшипник; 1,25 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу сил між кульками.

Контактні напруги в деталях підшипників. При відомих $F_0, F_1 \dots F_n$ можна визначити контактні напруги в підшипнику. Розрахункові формули для відповідних випадків контакту можна знайти в довідниках. Ці формули не розглядаються, оскільки на практиці розрахунок (підбір) підшипників виконують не по напругах, а по навантаженнях.

В кожній точці поверхні контакту кілець або кульок контактні напруги змінюються по віднулевому циклу – мал. 16.15, де зображені напруги в точках а і b (див. мал. 32.10) при обертанні внутрішнього кільця. Період циклу напруг в

кожній точці бігових доріжок рівний часу переміщення чергової кульки в дану точку.

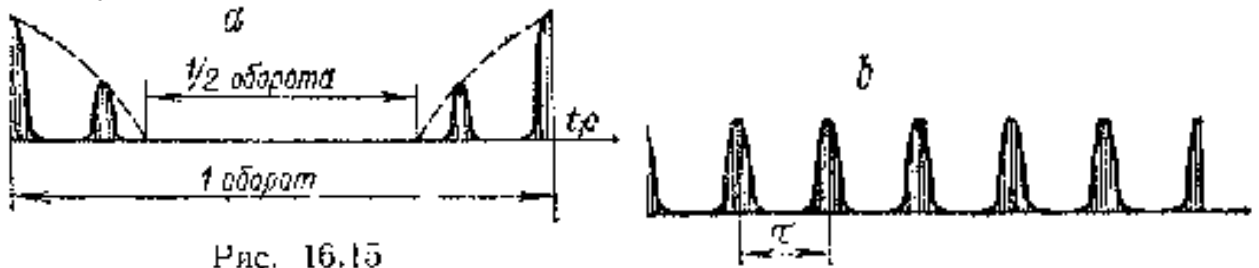


Рис. 16.15

Із змінними контактними напругами зв'язаний втомний характер руйнування робочих поверхонь деталей підшипника (викришування).

Опір утомленості підшипника залежить від того, яке з кілець обертається – внутрішньо або зовнішнє. Сприятливим є випадок обертання внутрішнього кільця (при цьому зовнішнє кільце нерухомо). При рівному навантаженні F_0 напруги в точці a кільця (див. мал. 16.14 більше, ніж напруги в точці b оскільки в точці a кулька соприкасається з опуклою, а в точці b з увігнутою поверхнею. В цих умовах рівне число циклів напруг викличе втомне руйнування перш за все в точці a . Для того, щоб зрівняти умови роботи кілець, необхідно зменшити число циклів напруг в точці a в порівнянні з точкою b . Таке зменшення і досягається при обертанні внутрішнього кільця, оскільки на половині обороту точка a розвантажується зовсім, а в більшій частині іншої половини навантажена не повністю (див. мал. 16.15).

Кінематика підшипника. Кулька в підшипнику скоює планетарний рух. На рис 16.16 зображений план швидкостей для випадку обертання внутрішнього кільця.

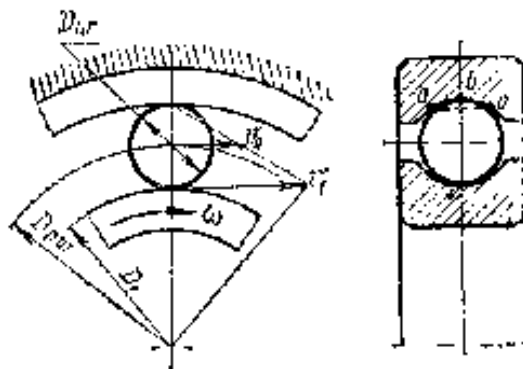


Рис. 16.16

Тут $v_1 = \omega D_1/2$; $v_0 = v_1/2$.

Кутова швидкість кульки навкруги своєї осі

$$\omega_{ш} = 2 (v_1 - v_0)/D_{\omega} = 0.5\omega D_1/D_{\omega}. \quad (6)$$

Кутова швидкість кульки навколо осі валу, або кутова швидкість сепаратора

$$\omega_c = 2v_0/D_{p\omega} = 0,5\omega D_1/(D_1 + D_{\omega}) \approx 0,5\omega. \quad (7)$$

Отже, сепаратор обертається в ту ж сторону, що і вал, з кутовою швидкістю, рівною приблизно половині кутової швидкості вала.

Формула дозволяє відзначити, що кутова швидкість сепаратора залежить від розмірів кульки. Чим більше D_w при постійному D_1 тим менше ω_c . При неточному виготовленні кульок великі з них гальмують, а менші прискорюють сепаратора. Між сепаратором і кульками можуть виникати значний тиск і сили тертя. З цим пов'язані знос кульок і сепараторів, збільшення втрат в підшипнику і випадки поломки сепараторів. Це обумовлює високі вимоги до точності виготовлення деталей підшипника і відповідність сепаратора як однієї з цих деталей.

Контакт кульки з кільцями здійснюється по деякій дузі aba . Швидкості точок a і b при коченні кульки різні. Якщо припустити, що в точці b немає ковзання, то воно буде в точці a . Таким чином в кулькових підшипниках разом з тертям качення спостерігається тертя ковзання. Це створює додатковий знос і втрати в кулькових підшипниках. В роликівих підшипниках всі точки контакту однаково віддалені від осі роликів. Тут спостерігається чисте кочення. Втрати і знос в роликівих підшипниках менші, ніж в кулькових.

Динаміка підшипника. Кожна кулька або ролик підшипника (рис. 16.17, а) притиснутий до зовнішнього кільця відцентровою силою $F_{цб} = m\omega_c^2 D_{p\omega}/2$.

де m – маса кульки або ролика.

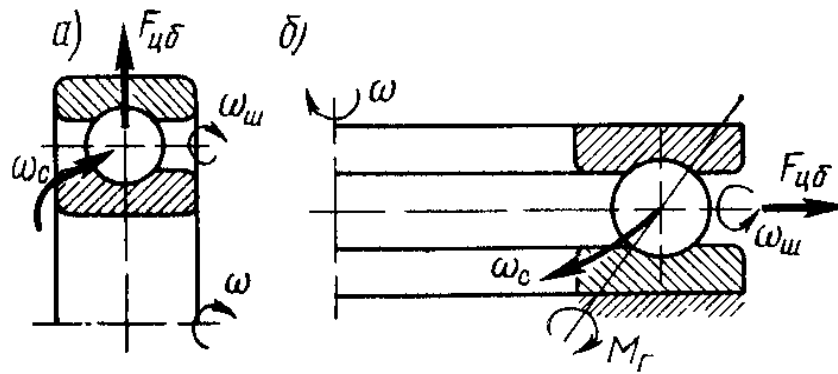


Рис. 16.17

Контактні напруги у зовнішнього кільця менше ніж у внутрішнього, тому додаткове навантаження відцентровими силами практично не впливає на працездатність підшипника. Це положення залишається справедливим тільки до деяких значень частот обертання, які вважаються нормальними для даного підшипника (див. приклади в табл. 16.2). У високошвидкісних підшипників вплив відцентрових сил зростає. Відцентрові сили несприятливі для упорних підшипників (рис. 16.17, б). Тут вони розклинують кільця і можуть тиснути на сепаратор – підвищуючи тертя та знос.

Окрім відцентрових сил на кульки упорного підшипника діє гіроскопічний момент, пов'язаний із зміною напрямку осі обертання в просторі (рис. 16.17, б):

$$M_{Г} = J\omega_{ш}\omega_{с}. \quad (8)$$

де J – момент інерції кульки щодо своєї осі. Під дією гіроскопічного моменту кулька прагне повернутися в напрямі, перпендикулярному напрямку кочення. Обертання можливо, якщо

$$M_{Г} > M_{Т} = FfD_{\omega} \quad (9)$$

де $M_{Т}$ – момент сил тертя між кулькою і кільцями; F – навантаження на кульку. Обертання кульок під дією $M_{Г}$ супроводиться додатковими втратами та зносом.

В радіальних підшипниках напрям осі обертання кульок або роликів в просторі не змінюється. Тому на них не діють гіроскопічні моменти. Радіально–упорні підшипники займають проміжне положення. Для них $M_{Г} = J\omega_{ш}\omega_{с}\sin\alpha$

де α – кут тиску (див. рис. 16.13).

Таким чином, шкідливий вплив динамічних факторів більше виявляється в упорних підшипниках. Тому допустимі частоти обертання для упорних підшипників значно нижче, ніж для радіальних і радіально–упорних. При високих частотах обертання упорні підшипники рекомендують замінювати радіально–упорними.

Змащування підшипників. Мастило істотно впливає на довговічність підшипників. Вона зменшує тертя, знижує контактні напруги, захищає від корозії, сприяє охолодженню підшипника. Для змащування підшипників кочення застосовують пластичні (густі) мазі і рідкі масла. Рідке мастило більш ефективно для охолодження і зменшення втрат. Необхідна кількість мастила для підшипників кочення дуже невелика. Зайва кількість мастила тільки погіршує роботу підшипника. Наприклад якщо сепаратора занурити в масло, то воно перешкоджатиме його вільному обертанню, збільшуються втрати і нагрів підшипника. Підшипникові вузли необхідно ретельно захищати від попадання пилу і бруду. В протилежному випадку довговічність підшипників різко знижується.

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 перекося кілець і заклинювання підшипника.

Руйнування сепараторів – результат дії відцентрових сил та навантаження сепаратора з боку 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.

Розрахунок підшипників кочення базують на двох критеріях – за умовою запобігання появі залишкових деформацій (розрахунок на статичну вантажність) і за умовою запобігання появі ознак втомного руйнування робочих поверхонь протягом розрахункового строку служби (розрахунок на динамічну вантажність).

5. Підбір підшипників кочення за статичною та динамічною вантажністю

Підбір підшипників за статичною вантажністю. Підшипники кочення вважають статично навантаженими тоді, коли кутова швидкість рухомого кільця підшипника не перевищує 0,1 рад/с (або частота обертання не більша за 1 хв⁻¹). Підбір таких підшипників здійснюється за умовою

$$R_0 < C_0, \quad (10)$$

де R_0 – розрахункове статичне навантаження на підшипник; C_0 – базова статична вантажність (наводиться у каталогах для кожного типорозміру підшипників).

Базова статична вантажність – це таке статичне навантаження на підшипник (радіальне – для радіальних і радіально–упорних підшипників, центральне осьове – для упорних і упорно–радіальних підшипників), якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і кілець у найбільш навантаженій точці їхнього контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

Розрахункове статичне навантаження на підшипник визначають за формулою

$$R_0 = X_0 R_r + Y_0 R_a, \quad (11)$$

де R_r , R_a – радіальне та осьове навантаження на підшипник відповідно, Н;
 X_0 , Y_0 – коефіцієнти радіального та осевого статичного навантаження відповідно. Якщо у розрахунках виявиться, що $R_0 < R_r$, то треба брати $R_0 = R_r$

Якщо умова для вибраного за діаметром цапфи вала підшипника не виконується, то слід орієнтуватись на підшипники більш важких серій.

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 сприймати протягом одного мільйона обертів при безвідказній роботі 90 %.

На основі експериментальних досліджень була встановлена залежність між навантаженням на підшипник та його довговічністю:

$$L = a_1 a_{23} (C_r / R)^p. \quad (12)$$

тут L – довговічність підшипника до появи ознак втоми, млн об;

a_1 і a_{23} – коефіцієнти; C_r – базова динамічна вантажність; R – розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник; p – показник степеня, який згідно з результатами експериментів для кулькових підшипників дорівнює 3, а для роликових підшипників – 10/3.

Базова динамічна вантажність C_r для всіх підшипників кочення наводиться в каталогах. Підбір підшипників кочення за динамічною вантажністю зводиться до визначення їхньої довговічності в конкретних умовах роботи.

Якщо відома кутова швидкість ω , рад/с, рухомого кільця підшипника, то за добутих із формули (12) значенням L довговічність L_h , год, можна визначити за співвідношенням

$$L_h = 10^6 \pi L / (1800 \omega) = 1745 L / \omega. \quad (13)$$

Потрібна довговічність підшипників L_h визначається строком служби машини між капітальними ремонтами. В машинобудуванні беруть $L_h = (3000 \dots 50\,000)$ год.

Стандарти запроваджують довговічність підшипників: $L_h = 10\,000$ год для зубчастих редукторів; $L_h = 5000$ год для черв'ячних редукторів.

Коефіцієнти a_1 і a_{23} у формулі (8) уведені за рекомендацією ISO.

Коефіцієнт a_1 враховується в 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 %-й; $a_1 = 0,33$ 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.

6. 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 радіальні кулькові та радіально–упорні кулькові і роликові підшипники визначається за залежністю

$$R = (XVR_r + YR_a)K_6K_T$$

Розрахункове еквівалентне навантаження знаходять за більш простими формулами: для радіальних кулькових та роликових підшипників, не навантажених осьовою силою ($R_a = 0$ і $X = 1$),

$$R = VR_rK_6K_T; \quad (14)$$

для упорних кулькових та роликових підшипників ($R_r = 0$; $V = 1$)

$$R = R_aK_6K_T \quad (15)$$

для упорно–радіальних кулькових та роликових підшипників

$$R = (XR_r + YR_a)K_6K_T \quad (16)$$

У формулах (15)...(16) взяті такі позначення:

R_r , R_a – радіальне та осьове зовнішні навантаження на підшипник відповідно;

X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно;

V –коефіцієнт обертання ($V = 1$ – якщо 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 перевантаженнях 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_r і параметра осьового навантаження e (табл. 32.2). Це пов'язано з тим, що через наявність радіального зазора в підшипнику при відсутності осьового навантаження має місце підвищена нерівномірність навантаження тіл кочення. Зі збільшенням осьового навантаження при постійному радіальному відбувається зменшення зазора і навантаження на тіла кочення розподіляється

більш рівномірно. Для деякого значення $R_a / (VR_r) = e$ це компенсує у однорядних підшипниках збільшення загального навантаження на підшипник із ростом осьової сили R_a . Тому значення X і Y різні при $R_a / (VR_r) \leq e$ і $R_a / (VR_r) > e$. В однорядних підшипниках при $R_a / (VR_r) \leq e$ розрахунок ведеться на дію одного радіального навантаження, тобто беруть $X = 1$ і $Y = 0$.

Параметр осьового навантаження e для кулькових (радіальних і радіально–упорних типу 36000) підшипників вибирають залежно від відношення R_a / C_0 (табл.). Для інших типів підшипників параметр e безпосередньо беруть у каталозі.

Осьові навантаження R_a на радіальні кулькові підшипники беруть рівними зовнішнім осьовим силам F_a , що діють на вал.

Осьові навантаження R_a на радіально–упорні підшипники визначають за зовнішньою осьовою силою F_a , що діє на вал, і осьовими складовими F_{s1} та F_{s2} , що виникають у двох опорах вала при радіальному навантаженні їх.

Осьову складову силу F_s , що виникає при радіальному навантаженні радіально–упорного підшипника, знаходять із залежностей: $F_s = eR_r$ – для кулькових підшипників; $F_s = 0,83 eR_r$ – для роликів конічних підшипників.

Оскільки для підшипників типу 36000 параметр e залежить від відношення R_a / C_0 , для визначення R_a параметр e можна обчислити за такою формулою:

$$Ige = (\lg (R_r / C_0) - 1,144) / 4,729. \quad (17)$$

Розрахункові осьові навантаження R_{a1} і R_{a2} на радіально–упорні підшипники двох опор вала визначають залежно від схеми розміщення радіально–упорних підшипників (рис 32.7, а, б) та напряму зовнішньої осьової сили F_a . Для двох радіально–упорних підшипників опор вала повинні зберігатись умови: $R_{a1} \geq F_{s1}$; $R_{a2} \geq F_{s2}$. З урахуванням цих умов та умов рівноваги вала $F_a - R_{a1} + R_{a2} = 0$ знаходять розрахункові осьові навантаження R_{a1} та R_{a2} .

Підшипники кочення, що працюють при змінних режимах навантаження, можна підбирати за розрахунковим еквівалентним навантаженням R_E , яке

дорівнює силі, що спричинює такий же ефект втоми підшипника, як і весь комплекс діючих за розрахунковий строк служби навантажень.

Еквівалентне навантаження визначають за формулою

$$R_E = \sqrt[3]{(R_1^3 \cdot L_1 + R_2^3 \cdot L_2 + \dots + R_n^3 \cdot L_n) / L} = \sqrt[3]{\sum R_i^3 \cdot (L_i / L)}, \quad (18)$$

де R_i – еквівалентне навантаження на підшипник протягом строку L_i , L – загальний строк служби підшипника. Залежність (15) перепишемо у вигляді

$$R_E = \sqrt[3]{\sum R_i^3 \cdot (L_i / L)} = R \cdot \sqrt[3]{\sum (R_i / R)^3 \cdot (\omega_i / \omega) \cdot (L_i / L)}; \quad R_E = K_E R, \quad (19)$$

де R – розрахункове еквівалентне навантаження, що визначається за формулами (10)...(13) згідно з максимальними тривало діючими силами R_r та R_a ;

K_E – коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження підшипників

$$K_E = \sqrt[3]{\sum (R_i / R)^3 \cdot (\omega_i / \omega) \cdot (L_i / L)} = \sqrt[3]{K_{HE}}. \quad (20)$$

Для типових режимів навантаження машин (рис. 2.3) та постійного швидкісного режиму роботи підшипників коефіцієнт інтенсивності K_E бере такі значення (табл. 4.1): $K_E = 1$ – для режиму П; $K_E = 0,80$ – для режиму В; $K_E = 0,63$ – для режиму СР; $K_E = 0,57$ – для режиму СН і $K_E = 0,40$ – для режиму Л.

Наведені значення коефіцієнтів інтенсивності K_E можуть бути використані за умови, що відбувається пропорційна зміна радіального R_r та осьового R_a навантажень на підшипники із зміною режиму навантаження машини. Таке явище має місце, у підшипниках кочення валів зубчастих передач.

7. Рекомендації щодо вибору підшипників кочення

Для опор валів циліндричних зубчастих передач перевагу слід надавати радіальним кульковим підшипникам як найдешевшим та простим в експлуатації, їх успішно застосовують для опор валів, де осьове навантаження становить менше 35 % від сумарного радіального ($F_a / (V R_r) \leq 0,35$). Якщо

відношення $F_a/(VR_s) > 0,35$, то рекомендується використовувати інші типи підшипників, наприклад кулькові радіально–упорні, але їх вибір повинен бути обґрунтованим. Початкове слід орієнтуватись на підшипники легкої серії. Якщо ж розрахункова довговічність виявиться недостатньою, то беруть підшипники середньої серії.

Конічні та черв'ячні колеса повинні бути точно і жорстко зафіксовані в осьовому напрямі. Кулькові радіальні підшипники мають малу осьову жорсткість. Тому у силових передачах для опор валів конічних та черв'ячних коліс використовують роликові конічні підшипники, переважно при значних динамічних навантаженнях та високих короткочасних перевантаженнях.

Опори черв'яка в силових черв'ячних передачах навантажені значними осьовими силами. Це вимагає застосування конічних роликових підшипників, здатних сприймати великі осьові навантаження. При довгочасній неперервній роботі черв'ячної передачі, з метою зменшення її нагрівання, для опор черв'яка використовують також кулькові радіально–упорні підшипники зі збільшеним кутом контакту тіл кочення типів 46 000 і 66000.

Під час вибору підшипників кочення слід враховувати їхні граничні швидкості обертання. З ростом швидкості обертання різко зменшується довговічність підшипників кочення, збільшується температура в навантаженому контакті тіл кочення і кілець. Зростають при цьому втрати на тертя між тілами кочення та сепаратором і буртиками кілець. З ростом швидкості обертання збільшується ймовірність відказів, пов'язаних із руйнуванням сепараторів.

Щоб забезпечити потрібну надійність, у каталогах підшипників зазначені граничні частоти обертання або кутові швидкості з урахуванням виду мастила (рідке чи пластичне).

Гранична швидкохідність підшипників кочення оцінюється умовним швидкісним параметром $d_m \omega$ – добутком діаметра кола центрів тіл кочення і кутової швидкості внутрішнього кільця, який залежить від типу підшипника, точності, конструкції сепаратора та виду мастила. Найбільші допустимі значення швидкісного параметра у кулькових підшипників із текстолітовими

або масивними металевими сепараторами $[d_m\omega] \approx 9 \cdot 10^4$ мм·рад/с. Далі йдуть радіальні підшипники з короткими циліндричними роликами $[d_m\omega] \approx 5 \cdot 10^4$ мм·рад/с. Значно менше значення допустимого швидкісного параметра для роликкових конічних підшипників $[d_m\omega] \approx 3.5 \cdot 10^4$ мм·рад/с

ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

1. Загальні відомості

Підшипники ковзання – це елементи опор валів і осей, поверхня цапфи яких взаємодіє через шар мастила з охоплюючою нерухомою поверхнею підшипника. Робота підшипників ковзання без спрацьовування поверхонь цапфи вала і підшипника можлива лише при розділенні цих поверхонь шаром мастила достатньої товщини. Наявність шару мастила між робочими поверхнями може бути забезпечена надлишковим тиском, який буває гідродинамічним, що створюється при обертанні цапфи, або гідростатичним, що виникає внаслідок подачі мастила помпою. Основне практичне застосування мають підшипники з гідродинамічним змащуванням.

Підшипники ковзання в 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 та осей, до яких ставляться високі вимоги щодо точності монтажу і забезпечення постійного положення осі обертання;
- в) для валів великого діаметра через відсутність стандартних підшипників кочення;
- г) у випадках, коли підшипники машини повинні бути роз'ємними (наприклад, для опор колінчастих валів);
- д) при роботі підшипників у воді або агресивному середовищі, де підшипники кочення нероботоздатні;

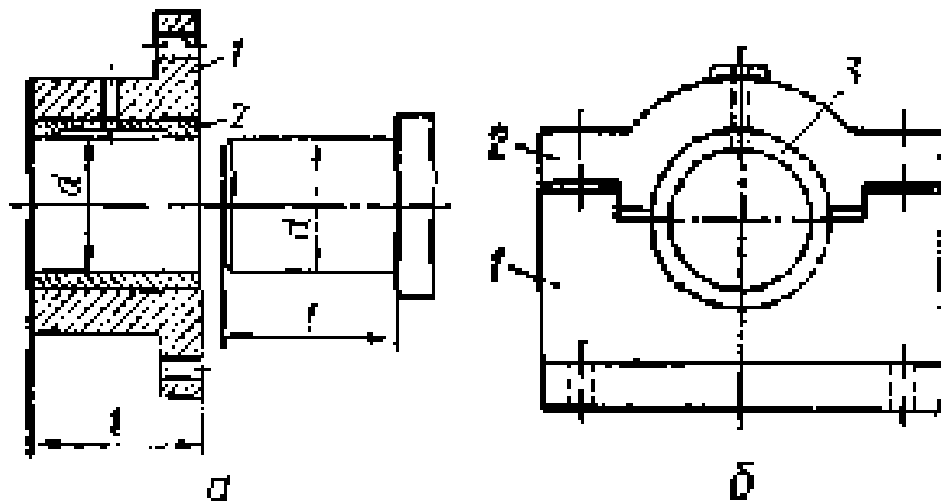
е) при потребі малих діаметральних розмірів, наприклад для близько розміщених паралельних валів;

є) для тихохідних валів та осей 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 та осей, що працюють у підшипниках ковзання, повинні мати високу якість поверхні для того, щоб запобігти прискореному спрацюванню підшипника та цапфи.

2. Конструкції та матеріали підшипників ковзання

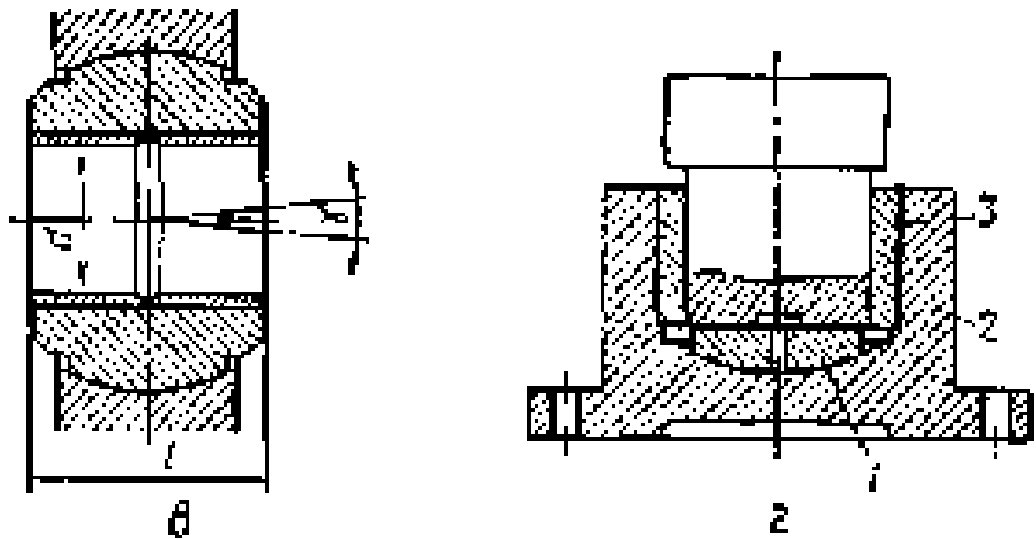
У найпростішому вигляді (рис. 33.1, а) підшипник ковзання складається з корпусу 1 та вкладиша 2, який розміщується і фіксується у корпусі. Взаємодія опорної цапфи вала з підшипником відбувається через вкладиш та шар мастила між їхніми поверхнями. Для подачі мастила у корпусі і у вкладиші підшипника передбачається спеціальний отвір. Підшипник ковзання рис.33.1,а є жорстким нероз'ємним підшипником.



Конструкції роз'ємного підшипника ковзання рис.33.1,б складається з корпусу 1, кришки 2 та вкладиша 3. Кришка до корпусу кріпиться за допомогою болтів. Роз'ємні підшипники зручні при монтажі валів та осей і допускають регулювання зазорів у підшипнику зближенням кришки і корпусу.

Тому переважне застосування мають роз'ємні підшипники ковзання. Для правильної роботи підшипника площина його роз'єму повинна бути виконаною перпендикулярно до напрямку навантаження, яке сприймає підшипник. Щоб усунути бокові зміщення кришки щодо корпусу, площину роз'єму підшипника здебільшого слід виконувати ступінчастою.

Якщо виникають значні прогини валів або неможливо виконати точний монтаж, то використовують самоустановні підшипники ковзання (рис. 33.1, в). Корпус такого підшипника має сферичну опорну поверхню, яка дозволяє самовстановлюватись підшипнику у межах кута $\gamma = 7...8^\circ$.



Застосування самоустановних підшипників дозволяє забезпечити рівномірне навантаження вкладиша по його довжині. Конструкції підшипників ковзання здатні сприймати тільки радіальне навантаження. Існують також підшипники ковзання, які призначені для сприймання осьового або осьового та радіального навантаження одночасно (рис. 33.1, г). Підшипники ковзання, що сприймають осьове навантаження, називають підп'ятниками, а елементи валів, що працюють у таких підшипниках, називають п'ятами. На рис 33.1, г підп'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 (рис. 33.1) 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 $\Delta = (0,1 \dots 0,2) d$.

Згідно з гідродинамічною теорією змащування рідинне тертя у підшипнику ковзання може розвиватись тільки в зазорі, що звужується в напрямі відносної швидкості цапфи вала. Такий зазор називають клиновим.

У радіальних підшипниках ковзання клинова форма зазора властива самій конструкції підшипника. Вона утворюється за рахунок зміщення центрів цапфи вала і вкладиша (рис. 33.2, а). Однак тут центрування вала може бути недостатнім, а при високих швидкостях обертання можливе виникнення вібрацій вала.

У підшипниках ковзання швидкохідних навантажених валів, а також у підшипниках з великою несучою здатністю для запобігання вібрацій валів використовують самоустановні сегментні вкладиші (рис. 33 2, б), які завдяки утворенню у підшипнику кількох зазорів клинової форми забезпечують стійку роботу підшипників. Поряд із безвібраційною роботою перевагою підшипників із сегментними вкладишами є можливість самоустановлюватись, що запобігає появі кромкового контакту цапфи та підшипника.

Для зображених на рис. 33.2, в, г підшипників зазор клинової форми може бути отриманий використанням однобічних скосів у радіальних рівцях при нереверсивному і двобічних скосів – при реверсивному обертанні вала.

Найвідповідальнішою деталлю у підшипнику ковзання є вкладиш, який безпосередньо сприймає навантаження. Матеріал вкладишів повинен бути стійким проти спрацьовування 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.

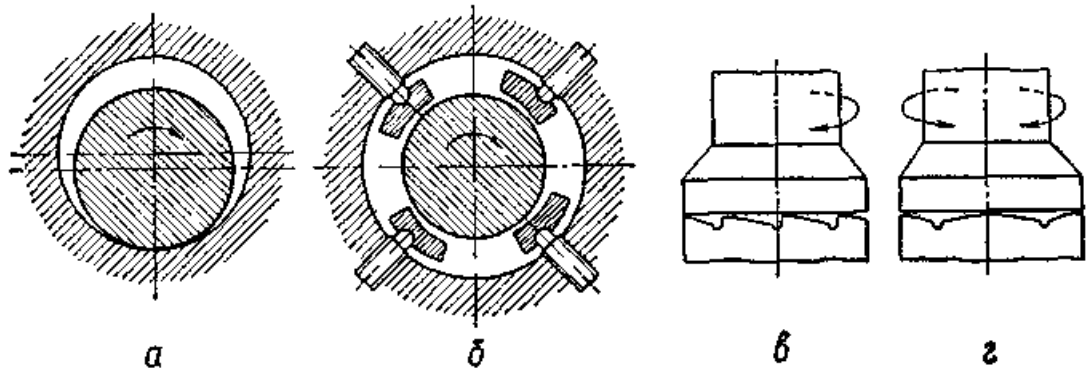


Рис. 33.2. Конструктивні особливості підшипників ковзання

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.

Вкладиші виготовляють із різних матеріалів: чавуну, сплавів кольорових металів, спечених матеріалів, графіту та синтетичних матеріалів.

Чавун (сірий і антифрикційний) придатний для вкладишів при невисоких безударних навантаженнях та низьких колових швидкостях. Потрібне припрацьовування чавунних вкладишів на холостих режимах роботи.

До кольорових антифрикційних сплавів належать бронзи, латуні, бабіти, алюмінієві сплави.

Бронзи з вмістом олова БрОЮФІ та ін. мають високі антифрикційні властивості і їх використовують в умовах високих тисків та швидкостей. При змінних та ударних навантаженнях високу стійкість має свинцева бронза БрСЗО, яка використовується у підшипниках двигунів внутрішнього згорання. Широко розповсюджені також більш дешеві безолов'яні бронзи, наприклад БрА9ЖЗА.

Латуні ЛКС80–3–3, ЛМцЖ52–4–1 та ін. ефективні при порівняно високих навантаженнях, але низьких колових швидкостях.

Бабіти використовують для нанесення на робочі поверхні чавунних або бронзових вкладишів. Високоолов'яні бабіти, (Б83), використовують при дуже високих швидкостях та тисках. За антифрикційними властивостями бабіт перевершує всі інші сплави, але за механічною міцністю значно поступається

чавуну та бронзі. Негативною властивістю бабіту є крихкість та його висока вартість.

З алюмінієвих сплавів найперспективнішими є алюмінієво–олов'яні антифрикційні сплави АО9–2, АО9–1 та ін. Вони мають високу втомну міцність і здатні працювати протягом значного часу в умовах недостатнього змащування. Ці сплави застосовують у підшипниках потужних двигунів внутрішнього згорання.

Спечені матеріали мають у своїй основі мідний або залізний порошок. Вклади–ші, які виготовляють пресуванням та спіканням при високій температурі порошка із добавкою графіту, мають порувату структуру і можуть працювати довший час без подачі мастила за рахунок їхнього попереднього просочування рідким мастилом.

Неметалеві матеріали (гума, тверді породи дерева та пластмаси) значно розповсюджені як підшипникові матеріали, що пов'язано з їхніми високими антифрикційними властивостями в парі із сталеву цапфою вала, їх важливою перевагою є можливість роботи при змащуванні водою. Серед пластмас для вкладишів підшипників використовують текстоліти, ДШП, поліаміди (капрон, фторопласт–4) та ін. Поліаміди у більшості випадків наносять тонким шаром на металеві вкладиші і завдяки цьому в значній мірі поліпшують умови відведення теплоти. Оскільки пластмаси мають достатню пружність, виготовлені з них вкладиші підшипників можуть сприймати ударні навантаження та дещо компенсувати перекоси цапфи вала.

3. Змащування підшипників ковзання

Для змащування підшипників ковзання застосовують рідкі, пластичні та тверді мастильні матеріали.

Основним мастильним матеріалом є рідкі мастила, бо вони рівномірно розподіляються на поверхнях тертя, мають мале внутрішнє тертя і задовільно працюють у широкому діапазоні температур. Переважне застосування знаходять мінеральні мастила, які є продуктом переробки нафти. Рослинні (льняне, рицинове та ін.) і тваринні мастила мають високі мастильні

властивості, але вони дорогі і тому використовуються лише у спеціальних випадках.

Важливими властивостями мастил, які визначають їхню мастильну здатність, є в'язкість (при роботі в умовах рідинного тертя) та маслянистість (при роботі без рідинного тертя).

В'язкість – властивість чинити опір при зсуві одного шару рідини щодо іншого.

Маслянистість – здатність мастильного матеріалу до утворення та утримування на поверхнях тертя деталей тонких плівок.

Із мінеральних мастил широко застосовують такі, як індустриальне, турбінне, авіаційне, циліндрове та ін.

Як рідке мастило інколи використовують і воду (наприклад, для підшипників гребних гвинтів, водяних pomp і т. д.). В'язкість води низька, а теплоємність у 2,0–2,5 рази більша, ніж мінеральних мастил. Тому теплоутворення у підшипниках, змащуваних водою, незначне, а тепловіддача велика. Суттєвим недоліком водяного змащування є небезпека корозії, що вимагає використання спеціальних матеріалів для валів.

Пластичні мастила виготовляють згущуванням рідких мінеральних мастил кальцієвими або натрієвими милами. У першому випадку дістають *солідоли*, а у другому – *консталіни*. Пластичні мастила добре герметизують підшипники і допускають підвищені тиски. У порівнянні з рідкими мастилами внутрішнє тертя (в'язкість) у них більш високе. Солідоли використовують при температурах до 60–80 °С. Їхньою перевагою є вологостійкість. При температурах (до 110–120 °С) використовують натрієві мастила: мастило жирове 1–13, консталін жировий, консталін синтетичний. Існують універсальні пластичні мастила, які добре працюють у широкому діапазоні температур; мастило УНІОЛ, при 150–160 °С.

Із твердих мастильних матеріалів в основному застосовують колоїдний (високодисперсний) графіт та двосірчаний молібден (дисульфід молібдену). Тверді мастила використовують в умовах, коли рідкі та пластичні мастила нероботоздатні (низька або висока температура, вакуум, агресивне

середовище), а також у тихохідних відкритих підшипниках, що працюють при високих тисках, де важко утримати рідке чи пластичне мастило.

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.

Звичайно подача мастила здійснюється у зону найменшого тиску у підшипнику ковзання. Розподіл мастильного матеріалу у підшипниках досягається за допомогою мастильних рівців на робочій поверхні їхніх вкладишів у ненавантаженій зоні.

4. Роботоздатність і режим рідинного тертя у підшипниках ковзання.

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 підшипнику 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 мастильною 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 все навантаження. При рідинному терті досягається стійкість проти спрацювання та заїдання підшипника.

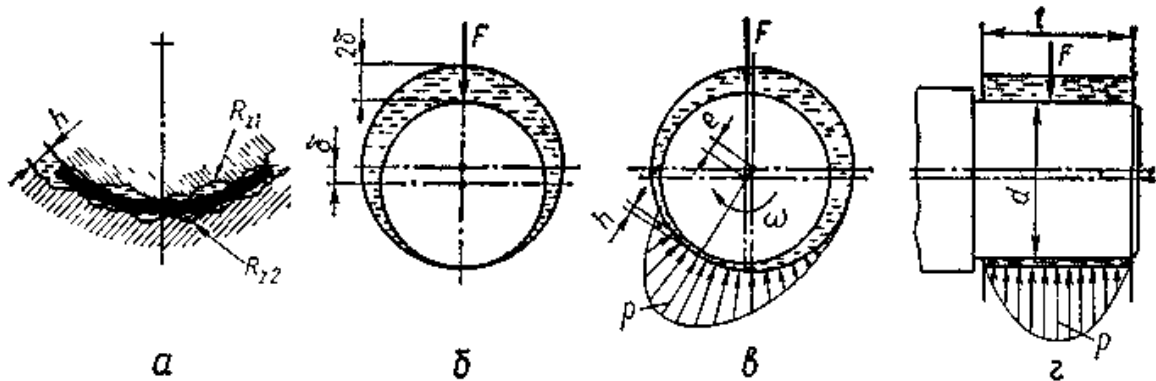


Рис. 33.3. До розрахунку підшипників рідинного тертя

Підшипники ковзання тихохідних механізмів, машин із частими пусками та зупинками під навантаженням, із ненадійним забезпеченням подачі мастила, в яких виникає граничне тертя, розраховують за умовними критеріями, які базуються на досвіді конструювання та експлуатації подібних конструкцій підшипників ковзання.

Умови утворення режиму рідинного тертя у підшипниках ковзання. Під час рідинного тертя робочі поверхні цапфи вала і вкладиша підшипника розділені шаром мастила (рис. 33.3, а), товщина h якого більша суми висот нерівностей поверхонь цапфи R_{z1} та вкладиша R_{z2}

$$h > R_{z1} + R_{z2}. \quad (21)$$

Якщо записана умова виконується, що шар мастила сприймає зовнішнє навантаження, не допускаючи при цьому безпосереднього дотикання робочих поверхонь підшипника. Критичне значення товщини шару мастила, при якому порушується режим рідинного тертя, беруть

$$h_{кр} = (1,5 \dots 2,0) (R_{z1} + R_{z2}). \quad (22)$$

На рис. 33,3, б схематично зображена цапфа вала у заповненому мастилом підшипнику. Якщо вал не обертається, то під дією радіальної сили F цапфа зміщена на радіальний зазор і дотикається до вкладиша підшипника. При цьому між цапфою та вкладишем утворюється зазор клинової форми.

Під час обертання вала (рис. 33.3, в) мастило за рахунок сил тертя починає втягуватись у клиновий зазор і при деякій кутовій швидкості вала $\omega > \omega_{кр}$ цапфа спливає в мастилі і дещо зміщається в бік обертання. Із збільшенням кутової швидкості збільшується і товщина h мастильного шару, а центр цапфи наближається до центра вкладиша. Якщо $\omega \rightarrow \infty$, то відстань між центрами $e \rightarrow 0$. Повного збігання центрів цапфи і вкладиша бути не може, оскільки при цьому порушується клинова форма зазора як одна з умов режиму рідинного тертя.

Зовнішнє навантаження F на вал зрівноважується гідродинамічним тиском p у мастильному шарі, який розподіляється нерівномірно згідно з епюрами рис.33,3, в, г.

Дослідженнями встановлено, що у підшипниках ковзання з певними параметрами товщина шару мастила у навантаженій зоні зростає зі збільшенням в'язкості мастила та кутової швидкості цапфи і зменшується зі збільшенням навантаження F . Щоб досягти режиму рідинного тертя, потрібні такі умови:

- а) наявність між поверхнями ковзання зазора клинової форми;
- б) неперервне заповнення зазора мастилом відповідної в'язкості;
- в) швидкість відносного руху поверхонь повинна бути такою, щоб розвинутий гідродинамічний тиск зрівноважив зовнішнє навантаження.

5. Розрахунки підшипників ковзання

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 $p v_s$. Відповідно розрахункові умови записують у такому вигляді:

$$p = F/(dl) \leq [p]; \quad (23)$$

$$p v_s \leq [p \cdot v_s.], \quad (24)$$

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 експлуатації підшипників ковзання з різними матеріалами вкладишів і наведені у табл.

Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя. Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя базується на тому, що шар мастила між цапфою та вкладишем повинен сприймати все радіальне навантаження F , а його розрахункова товщина h повинна бути більшою від критичної товщини $h_{кр}$ за виразом (22). Тому запишемо розрахункову умову

$$S_h = h / h_{кр} > [S]_h. \quad (25)$$

де S_h – коефіцієнт запасу надійності підшипника за товщиною мастильного шару, $[S]_h = 1,5...2$ – його допустиме значення. Критичне значення товщини шару мастила $h_{кр}$ беруть із розрахунку, що висота нерівностей поверхні цапфи повинна бути $R_{z1} \leq 3,2$ мкм, а висота нерівностей робочої поверхні вкладиша – $R_{z2} \leq 6,3$ мкм.

Розрахункову товщину h шару мастила в підшипнику (рис. 33,3, в) визначають за формулою

$$h = \delta - e = \delta (1 - \chi), \quad (26)$$

де $\chi = e/\delta$ – відносний ексцентриситет, який визначає положення цапфи у підшипнику при режимі рідинного тертя. Цей параметр вибирають за графіками залежно від коефіцієнта навантаженості підшипника Φ та відношення l/d .

Коефіцієнт навантаженості підшипника – це параметр, який характеризує несучу здатність підшипника ковзання при певних

співвідношеннях його розмірів, кутовій швидкості вала та в'язкості мастила. Його визначають за формулою

$$\Phi = F \cdot \psi^2 / (\mu \cdot \omega \cdot l \cdot d) = p \cdot \psi^2 / (\mu \cdot \omega). \quad (27)$$

Таким чином, розрахунок підшипників ковзання рідинного тертя зводиться до визначення за формулою (27) коефіцієнта навантаженості Φ підшипника, за яким по графіках вибирають відносний ексцентриситет χ . Маючи відносний ексцентриситет та радіальний зазор δ у підшипнику, за формулою (26) обчислюють товщину h шару мастила у навантаженій зоні підшипника, яку порівнюють із критичною товщиною $h_{кр}$ відповідно до умови (25). Потрібний радіальний зазор δ забезпечується вибором відповідної стандартної посадки цапфи вала у вкладиші.

Особливості конструкцій та розрахунку упорних підшипників ковзання. У машинобудуванні упорні підшипники ковзання застосовують, якщо втрати на тертя не мають суттєвого значення, наприклад у механізмах, що працюють із тривалими перервами, при низьких швидкостях ковзання тощо. Найпростішими за конструкцією є упорні підшипники з плоскими робочими поверхнями.

На рис. 33.5 зображені упорні підшипники, які відрізняються між собою конструкцією опорної частини – п'яти. Суцільна п'ята (рис.а) використовується рідко через нерівномірний розподіл тиску по робочих поверхнях.

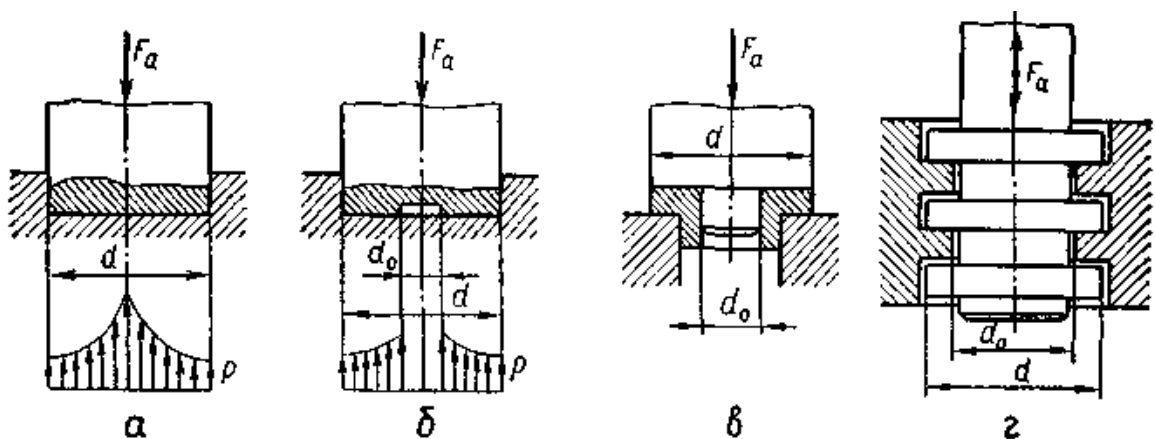


Рис. 33.5. До розрахунку упорних підшипників ковзання

У центрі п'яти, де швидкість ковзання мала, спрацювання менше, ніж на периферійних ділянках. Тому тиск у центрі п'яти теоретично досить високий.

Щоб вирівняти тиск, слід застосовувати кільцеві п'яти (б, в), у яких $d_0 = (0,6...0,7)d$. У деяких випадках для зменшення питомого навантаження використовують гребінчасті п'яти (рис. 33.5, г) із відповідними підп'ятниками, що мають роз'єм у осьовій площині. Для гребінчастих п'ят беруть $d_0 = (0,7...0,8) d$.

У конструкціях упорних підшипників ковзання не завжди можна забезпечити режим рідинного тертя (малі швидкості, часті пуски та зупинки, нерівномірний розподіл швидкостей ковзання та ін.). Лише з високими кутовими швидкостями валів і відповідними конструкціями п'ят (в, г) можна забезпечити рідинне тертя. Тому для упорних підшипників ковзання обмежуються розрахунком на стійкість проти спрацювання та заїдання за тиском p і параметром pv_s .

Для плоскої кільцевої п'яти (б, в), а також суцільної п'яти (а) при $d_0 = 0$ маємо такі розрахункові умови:

$$p = 4F_a / [\pi \cdot (d^2 - d_0^2)] \leq [p]; \quad p \cdot v_s \leq [p \cdot v_s], \quad (28)$$

де F_a – осьове навантаження на підшипник; $v_s = 0,5\omega d_m$ – швидкість ковзання по середньому діаметру п'яти $d_m = 0,5(d + d_0)$ вала, що обертається з кутовою швидкістю ω .

Для розрахунку гребінчастої п'яти використовуються умови (28), але при визначенні p треба враховувати число опорних поверхонь z ($z = 2$ на рис.г) та нерівномірність розподілу навантаження по окремих поверхнях.

Допустимі значення тиску $[p]$ та параметра $[pv_s]$ беруть такими самими, як і для радіальних підшипників ковзання.

6. Деякі спеціальні підшипники ковзання

Пневмопідшипники – це різновиди гідродинамічних опор і працюють так само, як і розглянуті вище підшипники рідинного тертя. Різниця лише у тому, що внаслідок значно меншої в'язкості повітря порівняно з рідкими мастилами (у сотні разів) такі підшипники поряд із малими втратами на тертя мають малу несучу здатність. Пневмопідшипники практично не обмежують частоту

обертання валів, не нагріваються і зберігають точність положення осі вала. Такі опори застосовують у центрифугах, гіроскопах, газових турбінах. Створені конструкції шпінделів для внутрішнього шліфування на пневмопідшипниках, які здатні розвивати частоти обертання до $3 \cdot 10^5 \text{ хв}^{-1}$.

Гідростатичні підшипники. У гідростатичних підшипниках шар мастила між поверхнями тертя створюється підведенням до них мастила під тиском. Сили тертя в таких підшипниках при різних швидкісних режимах обертання вала дуже малі.

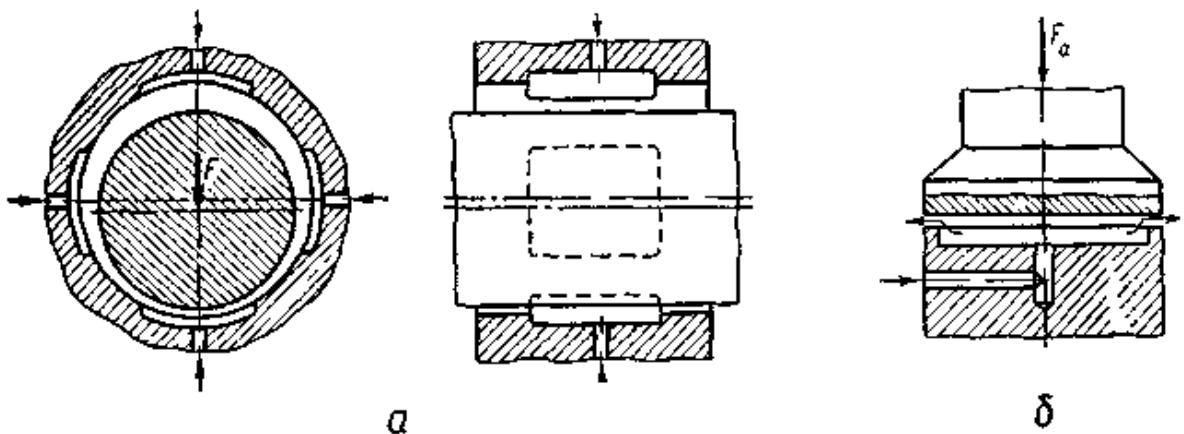


Рис. 33.6. Конструктивні особливості спеціальних підшипників ковзання

Гідростатичний радіальний підшипник (рис. 33.6, а) здебільшого виконують із чотирма несучими камерами, у які за допомогою системи дроселів подають підтиском мастило. При навантаженні підшипника силою F тиск мастила буде максимальним у нижній камері, оскільки тут мінімальні зазори і найбільший опір витіканню мастила.

У найпростішому упорному гідростатичному підшипнику (рис. 33.6, б) мастило, яке подається у камеру підп'ятника, розтікається у радіальному напрямі, утворюючи неперервний мастильний шар, що розділяє спряжені поверхні п'яти та підп'ятника.

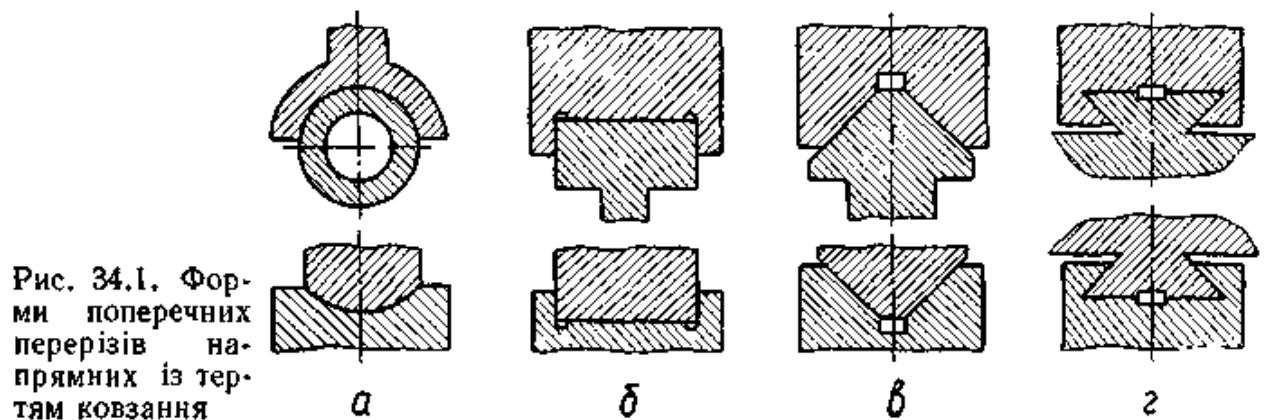
НАПРЯМНІ ПРЯМОЛІНІЙНОГО РУХУ

1. Області застосування та конструкції напрямних

Напрямні утримують рухомі частини машини та надають напрям їхньому поступальному руху. Найрозповсюдженішими в машинобудуванні є напрямні для забезпечення прямолінійного руху деталей. Як опори деталей із

поступальним рухом напрямні використовують: у поршневих машинах; в ковальсько–пресовому обладнанні; в металорізальних верстатах; у підйомно–транспортних, і т.п. Напрямні для прямолінійного руху застосовують у різних приладах та вимірювал. пристроях.

Як і в усіх інших опорних елементах деталей машин, на робочих поверхнях напрямних може виникати тертя ковзання або тертя кочення. Напрямні ковзання більш прості за конструкцією. Найбільше поширення мають напрямні з такими видами поперечних перерізів (рис. 34.1): циліндричні; прямокутні; клинчасті; напрямні типу «ластівчин хвіст». Більш раціонально застосовувати напрямні, що показані на рис. 34.1 у нижньому ряді, оскільки вони краще зберігають мастило на робочих поверхнях.



Робочі поверхні напрямних ковзання працюють в умовах спрацювання, тому для забезпечення точності переміщення деталей передбачають відповідні регульовальні пристрої у вигляді притискних планок, клинів, за допомогою яких можна зменшувати утворені зазори. Клинчасті напрямні забезпечують підвищену точність переміщень, оскільки вони мають властивість самоцентрування, але в таких напрямних більші втрати на тертя.

Напрямні кочення конструктивно складніші і дорожчі, потребують термообробки робочих поверхонь до високої твердості, точного монтажу та надійного захисту від забруднення, але вони відрізняються малим опором на переміщення деталей. Конструкції напрямних кочення показані на рис. 34.2.

Кулькова напрямна (рис. 34.2, а) із замкнутою траєкторією руху кульок використовується при обмежених габаритних розмірах по довжині і великих

ходах рухомих деталей. Повернення кульок у робочу зону здійснюється по допоміжних неробочих каналах.

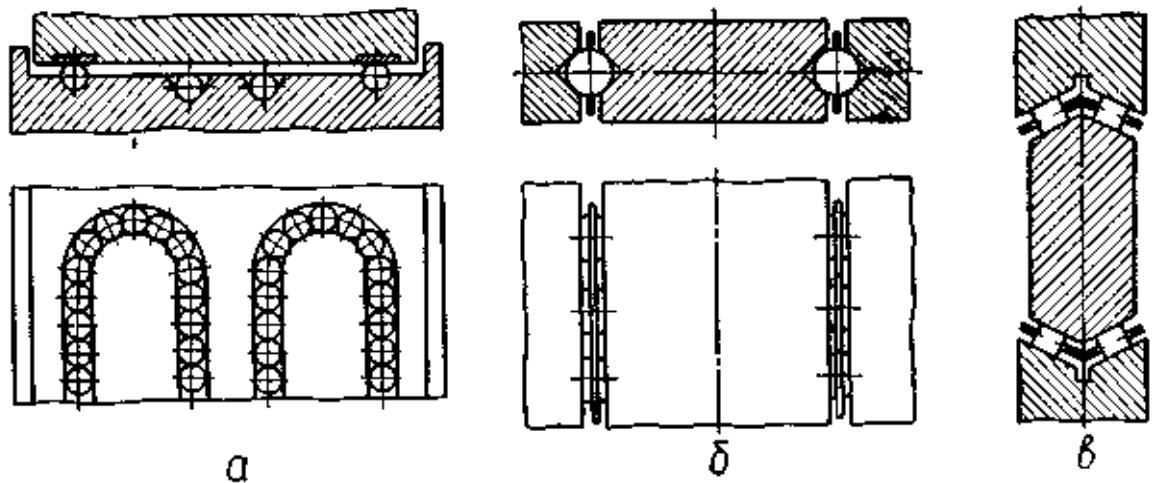


Рис. 34.2. Конструкції напрямних із тертям кочення

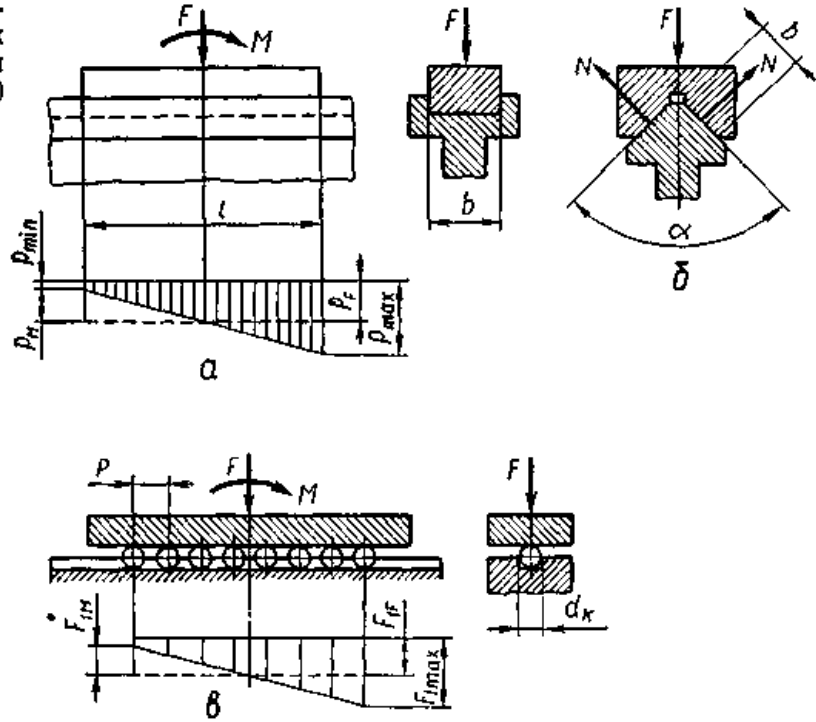
У напрямних на рис. 34.2, б, в тіла кочення (кульки чи ролики) знаходяться у сепараторах, виконаних у формі пластин із відповідними гніздами. Такі напрямні здатні сприймати навантаження, що діють під кутом до площини переміщень.

Деталі напрямних ковзання у більшості випадків виготовляють із чавуну марок СЧ 25, СЧ 30 або сталі 40, 50. Інколи одну із деталей напрямної виготовляють із бронзи або латуні. У напрямних кочення деталі, які контактують із тілами кочення, виготовляють сталевими з термообробкою до високої твердості 50–55 HRC.

2. Основи розрахунку напрямних прямолінійного руху

Навантаження, що діють на деталі напрямних, завжди можуть бути зведені до сили F , прикладеної у центрі робочої поверхні напрямної, і до моменту M , що діє у поздовжній площині напрямної. Розподіл тиску по ширині плоскої напрямної беруть рівномірним, а по довжині – таким, що змінюється за лінійним законом. Такі допущення можливі через малу ширину напрямних порівняно з їхньою довжиною і достатню жорсткість та точність виготовлення.

Рис. 34.3. До розрахунку напрямних із тертям ковзання (а, б) та кочення (в)



Стійкість проти спрацювання робочих поверхонь напрямної із тертям ковзання (рис. 34.3, а) перевіряють за умовою збереження шару мастила у зоні максимального тиску p_{\max} . Епюра розподілу тиску по довжині l напрямної, навантаженої силою F та моментом M , показана на рис. 34.3, а. Для даного випадку навантаження напрямної умова стійкості проти спрацювання робочих поверхонь може бути записана у вигляді

$$p_{\max} = p_F + p_M = F/(bl) + 6M/(bl)^2 \leq [p]. \quad (29)$$

Нерозкриття стику робочих поверхонь напрямної забезпечується при виконанні умови

$$P_{\min} = p_F - p_M = F/(bl) - 6M/(bl)^2 > 0. \quad (30)$$

Для клинчастих напрямних (рис. 34.3, б) навантаження на поверхню контакту визначається за умовою $F = 2N \sin (\alpha/2)$, звідки $N = 0,5F/\sin (\alpha/2)$.

Відповідно умови обмеження максимального та мінімального тиску на робочих поверхнях клинчастої напрямної можна подати у такому вигляді:

$$p_{\max} = 0,5 [F/(bl) + 6M/(bl)^2]/\sin (\alpha/2) \leq [p], \quad (31)$$

$$p_{\min} = 0,5 [F/(bl) - 6M/(bl)^2]/\sin (\alpha/2) > 0. \quad (32)$$

Допустимий тиск на робочих поверхнях напрямних ковзання при досить повільних переміщеннях ($v < 0,05\text{м/с}$) беруть $[p] = (2... 3)\text{МПа}$, а при підвищених швидкостях у зв'язку з поліпшенням умов змащування $[p]=(5...6)\text{МПа}$.

Якщо умови не виконуються, то збільшують довжину l повзуна, що рухається вздовж напрямної. Наближений розрахунок напрямних кочення виконується для випадку лінійного закону розподілу навантаження на тіла кочення, (рис. 34.3, в), тобто нехтують різницею у діаметрах тіл кочення. Якщо вибрати довжину напрямної $l = Pz$, де z – число робочих тіл кочення, а P – їх крок, то силу, що сприймається найнавантаженішим крайнім тілом кочення, можна визначити за виразом

$$F_{1\text{max}} = p_{\text{max}}b \cdot P = F/z + 6M/(z^2P), \quad (33)$$

а умову нерозкриття стику – на основі виразу

$$F_{1\text{min}} = p_{\text{max}}b \cdot P = F/z - 6M/(z^2P) > 0. \quad (34)$$

За максимальною силою $F_{1\text{max}}$ на тіло кочення перевіряють деталі напрямної на контактну втому. Для випадку контакту кульки діаметром d_k із площиною маємо

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt[3]{F_{1\text{max}} / (2\rho_{3B}^2)} = Z_M \cdot \sqrt[3]{2F_{1\text{max}} / d_k^2} \leq [\sigma]_H. \quad (35)$$

Для сталевих деталей коефіцієнт $Z_M = 1700 (\text{МПа})^{2/3}$. Допустимі контактні напруження для сталевих загартованих кулькових напрямних $[\sigma]_H = (1800...2000)\text{МПа}$, а для термічне необроблених – $[\sigma]_H = (500...600)\text{МПа}$. Якщо умови (6) та (7) при розрахунках не виконуються, то слід збільшити число тіл кочення z , зберігши їхній крок P та діаметр.

МУФТИ ПРИВОДІВ

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 тощо.

Застосування муфт пов'язане з тим, що більшість машин, у тому числі і їхній привод, компонують із окремих складальних одиниць, що мають вхідні та вихідні вали. Такими складальними одиницями є, наприклад, двигун, редуктор і робочий орган машини. 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.

З'єднання валів і передавання обертового моменту є спільним, але не єдиним призначенням муфт. Муфти можуть виконувати і інші функції, такі як компенсування похибок взаємного розміщення валів, захист елементів машини від перевантажень, зменшення динамічних навантажень, з'єднання і роз'єднання робочого органу машини з двигуном без його вимикання.

Характерні похибки взаємного розміщення валів, які потрібно з'єднувати муфтами, показані на рис. 37. 1. Розрізняють осьове зміщення Δ_0 валів, радіальне зміщення Δ , і кутове зміщення Δ_α . На практиці переважно зустрічається комбінація вказаних похибок, яку надалі будемо називати неспіввісністю валів.

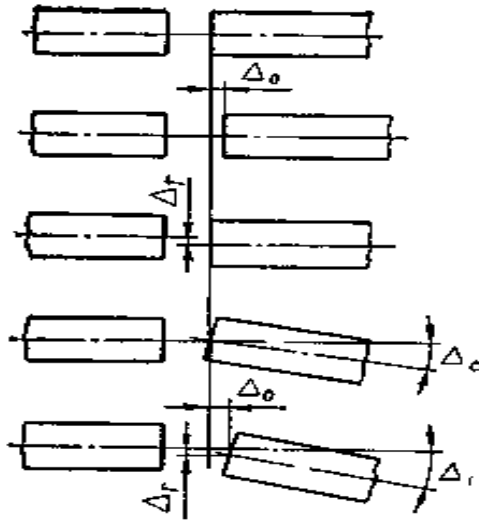


Рис. 37.1. Можливі похибки у взаємному розміщенні валів

У машинобудуванні використовують муфти дуже різноманітних конструкцій. Найбільш часто вживані муфти стандартизовані.

Основною характеристикою муфти є обертовий момент T_p , на передавання якого вона розрахована. Важливими показниками конструкцій муфт є частота обертання, габаритні розміри, маса і момент інерції.

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 $T_p = K_{\Pi} T$, де T – номінальний обертовий момент; K_{Π} – коефіцієнт, що враховує короткочасні перевантаження або режим роботи муфти. Для машин із невеликими приводними масами і спокійному навантаженні $K_{\Pi} = 1,0 \dots 1,5$, для машин із середніми масами та змінним навантаженням (поршневі компресори, стругальні верстати) $K_{\Pi} = 1,5 \dots 2,0$. У машинах із великими приводними масами та ударним навантаженням (молоти, прокатні стани,) беруть $K_{\Pi} = 2,5 \dots 3,0$.

Усі муфти приводів машин за принципом роботи поділяють на три типи: механічні, електричні та гідравлічні.

Класифікація механічних муфт наведена на рис. 37.2 у вигляді структурної схеми. Усі муфти поділяють на чотири класи: некеровані, керовані,

самокеровані та комбіновані. Кожний клас муфт складається з груп, а кожна група має відповідні підгрупи, види.

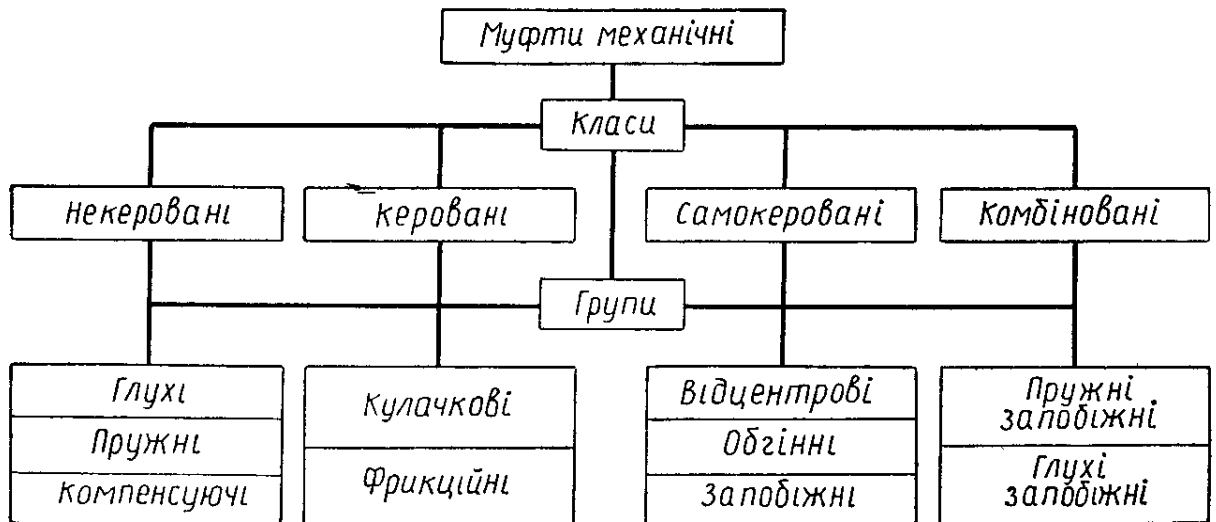


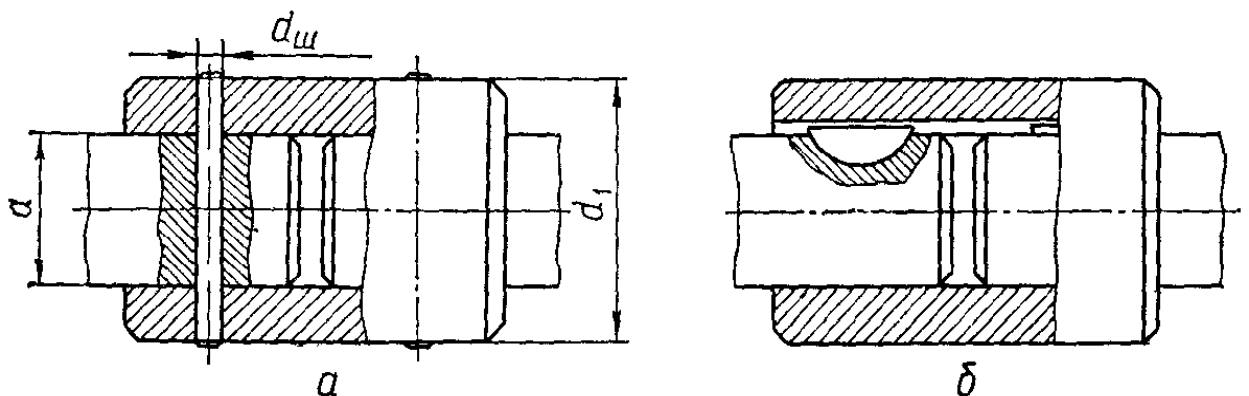
Рис. 37.2. Класифікація муфт

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. 37.3, а, б), які підлягають з'єднанню. З'єднання суцільної втулки з валами може здійснюватись за допомогою 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 для діаметрів валів $d \leq (60...70)$ мм. Матеріал втулок – сталь 40, 45, а при великих розмірах – чавун СЧ 18, СЧ 20. Штифти виготовляють із сталей 45, 50.

Міцність муфти визначається міцністю її з'єднання з валами, а також міцністю самої втулки.

Розрахунок втулки виконують за умовою міцності на кручення

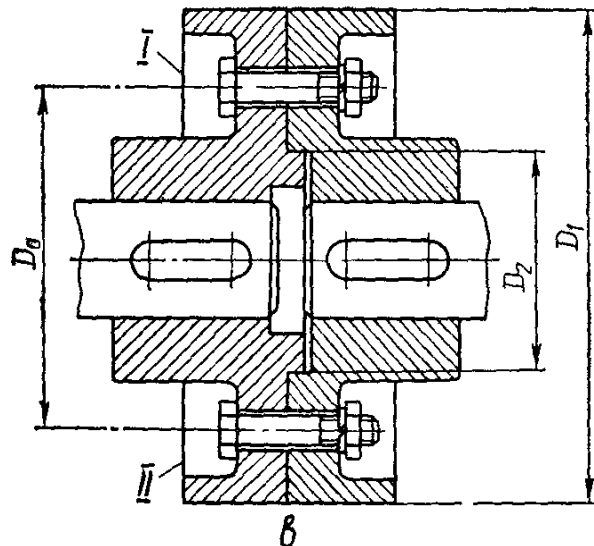
$$\tau = T_P/W_P = 16T_P/\{\pi d_1^3 [1 - (d/d_1)^4]\} \leq [\tau], \quad (1)$$

а штифтів – за умовою міцності на зріз

$$\tau_{зр} = F/A_{зр} = 4T_P/(\pi d d_{ш}^2) \leq [\tau]_{зр}. \quad (2)$$

Розрахункові розміри в залежностях (1) і (2) відповідають позначенням на рис.а. Допустимі напруження при розрахунках беруть: $[\tau] = (30...40)$ МПа; $[\tau]_{зр} = (40...45)$ МПа.

Фланцева муфта (рис.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 зазора (варіант II).



У першому випадку момент T_P передається за рахунок моменту сил тертя, що виникає у площині стику півмуфт від затяжки болтів, а у другому випадку – безпосередньо болтами, які знаходяться під дією деформацій зрізу.

Фланцеві муфти стандартизовані (ГОСТ 20761–80) для валів діаметром 12– 220 мм і обертових моментів 8 – 45 000 Н·м.

Півмуфти виготовляють із сталі 35, сталевого литва 35Л або з чавунного литва. Болти, що ставляться з зазором, переважно зі сталі Ст3, а болти без зазора – зі сталей 40, 45.

Міцність муфти визначається міцністю болтового з'єднання фланців.

Якщо болти у муфті поставлені з зазором, то за розрахунками маса муфти набагато більша, ніж для варіанта болтів без зазора для одного і того ж обертового моменту. Однак болти, що ставляться без зазора, вимагають підвищеної точності виготовлення для них отворів у півмуфтах і самі болти повинні бути також точно виготовленими.

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.

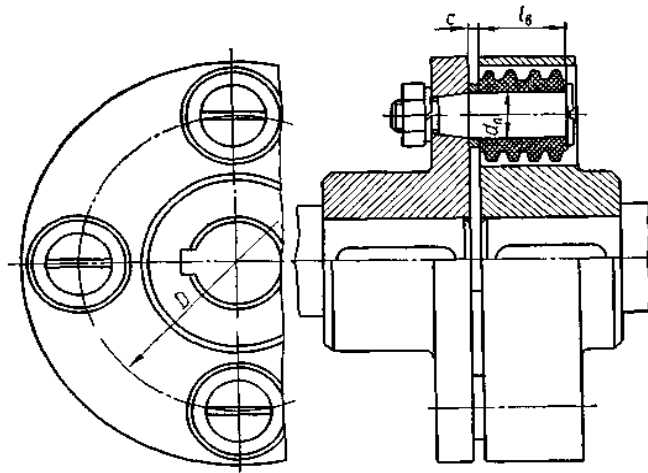
Пружні муфти використовують переважно для зменшення динамічних навантажень у приводі і можуть у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів. За конструкцією пружні муфти дуже різноманітні. За матеріалом пружних елементів їх поділяють на дві групи: муфти з неметалевими пружними елементами; муфти з металевими пружними елементами.

Основним матеріалом неметалевих пружних елементів є гума, оскільки вона має високі еластичність, демпфувальну здатність і діелектричні властивості. Металеві пружні елементи муфт виготовляють у вигляді гвинтових пружин, плоских пружин, сталевих пружинних стержнів, пакетів пластин.

Широко застосовують такі муфти: пружні втулково–пальцеві; із пружним елементом у вигляді зірочки; із тороподібною пружною оболонкою та ін.

Муфта пружна втулково–пальцева (МПВП) складається з двох півмуфт (рис. 37.4), нерухомо закріплених в одній півмуфті пальців, на яких розміщені гумові гофровані втулки, що взаємодіють із другою півмуфтою.

Рис. 37.4. Пружна втулково-пальцева муфта



Пружність муфти забезпечується за рахунок гофрованих втулок, здатних деформуватись при передаванні муфтою обертового моменту T_p . МПВП допускає зміщення валів: $\Delta_0 = (1 \dots 5) \text{ мм}$, $\Delta r = (0,2 \dots 0,5) \text{ мм}$ і $\Delta \alpha = (0,5 \dots 1,0)^\circ$. Однак зміщення Δr і $\Delta \alpha$ збільшують спрацювання пружних 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 6,3–16 000 Н·м.

Півмуфти виготовляють із сірого чавуну СЧ 20, 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 умовою обмеження тиску на поверхні їхнього контакту із пальцями, а самих пальців – за умовою міцності на згин.

Навантаження, яке припадає на один палець, визначають за формулою

$$F_n = 2T_p / (Dz), \quad (3)$$

де D – діаметр кола розміщення пальців (рис. 37.4); z – кількість пальців у муфті (переважно $z = 4 \dots 8$).

Умова міцності втулок муфти

$$p = F_n / (d_{пв} d_v) \leq [p]. \quad (4)$$

Умова міцності на згин пальців

$$\sigma = M/W_0 = 32F_n (0,5l_B + c)/(\pi d_n^3) \leq [\sigma]. \quad (5)$$

У залежностях (4) і (5): d_n – діаметр пальця; l_B – довжина втулки; c – осьовий зазор між півмуфтами (рис. 37.4).

Допустимий тиск для гуми беруть $[p] = (2,0 \dots 2,5)$ МПа, а допустиме напруження 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

$$F_M = (0,5 \dots 0,6) T_p / D.$$

Робота МПВП супроводжується втратами енергії, які можна оцінити ККД її $\eta = 0,96 \dots 0,98$.

Муфта з пружним елементом у вигляді зірочки (рис. 37.5) складається з двох півмуфт, які мають торцеві кулачки. Кулачки входять у відповідні впадини розміщеного між півмуфтами пружного елемента – зірочки, виготовленої з гуми. Кожна півмуфта може мати два або, як показано на рис. 37 5, три торцеві кулачки. Взаємодія кулачків двох півмуфт при передаванні обертового моменту здійснюється через пружний елемент.

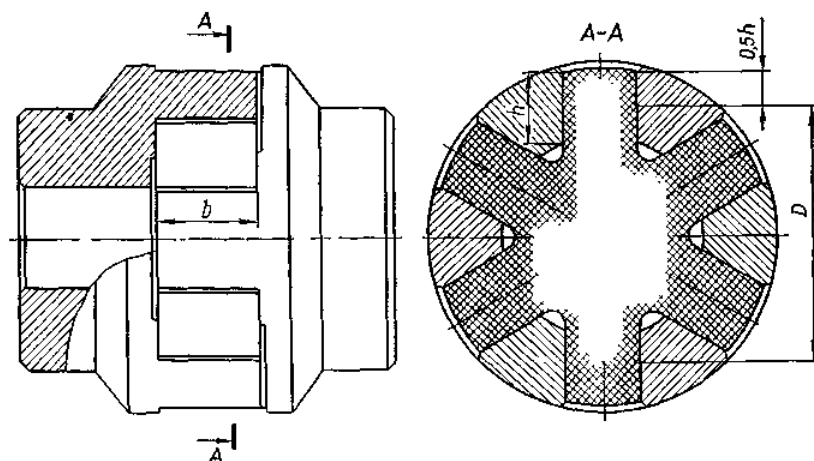


Рис. 37 5 Пружна муфта з гумовою зірочкою

Дана муфта досить компактна і надійна в експлуатації, має малу податливість, її роботоздатність різко спадає зі збільшенням неспіввісності валів. Цей

тип муфт також стандартизований (ГОСТ 14084 – 76) для діаметрів валів 6–48 мм і обертових моментів 2,5–400 Н·м. Півмуфти переважно виготовляють із Ст3.

Перевірний розрахунок муфти з пружним елементом у вигляді зірочки виконують за умовою обмеження тиску на робочих поверхнях пружного елемента:

$$p = 2T_p / (Dz h b) \leq [p]. \quad (6)$$

Тут z – число кулачків в одній півмуфті, а розміри D , h і b показані на рис. 37.5. Допустимий тиск беруть $[p] = (3 \dots 5)$ МПа (більші значення $[p]$ при малих кутових швидкостях валів).

Втрати у муфті оцінюються ККД $\eta = 0,97 \dots 0,98$, а додаткове радіальне навантаження валів при їх радіальному зміщенні $F_M \approx (0,3 \dots 0,4) T_p / D$.

Муфта з пружною оболонкою (рис. 37.6) складається з двох півмуфт і тороподібної пружної оболонки, яка закріплюється до півмуфт гвинтами і додатковими кільцями. Оболонку виготовляють із гуми, армованої спеціальним кордом.

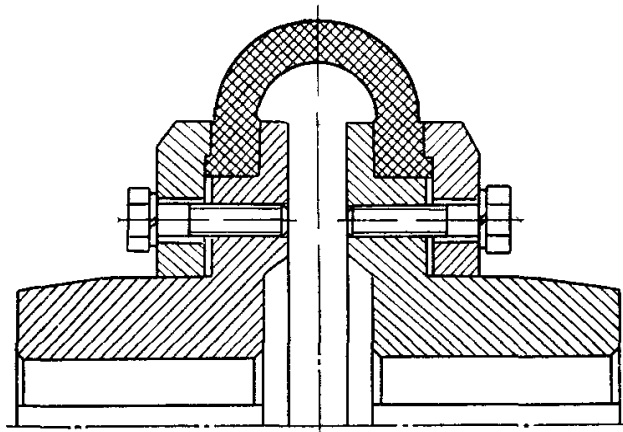
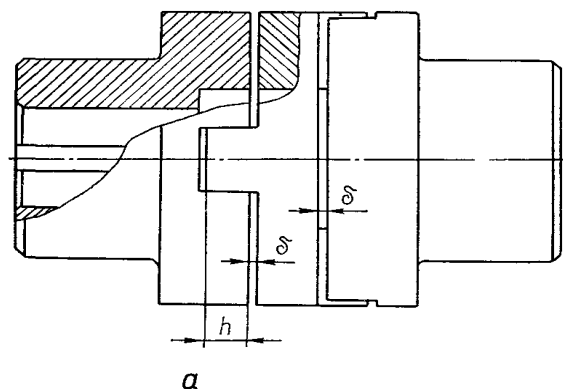


Рис. 37.6. Муфта з пружною оболонкою

Муфта має високі амортизувальні і демпфувальні властивості і може компенсувати значну неспіввісність валів: $\Delta_0 = (2 \dots 6)$ мм; $\Delta r = (1 \dots 4)$ мм; $\Delta \alpha = (2 \dots 4)^\circ$. Діаметральні габаритні розміри таких муфт більші, ніж пружних муфт інших типів. Муфти з пружною оболонкою стандартизовані (ГОСТ 20884–82) для валів із діаметром 14– 200 мм і обертових моментів 20– 25000Н·м, ККД муфти $\eta \approx 0,98$.

Жорсткі компенсуючі муфти використовують для з'єднання валів із незначною неспіввісністю, спричиненою неточністю виготовлення та монтажу, а також пружними деформаціями валів. Вони підвищують надійність роботи приводів, бо призводять до незначних додаткових радіальних навантажень на вали. Для жорстких компенсуючих муфт належать кулачково–дисківі, зубчасті, ланцюгові, шарнірні та ін.

Кулачково–дисківа муфта (рис. 37.7, 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 Δr і $\Delta \alpha$.



Переважно компенсаційна здатність муфти становить $\Delta_0 = (2...4)$ мм; $\Delta r = (1...3)$ мм; $\Delta \alpha \leq 0,5^\circ$. Розміри муфти вибирають згідно з ГОСТ 20720–81 для діаметрів валів 16–150 мм і обертових моментів 16–16000Н·м.

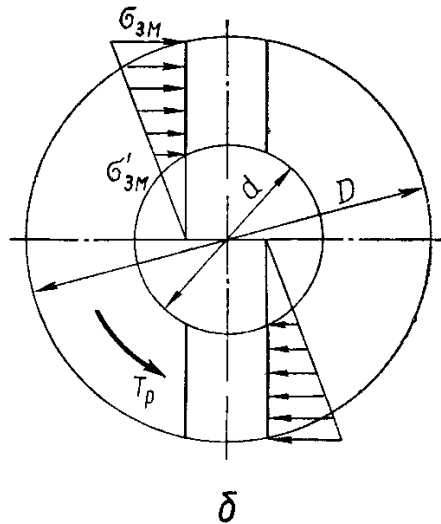
Неспіввісність валів спричинює ковзання виступів проміжного диску у пазах півмуфт і їхнє спрацювання. Інтенсивність спрацювання зростає зі збільшенням неспіввісності та кутової швидкості валів.

Деталі кулачково–дисківих муфт виготовляють із сталей Ст5 або 45Л. Для важко навантажених муфт застосовують леговані сталі типу 15Х, 20Х із цементацією робочих поверхонь.

Роботоздатність кулачково–дисківої муфти визначається стійкістю робочих поверхонь проміжного диска і півмуфт проти спрацювання. Тому на

вказаних поверхнях обмежують напруження змінання при передаванні муфтою обертового моменту.

При гранично малих зазорах між спряженими поверхнями деталей муфти розподіл напружень змінання, наприклад на виступах проміжного диску, відбувається згідно з епюрами рис. 37.7, б.



За умовою рівноваги проміжного диску наближено можна записати

$$T_p = 0,5\sigma_{3M} \cdot 0,5Dh \cdot 2D/3 - 0,5\sigma'_{3M} \cdot 0,5dh \cdot 2d/3.$$

Із рис. 37.7, б видно, що $\sigma_{3M}/\sigma'_{3M} = D/d$. Тому запишемо

$$T_p = \sigma_{3M} D^2h / 6 - \sigma_{3M} d^3h / 6D = \sigma_{3M} h (D^3 - d^3) / (6D).$$

Виходячи із записаної рівності, можна визначити максимальне напруження змінання і подати умову стійкості муфти проти спрацювання у вигляді

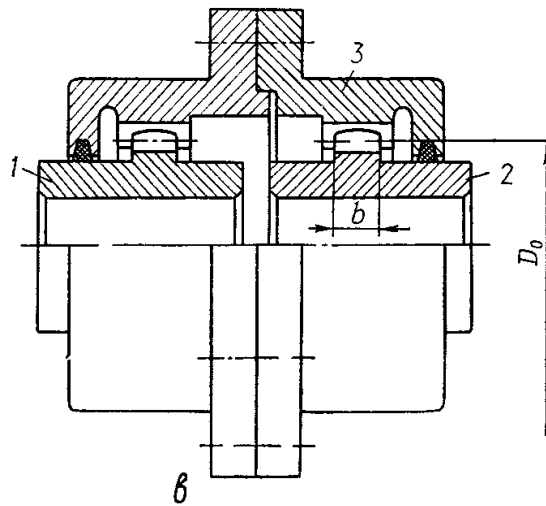
$$\sigma_{3M} = 6T_p D / [h (D^3 - d^3)] \leq [\sigma]_{3M}. \quad (7)$$

Допустиме напруження змінання для сталевих термооброблених деталей кулачково–дискової муфти беруть $[\sigma]_{3M} = (15...20)$ МПа.

Спрацювання деталей муфти можна зменшити також змащуванням поверхонь тертя твердими мастильними матеріалами на основі графіту або дисульфиду молібдену (рідкі і пластичні мастила не утримуються на деталях муфти під час її обертання).

Під час передавання муфтою обертового моменту вали навантажуються радіальною силою $F_M \approx (0,3...0,4) T_p/D$.

З у б ч а с т а муфта (рис. 37.7, в) складається з півмуфт 1 і 2, що мають зубчасті вінці, і роз'ємної обойми 3 з двома внутрішніми зубчастими 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.

Зубчаста муфта компенсує осьове, радіальне і кутове зміщення валів, бо її зубчасте зачеплення виготовляють із гарантованим боковим зазором і з можливістю вільного осового 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 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 для діаметрів валів 40–200 мм і обертових моментів 1000–63 000 Н·м.

Деталі зубчастих муфт виготовляють із вуглецевих сталей марок 45, 50 або 40Х. Для підвищення стійкості проти спрацювання зубці півмуфт піддають термообробці до твердості не менше, ніж 45 HRC, а зубці обойми – не менше, ніж 40 HRC. Тихохідні муфти виготовляють з твердістю зубців $H \leq 350$ HB.

Компенсація неспіввісності валів під час роботи муфти супроводжується неперервним ковзанням у контакті зубців і відповідним їхнім спрацюванням. Практикою експлуатації зубчастих муфт виявлено, що спрацювання зубців є

основною причиною виходу їх із ладу. Для зменшення спрацювання в обойму муфти заливають рідке мастило високої в'язкості.

Стійкість зубців муфти проти прискореного спрацювання можна перевірити за умовою

$$\sigma_{3M} = T_p / (0,9D_0^2 b) \leq [\sigma]_{3M}, \quad (8)$$

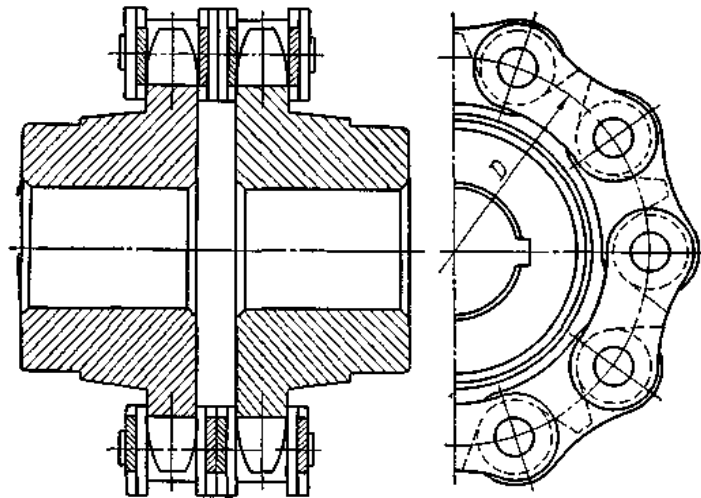
де D_0 – дільний діаметр зубчастих вінців; b – ширина вінця півмуфти.

Для стандартних зубчастих муфт допустиме напруження зминання $[\sigma]_{3M} = (12 \dots 15)$ МПа. Втрати потужності в зубчастій муфті оцінюється ККД $\eta = 0,98 \dots 0,99$, а радіальне навантаження валів при їхньому радіальному зміщенні

$$F_M \approx (0,2 \dots 0,3) T_p / D_0.$$

Ланцюгова муфта (рис. 37.8) складається з двох півмуфт що виконані у формі двох зірочок із однаковим числом зубців, охоплених одно– або дворядним ланцюгом.

Рис. 37.8. Ланцюгова муфта



За допомогою ланцюгових муфт можна компенсувати кутові $\Delta\alpha = (0,5 \dots 1,0)^\circ$ і радіальні $\Delta r = (0,5 \dots 1)$ мм зміщення валів. Зазори у зачепленні ланцюга з півмуфтами забезпечують значний вільний хід, тому не можна рекомендувати використовувати ланцюгові муфти у приводах із частими реверсами.

Для ланцюгових муфт характерні простота конструкції, відносно невеликі габаритні розміри, зручність монтажу і демонтажу без осьових зміщень валів.

Габаритні розміри ланцюгових муфт приблизно у 1,5 раза менші, ніж пружних втулково–пальцевих муфт.

Ланцюгові муфти стандартизовані (ГОСТ 20742–81) для валів діаметром 20–130 мм і обертових моментів 63–8000 Н·м.

Неспіввісні вали, що з'єднані ланцюговою муфтою, навантажуються радіальною силою $F_M \approx 0,6 T_P/D_0$.

Шарнірні муфти застосовують при значних зміщеннях з'єднаних валів. За конструкцією та розмірами вони бувають дуже різноманітні. Схеми деяких типів шарнірних муфт зображені на рис. 37.9.

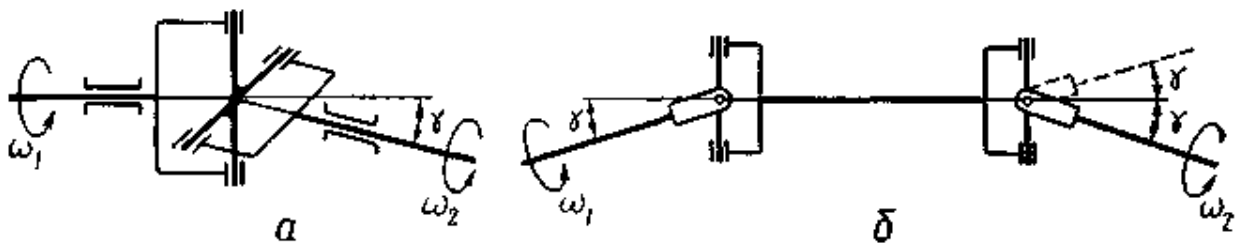


Рис. 37.9. Схеми шарнірних муфт

Найпростішою шарнірною муфтою є одинарна муфта (рис. 37.9, а), яка складається з двох півмуфт у вигляді вилок, розміщених під прямим кутом, і шарнірно з'єднаної з вилками хрестовини. Недоліком такої муфти є те, що при рівномірному обертанні ведучого вала ведений вал обертається нерівномірно.

Щоб забезпечити обертання веденого вала з постійно кутовою швидкістю або щоб була можливість передавати обертовий рух між паралельними валами, а також збільшити кут γ між валами вище від граничного для одинарної муфти, слід застосовувати здвоєні шарнірні муфти (рис. 37 9, б). Потрібними умовами сталості кутової швидкості веденого вала є вимога, щоб обидва вали ведучий і ведений були паралельні і нахилені відносно проміжного вала здвоєної шарнірної муфти під однаковим кутом, а двівилки проміжного вала лежали в одній площині.

Шарнірні муфти допускають перекося осей валів до 40– 45°. За габаритними розмірами шарнірні муфти поділяють на малогабаритні, що передають невеликі навантаження, і великогабаритні, які призначені для передавання середніх і великих навантажень.

Малогабаритні одинарні і здвоєні шарнірні муфти стандартизовані (ГОСТ 5147–80) для валів діаметром 8–40 мм і обертових моментів 11,2–1120 Н·м.

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.

Кулачкові муфти. У найпростішому вигляді кулачкова муфта (рис. 37.10, а) складається з двох півмуфт, на торцях яких розміщені кулачки. Одна півмуфта закріплюється на валу нерухомо, а інша, що знаходиться на другому валу, може переміщатись уздовж цього вала. Рухому півмуфту переміщають 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. 37.10, а муфта показана у розімкненому стані).

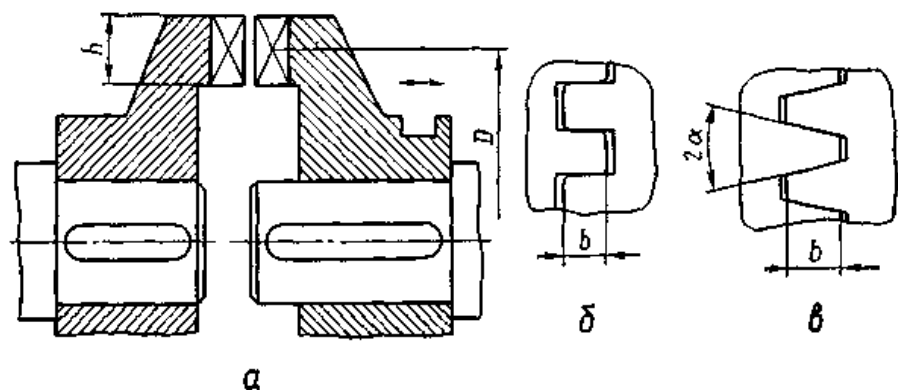


Рис. 37.10. Кулачкова муфта

Кулачкова муфта вимагає достатньо високої точності центрування валів, оскільки перекося різко зменшують надійність її роботи. Дуже часто кулачкові муфти застосовують для з'єднання або роз'єднання із валом розміщених на ньому зубчастих коліс (наприклад, у коробках швидкостей). У цьому випадку муфта і зубчасті колеса розміщуються на одному і тому ж валу.

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 відносного обертання валів (відносна колова швидкість кулачків $v > 1$ м/с).

Розповсюджені форми кулачків показані на рис. 37.10, б, в. *Прямокутний профіль* вимагає точного взаємного розміщення півмуфт у момент вмикання. Крім цього, у муфтах із прямокутним профілем кулачків завжди наявні технологічні зазори і пов'язані з цим удари при зміні напрямку обертання. *Трапецієвидний профіль* не вимагає точного взаємного розміщення півмуфт у момент вмикання, а бокові зазори тут компенсуються зміною глибини заходу кулачків. Муфти з трапецієвидним профілем кулачків застосовують переважно у приводах із реверсуванням навантаження.

У муфтах із трапецієвидним профілем кулачків виникають осьові сили, які можуть розімкнути півмуфти і затруднити їхнє вмикання. Тому кут α трапецієвидного профілю вибирають у межах $\alpha = (2... 5)^\circ$, щоб забезпечити самогальмування силами тертя між кулачками і невелике постійне зусилля з боку механізму керування муфтою.

Півмуфти кулачкових муфт виготовляють із сталей, що підлягають цементації, 15, 20, 15X, 20X, а при великих розмірах – із сталей 45, 40X, 40ХН. Твердість кулачків повинна бути $H \geq 50...55$ HRC.

Роботоздатність кулачкових муфт оцінюється в основному стійкістю кулачків проти спрацювання, яка залежить від напружень змінання на робочих поверхнях.

При рівномірному розподілі навантаження між усіма кулачками стійкість проти спрацювання забезпечується з виконанням умови (рис. 37.10):

$$\sigma_{зм} = 2T_p / (Dzbh) \leq [\sigma]_{зм}. \quad (9)$$

Допустиме напруження змінання рекомендують брати:
 $[\sigma]_{зм} = (90... 100)$ МПа (вмикання муфти із зупиненим приводом) і
 $[\sigma]_{зм} = (35...40)$ 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. Фрикційна муфта може виконувати також функції запобіжного пристрою через можливе проковзування при перевантаженнях привода.

Фрикційні муфти за формою робочих поверхонь бувають таких видів: *дискові*, робочими поверхнями яких є плоскі торцеві поверхні дисків; *конусні*, робочі поверхні яких мають конічну форму; *циліндричні*, які мають циліндричну робочу поверхню.

Дискові фрикційні муфти бувають із однією парою поверхонь тертя і з багатьма парами поверхней тертя. На рис. 37.11, а показано приклад найпростішої дводискової муфти, а на рис. 37.11, б – багатодискової муфти.

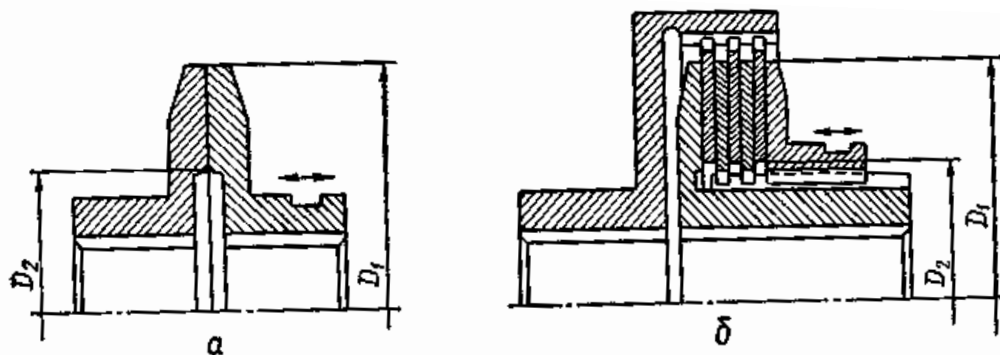


Рис. 37.11. Фрикційні дискові муфти

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 натискного 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 кільцевих поверхнях дисків, обмежених діаметрами D_1 і D_2 (рис. 37.11). Для припрацьованих поверхонь тертя (див. 5.2) запишемо:

$$T_p = T_s = F_a f z (D_1 + D_2) / 4. \quad (10)$$

Із цієї рівності дістанемо потрібну силу притискання дисків

$$F_a = 4T_p / [fz(D_1 + D_2)], \quad (11)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання на поверхнях дисків; z – число пар поверхонь тертя (для муфти на рис. 37.11, а $z = 1$, а для муфти на рис. 37.11, 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 ставляться до матеріалів деталей фрикційних передач. На практиці широко розповсюджені такі комбінації матеріалів: загартована сталь по загартованій сталі або сталь по чавуні при достатньому змащуванні; азбестові або обкладки зі спеченого матеріалу по сталі або чавуні без змащування.

Основним критерієм роботоздатності фрикційних муфт є стійкість проти спрацювання поверхонь тертя. Стійкість проти спрацювання досягається обмеженням тиску на поверхнях тертя за умовою

$$p = 4F_a / [\pi(D_1^2 - D_2^2)] \leq [p]. \quad (12)$$

Щоб зменшити нерівномірність спрацювання дисків фрикційних муфт, слід рекомендувати співвідношення розмірів поверхонь тертя $D_1/D_2 = 1,5 \dots 2,0$.

Конусна фрикційна муфта (рис. 37.12) має дві півмуфти, які стикаються між собою по конічних поверхнях. Вмикання або вимикання муфти здійснюється осьовим переміщенням на валу однієї з півмуфт.

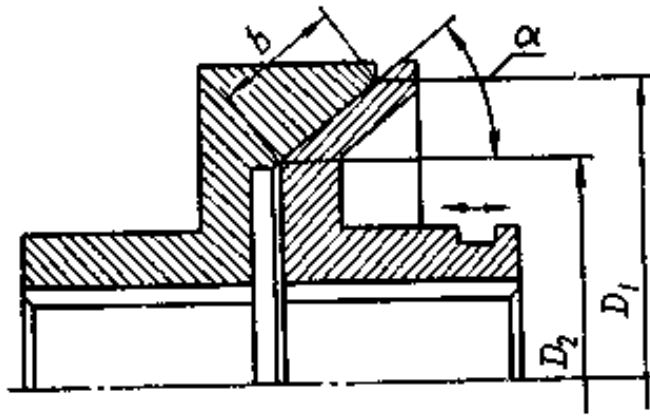


Рис. 37.12. Фрикційна конусна муфта

Конусні муфти порівняно з дисковими фрикційними мають більші габаритні розміри. Вони вимагають підвищеної точності центрування валів. Півмуфти в конусних фрикційних муфтах виготовляють із сталі або чавуну. Інколи застосовують облицювання однієї з поверхонь тертя матеріалами, що мають підвищені фрикційні властивості.

Потрібна осьова сила F_a притискання півмуфт визначається за умовою рівності розрахункового обертового моменту T_p і моменту сил тертя на конічній поверхні :

$$T_p = T_s = F_a f (D_1 + D_2) / (4 \sin \alpha); \quad (13)$$

$$F_e = 4 T_p \sin \alpha / [f(D_1 + D_2)]. \quad (14)$$

Умова стійкості проти спрацювання робочої конічної поверхні муфти

$$p = F_a / (b \pi D_m \sin \alpha) \leq [p], \quad (15)$$

де $D_m = 0,5 (D_1 + D_2)$ – середній діаметр робочої поверхні.

Із зменшенням кута конуса α зменшується також потрібна сила F_a притискання півмуфт. Однак використовувати дуже малі кути α не рекомендується, оскільки може відбутись самозаклинювання півмуфт, що створить труднощі під час роз'єднання їх. Щоб запобігти самозаклинюванню, треба мати $\alpha > \arctg f$. Переважно беруть $\alpha \approx 15^\circ$.

Потрібні у розрахунках значення коефіцієнтів тертя f і допустимих тисків $[p]$ можна брати за табл.

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 напряму 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.

Відцентрові муфти для з'єднання валів при певній кутовій швидкості використовують: для автоматичного вмикання або вимикання робочого органу машини за допомогою регулювання кутової швидкості двигуна; для розгону машин із великими обертовими масами при малому пусковому моменті двигуна; для підвищення плавності пуску машини в дію тощо. Муфти для роз'єднання валів при заданій кутовій швидкості переважно використовують для обмеження високих швидкостей робочих органів машини, наприклад з метою запобігання їхньому руйнуванню.

За конструкцією відцентрові муфти дуже різноманітні. На рис. 37.13 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.

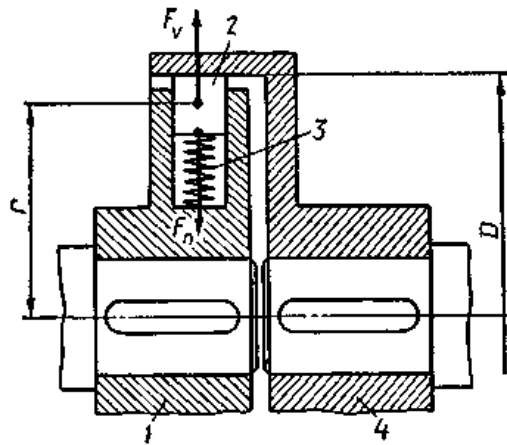


Рис. 37.13. Принципова будова відцентрової муфти

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 обертатись). 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:

$$T_p = T_s = (F_v - F_n) f z D / 2, \quad (16)$$

де f – коефіцієнт тертя між колодками і барабаном; z – число 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),

$$F_v = m \omega^2 r, \quad (17)$$

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 :

$$F_n = m \omega_0^2 r \quad (18)$$

Після підстановки (17) і (18) в умову (16) дістанемо

$$T_p = 0,5mrfzD (\omega^2 - \omega_0^2). \quad (19)$$

Із рівності (19) можна визначити потрібну масу однієї колодки муфти з відомими розмірами D і $г$.

$$m = 2T_p / [Drfz (\omega^2 - \omega_0^2)]. \quad (20)$$

У формулі (20) T_p – обертовий момент, Н·м; D , $г$ – діаметр і радіус, м;

ω , ω_0 – кутові швидкості, рад/с; m – маса колодки, кг.

Стійкість проти спрацювання колодок і барабана муфти забезпечується обмеженням тиску на поверхнях тертя (за аналогією фрикційних муфт):

$$p = (F_v - F_n) / A = m r (\omega^2 - \omega_0^2) / A \leq [\rho], \quad (21)$$

де A – площа стикання колодки із барабаном, мм²; ρ – 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 $\omega_0 = (0,7...0,8)\omega$). Розміри муфтизначаються конструктивно, потрібну масу колодок знаходять за формулою (20), а стійкість проти спрацювання колодок і барабана перевіряють за умовою (21). 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 розганяє ведений вал, а при $\omega_1 \geq \omega$ муфта передає обертовий момент T_p без буксування.

Об'єднані муфти передають обертовий момент тільки в одному напрямі. Якщо кутова швидкість веденого вала більша, ніж ведучого, то відбувається автоматичне розмикання кінематичного ланцюга привода. Такі муфти широко застосовують у різних верстатах, автомобілях, мотоциклах, велосипедах та інших машинах.

Обгінні муфти за способом з'єднання півмуфт поділяють на храпові і фрикційні. Переважне використання мають фрикційні обгінні муфти з роликами, оскільки у них майже повністю відсутній вільний хід і вони працюють безшумно.

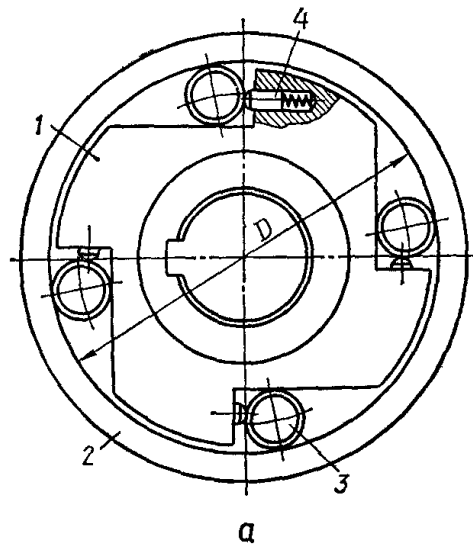
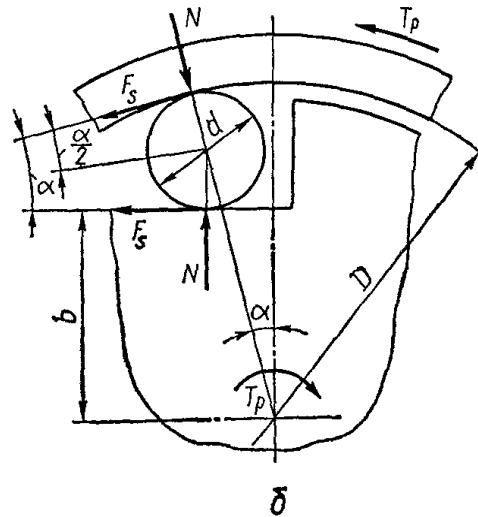


Рис. 37.14. Обгінна роликова муфта

Роликова обгінна муфта (рис. 37.14, а) складається з зірочки 1, зовнішньої обойми 2, роликів 3 і притискних пристроїв 4, які забезпечують мінімальний вільний хід і сприяють рівномірному розподілу навантажень на ролики. Зірочки переважно розміщують на валу, а обойма може бути з'єднана із зубчастим колесом, шківом або іншою деталлю. В деяких випадках обойма розміщується на іншому валу привода. В муфті на рис. 37.14, а зірочка може бути ведучою ланкою під час її обертання за годинниковою стрілкою, а обойма – під час обертання проти годинникової стрілки. Під час роботи муфти ролики силами тертя затягуються в бік звуження зазора між обоймою та зірочкою і заклинюються. Притискні пристрої у муфті утримують ролики у постійному стиканні з обоймою та зірочкою.

В обгінних муфтах переважно використовують стандартні ролики із роликотримачами, а обойму і зірочку виготовляють із сталей ШХ15, 20Х (твердість $H \approx 60$ НРС після цементації та гартування робочих поверхонь).

При передаванні обертового моменту T_p на ролик (рис. 37.14, б) з боку зірочки та обойми діють нормальні сили N і сили тертя F_s . Сили N намагаються виштовхнути ролик із клинового зазора, а сили тертя перешкоджають цьому.



Щоб ролик не висковзнув із клинового зазора, треба виконати умову

$$2F_s \cos \alpha/2 \geq 2N \sin \alpha/2. \quad (22)$$

Враховуючи, що $F_s = Nf$, із виразу (22) дістанемо

$$f \geq \operatorname{tg} \alpha/2 \text{ або } \alpha/2 \leq \operatorname{arctg} f. \quad (23)$$

Тут f – коефіцієнт тертя ковзання у парі ролик – обойма і ролик – зірочка. Кут α переважно беруть $5-7^\circ$.

Із геометричних співвідношень розмірів муфти можна записати (р.14, б):

$$\cos \alpha = (B + d/2)/(D/2 - d/2) = (2b + d)/(D - d). \quad (24)$$

За співвідношеннями (23) і (24) можна визначити діаметр ролика d для вибраних значень a , b і D .

За умовою рівноваги обойми запишемо (при числі роликів z):

$$T_p = F_s z D/2 = 0,5N D z f - 0,5NDz \operatorname{tg} \alpha/2. \quad (25)$$

Із рівності (37.25) визначаємо нормальну силу на ролик під час передавання муфтою розрахункового обертового моменту T_p , вибравши для малих кутів $\operatorname{tg} \alpha/2 \approx \alpha/2$:

$$N = 4T_p/(Dz\alpha). \quad (26)$$

Міцність ролика і робочих поверхонь обойми та зірочки розраховують за поверхневими контактними напруженнями. Більші контактні напруження виникають у контакті ролика і зірочки, оскільки тут зведена кривина контактуючих поверхонь більша (див. 4.1):

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{4T_p / (Dzdl_p \alpha)} \leq [\sigma]_H. \quad (27)$$

Умова (27) дозволяє визначити потрібну довжину роликів l_p . Для вказаних вище матеріалів деталей муфти допустимі контактні напруження рекомендують брати $[\sigma]_H = (1200 \dots 1500)$ МПа.

Запобіжні муфти використовують для захисту окремих органів машини від перевантажень. Вони бувають із неруйнованими елементами та з руйнованими елементами.

Запобіжні муфти із неруйнованими елементами поділяють на кулачкові, кулькові та фрикційні. Такі муфти спрацьовують, коли обертовий момент перевищує деяке наперед задане значення.

Кулачкові запобіжні муфти (рис. 37.15, а) подібні до керованих кулачкових муфт, але вони не мають механізму примусового керування.

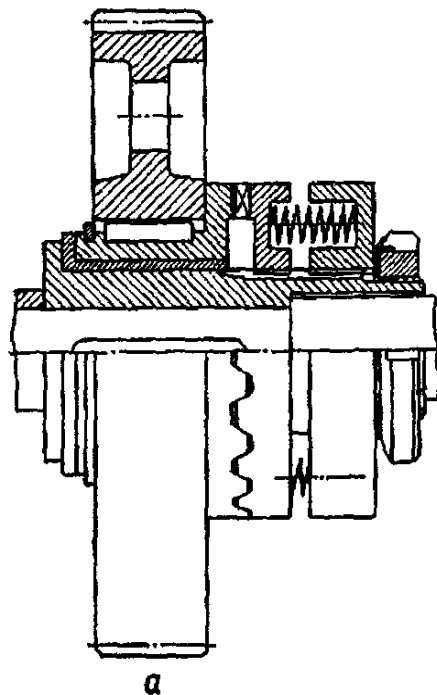
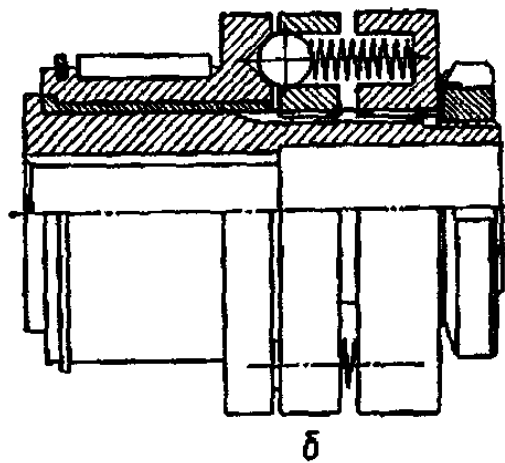


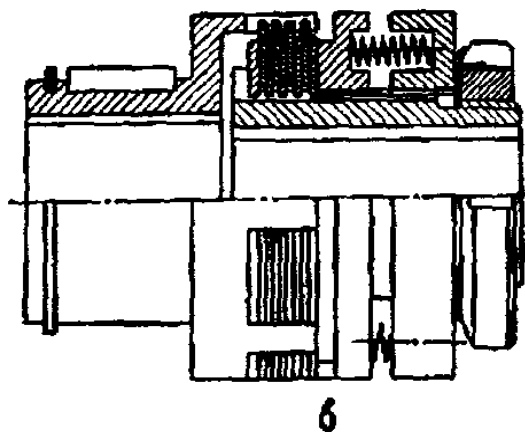
Рис. 37.15 Запобіжні муфти

Тут півмуфти замикаються зусиллям стиснутих пружин. Кут профілю кулачків α у цих муфтах вибирають великим ($\alpha \geq 40^\circ$). При перевантаженнях ($T_p > T_{\max}$) зачеплення кулачків порушується через осьове зміщення рухомої півмуфти. Кулачкові запобіжні муфти стандартизовані для діаметрів валів 8–48 мм і обертових моментів 4–400 Н·м.

Кулькові запобіжні муфти (рис. 37.15, б) за принципом дії схожі до кулачкових. При перевантаженнях під дією осьових зусиль, обумовлених формою впадин в одній із півмуфт, кульки зміщуються в осьовому напрямі і відбувається розмикання муфт. За ГОСТ 15621–77 для діаметрів валів 8–48 мм такі муфти допускають обертові моменти 4–400 Н·м.



Фрикційні запобіжні муфти (рис. 37.15, в) відрізняються від фрикційних керованих муфт відсутністю механізму керування. Ці муфти замикаються постійним зусиллям стиснутих пружин. Згідно з ГОСТ 15622–77 передбачають фрикційні запобіжні муфти для діаметрів валів 9–48 мм і обертових моментів 6,3–400 Н·м.



У всіх розглянутих запобіжних муфтах регулювання обертового моменту T_{\max} , при якому відбувається розмикання муфти, здійснюється відповідним стисканням пружин за допомогою гайок.

Запобіжні муфти із руйнованим елементом застосовують при відносно рідких перевантаженнях привода машини. Недоліком цих муфт є потреба заміни зруйнованих елементів.

На рис. 37.16, 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 заміняють.

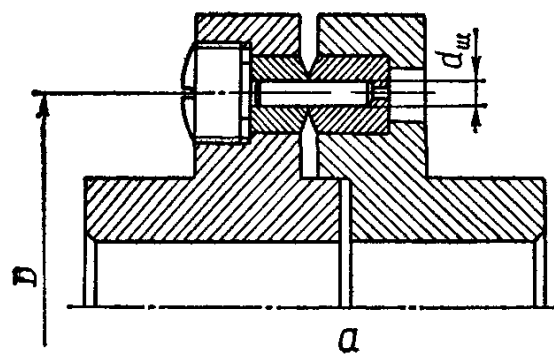


Рис. 37.16 Муфти із зрісним штифтом (а) та комбінована (б)

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 число 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_B :

$$\tau_{зр} = 8T_{\max} / (Dz\pi d_{шт}^2) = \tau_B;$$

$$T_{\max} = Dz\pi d_{шт}^2 \tau_B / 8. \quad (28)$$

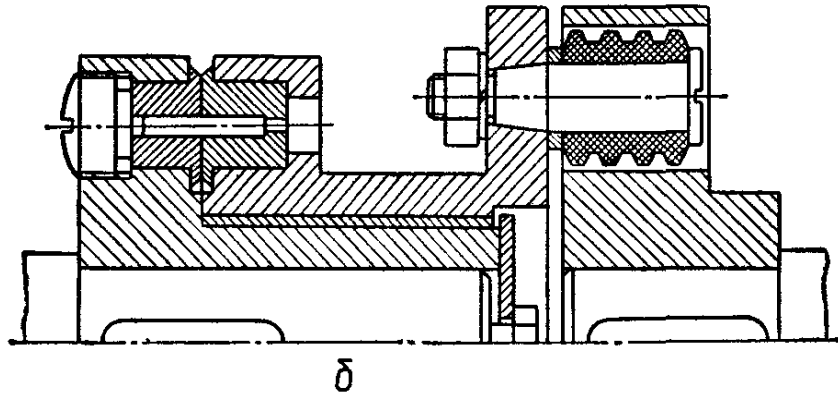
Якщо для муфти відомий максимальний обертовий момент T_{\max} , то потрібний діаметр штифта можна визначити за формулою

$$d_{шт} = \sqrt[3]{8 T_{\max} / (Dz\pi \tau_B)}. \quad (29)$$

У записаних виразах D – діаметр кола, на якому розміщені штифти. Границю міцності на зріз τ_B можна наближено визначити залежно від границі міцності на розтяг σ_B матеріалу штифта за співвідношенням $\tau_B \approx 0,8\sigma_B$.

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 використовують комбінації пружних муфт із запобіжними або керованими муфтами. На рис. 37.16, 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. 37.16, б) виконують згідно з вказівками, наведеними вище для МПВП і запобіжної муфти зі зрізним штифтом.

ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ

1. Особливості з'єднання деталей зварюванням і характеристика з'єднань

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'єднання базується на використанні сил молекулярного зчеплення.

Нині є багато різних способів з'єднання деталей зварюванням. У машинобудуванні переважно використовують такі способи: *ручне дугове зварювання металевим електродом*, *автоматичне дугове зварювання металевим електродом під шаром флюсу*, *електрошлакове зварювання* та *контактне зварювання* – стикове, шовне та точкове. Перші три способи належать до зварювання плавленням, а останній – до зварювання, що здійснюється деформуванням нагрітого до пластичного стану матеріалу деталей, які підлягають з'єднанню.

Ручне дугове зварювання металевим електродом здійснюється за допомогою електричної дуги, що виникає між деталлю та електродом. Виділена при цьому теплота оплавляє краї деталей і розплавляє електрод, матеріал якого витрачається на формування зварного шва. Ручне дугове зварювання використовується переважно для з'єднань із короткими або складними за конфігурацією зварними швами, а також в індивідуальному та малосерійному виробництві. Цей спосіб зварювання вживається для з'єднання деталей завтовшки 1–60 мм і більше.

Автоматичне дугове зварювання металевим електродом під флюсом відрізняється від ручного тим, що воно виконується зварювальною машиною автоматично і під шаром флюсу. До складу флюсу входять шлакоутворюючі (для захисту шва від впливу зовнішнього середовища), легуючі та розкислювальні компоненти. Таке зварювання забезпечує високу продуктивність та якість зварних швів. Цей метод економічно найдоцільніший

для неперервних прямолінійних та кільцевих швів значної довжини, особливо в великосерійному та масовому виробництві. При цьому можливе зварювання деталей завтовшки 2–130 мм і більше.

Електрошлакове зварювання металевим електродом відрізняється від дугового зварювання тим, що в ньому джерелом нагрівання є теплота, що виділяється при проходженні струму від електроду до деталі через шлакову ванну. Цей спосіб дуже продуктивний при зварюванні сталевих листів завтовшки 40–50 мм. На сьогодні таким способом зварюють сталеві та чавунні вироби завтовшки до 1 м, наприклад станини прокатних станів, корпуси пресів.

Контактне зварювання ґрунтується на нагріванні стику з'єднаних деталей теплотою, яка виділяється при проходженні через стик електричного струму. Нагрівання стику деталей здійснюється до температури пластичного стану матеріалу (або до оплавлення) із подальшим деформуванням (стисканням) деталей. Контактне шовне зварювання використовують для утворення герметичних швів, а контактне точкове – для виготовлення конструкцій, в яких герметичність швів не обов'язкова. Контактним зварюванням з'єднують деталі, виготовлені із тонколистових елементів.

При дуговому зварюванні конструкційних вуглецевих та низьколегованих сталей застосовують електроди у формі сталевих стержнів з товстим захисним покриттям, яке при плавленні виділяє велику кількість шлаку та газу, що утворює захисне середовище для шва. Цим забезпечують підвищення якості зварного шва, механічні властивості якого різко погіршуються під впливом кисню та азоту повітря.

Крім розглянутих вище, широко використовують спеціальні способи зварювання. Для з'єднання деталей із високолегованих сталей, різних сплавів та кольорових металів успішно застосовують зварювання в середовищі інертних газів (аргону, гелію). Ті самі матеріали, а також тугоплавкі метали і неметалеві матеріали, наприклад кераміка, достатньо добре зварюються у вакуумних камерах електронним променем або дифузійним зварюванням.

Зварні з'єднання є найдосконалішими з нероз'ємних з'єднань, оскільки вони у значній мірі наближають з'єднані деталі до цілих. Зварювання

використовують не тільки як спосіб з'єднання деталей, а й як технологічний метод виготовлення самих деталей. Зварені деталі в багатьох випадках із успіхом заміняють деталі ковані, штамповані або виготовлені литтям. Зварюванням виготовляють станини, рами і основи машин, корпуси редукторів, зубчасті колеса, шківни, 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.

2. 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. 15.1) бувають з *прямим (а), косим (б) та кільцевим (в)* швами.

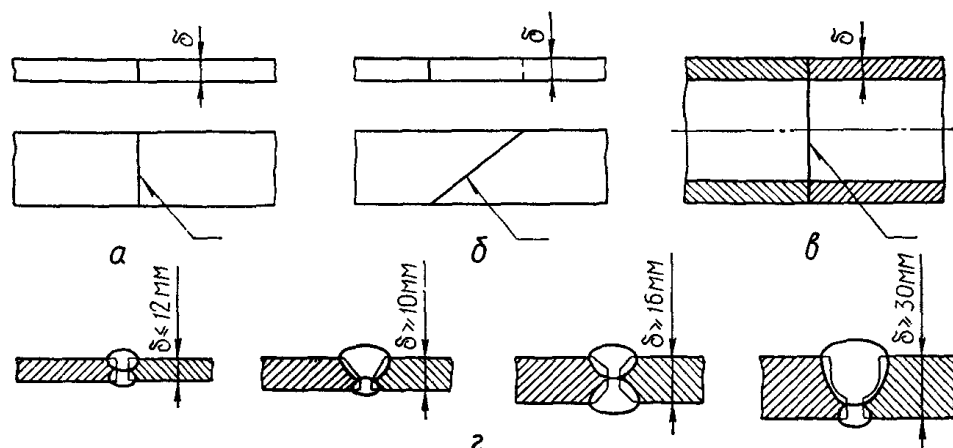


Рис. 15.1. Стикові зварні з'єднання деталей

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 кромками. Форми підготовки кромки деталей наведено на рис. 15.1, г.

Напусткове з'єднання (рис. 15.2) виконують за допомогою кутових (валикових) швів. Залежно від розміщення шва щодо лінії дії сили F кутові шви (рис. 15.2) називаються *лобовими* (а), *фланговими* (б), *комбінованими* (в) і *кільцевими* (г).

Форма поперечного перерізу кутових швів (рис. 15.2) може бути *нормальною* (д), *випуклою* (е) або *полішеною* (б, ж). Нормальна та полішена форми зварних швів досягаються механічною обробкою їх після зварювання. Випукла форма швів сприяє підвищенню концентрації напружень. Мінімальна концентрація напружень має місце в швах полішеної форми при відношенні катетів 1 : 1,5 або 1 : 2 Катет зварного шва k треба брати $k \leq \delta$ (див. рис. 15.2, а), але не менш ніж 3 мм при товщині з'єднуваних елементів деталей $\delta \geq 3$ мм. Розрахункову висоту m кутового шва (рис. 15.2, д–ж) беруть таку, що вона дорівнює висоті перерізу по бісектрисі А–А, до того ж для всіх форм перерізу швів умовно $m = k \sin 45^\circ \approx 0,7 k$.

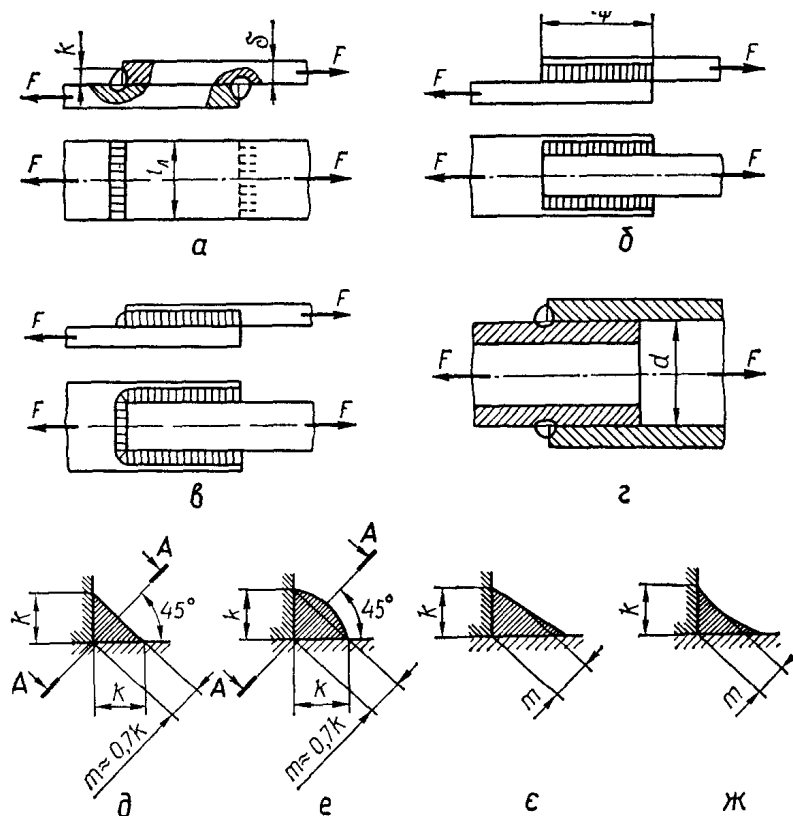


Рис. 15.2. Зварні напусткові з'єднання та форми кутових швів

Довжина лобових швів l_l у напусткових з'єднаннях не обмежується, а довжина флангових швів l_f не повинна бути більш ніж $50k$, оскільки зі збільшенням довжини l_f підвищується нерівномірність розподілення напружень у шві.

Таврове з'єднання використовують при розміщенні з'єднаних деталей у взаємно перпендикулярних площинах (рис. 15.3). Це з'єднання виконують без підготовки кромки деталі (рис. 15.3, а) або з підготовкою кромки (рис. 15.3, б, в). При статичному навантаженні з'єднання підготовку кромки можна не робити. Тоді катет k кутових швів не повинен бути більш ніж $1,2\delta$, де δ – найменша товщина зварюваних деталей.

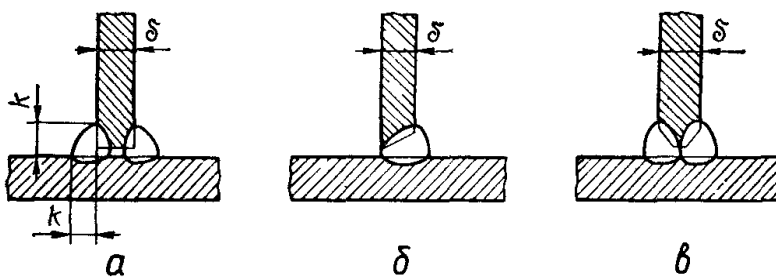


Рис. 15.3. Таврові зварні з'єднання

Кутове з'єднання відповідно з рис. 15.4 здійснюють без попередньої підготовки кромки (а, б) і з підготовкою кромки (в, г). У більшості випадків такі з'єднання є малонавантаженими і використовуються для забезпечення щільності.

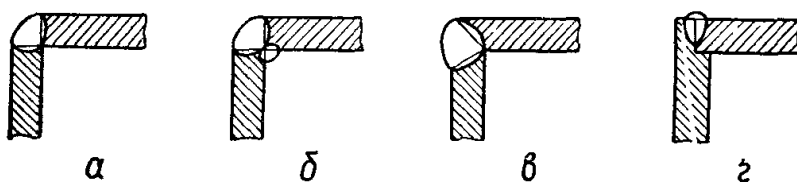


Рис. 15.4. Кутові зварні з'єднання

У деяких випадках, коли міцність напусткових з'єднань, виконаних лобовими та фланговими кутовими швами, не забезпечується, додатково здійснюються *коркові* (рис. 15.5, а), *прорізні* (рис. 15.5, б) або *пропловні* (рис. 15.5, в) зварні шви. Корковий шов дістають шляхом заповнення розплавленим металом отворів круглої форми в одній (або в двох) із з'єднаних деталей (так зване з'єднання електрозаклепками). Проріз для прорізного шва виконують

уздовж лінії дії сили F . Проплавний шов здійснюється проплавленням однієї деталі з'єднання, що має меншу товщину.

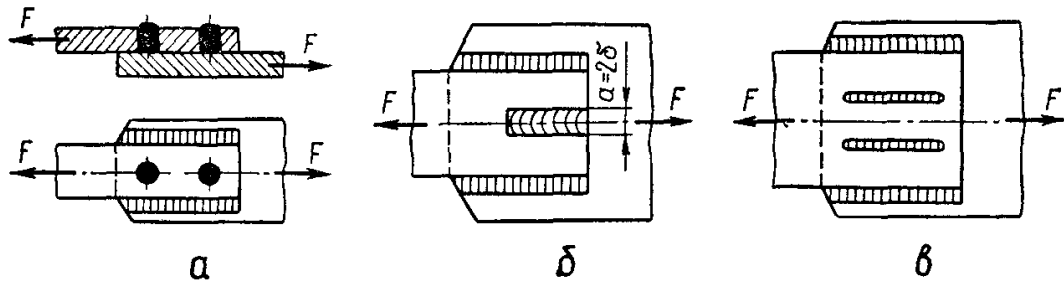


Рис. 15.5. Коркові, прорізні та проплавні зварні шви

З'єднання точковим контактним зварюванням (рис. 15.6, а, б) застосовують для плоских деталей, сумарна товщина яких не перевищує 8–10 мм.

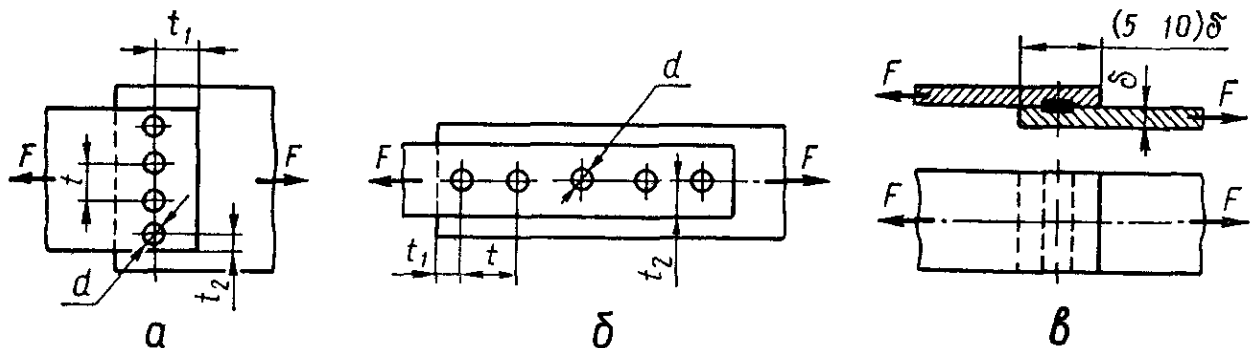


Рис. 15.6. З'єднання деталей контактним зварюванням

При товщині $\delta \geq 2$ мм найтонкішого із з'єднуваних сталевих елементів діаметр зварної точки d повинен задовольняти умові $1,2\delta + 4 < d < 1,5\delta + 5$. Крок t зварних точок не повинен перевищувати $3d$, а відстань зварних точок від країв деталей $t_1 \geq 2d$ і $t_2 = 1,5d$.

З'єднання шовним контактним зварюванням (рис. 15.6, в) використовують для тонколистових деталей, до того ж товщина δ деталей не повинна бути більш ніж 2–3 мм.

Розрахунок зварних з'єднань на міцність

Основною умовою при проектуванні зварних конструкцій деталей є забезпечення рівномірності зварних швів та з'єднуваних елементів деталей.

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

Розрахунок стикових з'єднань. Стиконе з'єднання розраховують на міцність за номінальними напруженнями 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. 15.7, а, б) умова міцності має такий вигляд:

$$\sigma = F/(\delta b) \leq [\sigma]', \quad (1)$$

де σ – напруження розтягу у шві; F – сила, що навантажує з'єднання;

δ, b – товщина та ширина з'єднаних елементів відповідно;

$[\sigma]'$ – допустиме напруження розтягу стикового зварного з'єднання.

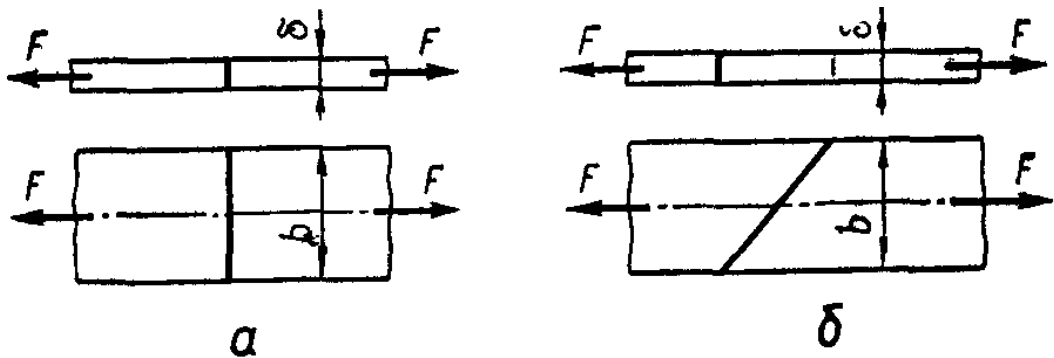


Рис. 15.7. До розрахунку стикових зварних з'єднань

Руйнування стикового зварного з'єднання може відбуватись безпосередньо по шву, місцю сплавлювання металу шва з металом деталі або по перерізу деталі в зоні термічного впливу, де в результаті нагрівання при зварюванні змінюються механічні властивості металу. У розрахунку цю невизначеність беруть до уваги відповідним вибором допустимого напруження $[\sigma]'$ та з урахуванням властивостей матеріалу з'єднаних деталей.

Концентрація напружень, що виникає у стикових швах, незначна ($K_\sigma \leq 1,6$). Для швів із знятим механічним способом підсиленням $K_\sigma = 1$

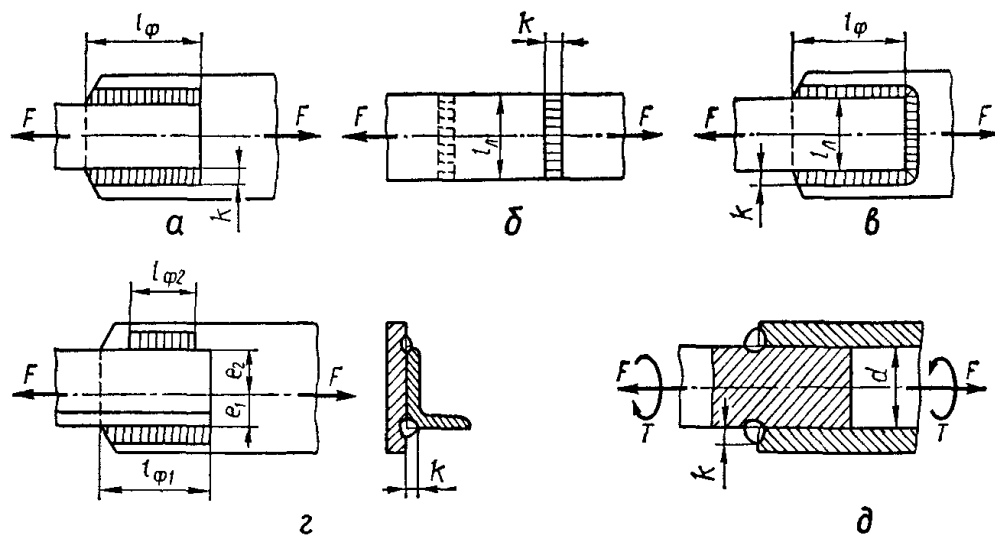
Розрахунок напусткових з'єднань. У напусткових з'єднаннях кутові шви умовно розраховують на зріз за найменшим перерізом, який знаходиться в бісектрисній площині прямого кута в поперечному перерізі шва (див. рис. 15.2, д, е), де розрахункова висота кутового шва $m = 0,7k$.

Для напунктових з'єднань, навантажених відповідно із схемами на рис. 15.8, а–в, умову міцності швів записують у вигляді

$$\tau = F/(0,7kl) \leq [\tau]', \quad (2)$$

де τ – розрахункове напруження зрізу; F – сила, що навантажує з'єднання; k – катет кутового шва; l – довжина швів; $[\tau]'$ – допустиме напруження зрізу.

Для з'єднань із кількома швами за розмір l беруть сумарну довжину швів, наприклад для напунктового з'єднання фланговими швами (рис. 15.8, а) $l = 2l_{\phi}$, для з'єднання лобовими швами (рис. 15.8, б) $l = 2l_{\text{л}}$, а для з'єднання комбінованими швами (рис. 15.8, в) $l = 0,28l_{\text{л}} + 1,5l_{\phi}$.



В останньому випадку зменшену довжину шва l беруть у зв'язку з нерівномірністю розподілення навантаження на лобовий та флангові шви.

У зварному з'єднанні з несиметричним розміщенням флангових швів щодо лінії дії сили F (рис. 15.8, г) загальну довжину швів $l = l_{\phi 1} + l_{\phi 2}$ визначають за умовою (2). Тоді $l_{\phi 1}$ та $l_{\phi 2}$ беруть відповідно до тих часток сили F , що припадають на окремі шви:

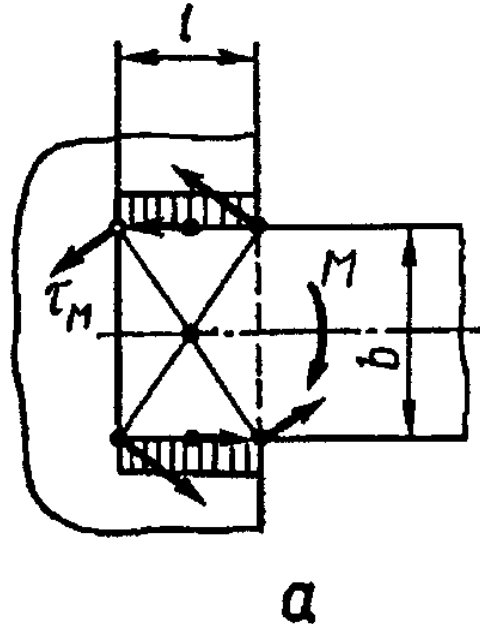
$$l_{\phi 1} = le_2/(e_1 + e_2); \quad l_{\phi 2} = le_1/(e_1 + e_2).$$

Для напунктового з'єднання із кільцевим кутовим швом, навантаженого відповідно до схеми на рис. 15.8, д, напруження зрізу в шві визначають окремо від сили F і від крутного моменту T . Тоді ці напруження складають геометрично (τ_F і τ_T напрямлені під прямим кутом):

$$\tau_F = F/(0,7k\pi d); \quad \tau_T = F_T/A = 2T/(0,7k\pi d^2); \quad \tau = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_T^2} \leq [\tau]'. \quad (3)$$

У цьому випадку колова сила на шов від крутного моменту $F_T = 2T/d$, а площа зрізу шва $A = 0.7kld$.

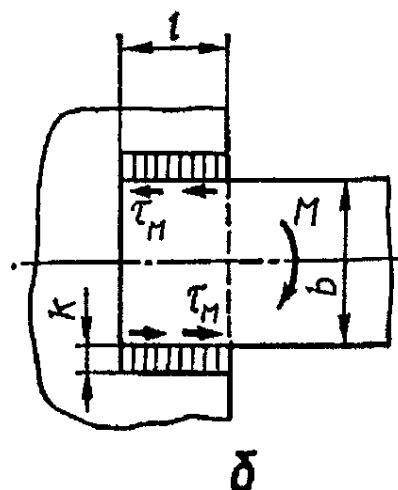
Якщо з'єднання навантажене моментом M (рис. 15.9, а), то напруження у швах розподіляються по їхній довжині нерівномірно і напрям їх різний (на рис. 15.9, а стрілками вказані напрями напружень зрізу в різних точках швів).



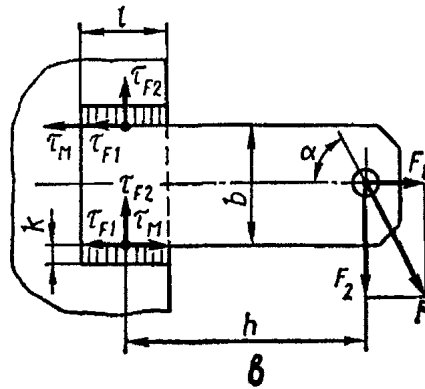
Нерівномірність розподілення напружень тим більша, чим більша довжина l швів відносно розміру b . У загальному випадку максимальне напруження на кінцях швів можна визначити за формулою $\tau_M = M/W_p$, де W_p – полярний момент опору перерізу швів у площині їхнього руйнування.

Для коротких швів ($l < b$), наближено можна припустити, що напруження зрізу розподіляються вздовж швів рівномірно (рис. 159, б) і спричинюються дією на кожний шов сили $F = M/b$. Тоді умова міцності з'єднання має вигляд

$$\tau_M = M/(0,7klb) \leq [\tau]'. \quad (4)$$



З урахуванням цих допущень можна розглядати наближений розрахунок зварного з'єднання і для більш загальної схеми навантаження (рис. 15.9, 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 напружень на рис. 15.9, в показано стрілками)

$$\tau_{\max} = \sqrt{\tau_{F1} + \tau_M)^2 + \tau_{F2}^2} \leq [\tau]', \quad (5)$$

де складові напружень зрізу визначають відповідно за формулами

$$\tau_{F1} = F_1 / (2 \cdot 0,7kl); \quad \tau_{F2} = F_2 / (2 \cdot 0,7kl); \quad \tau_M = M / (0,7klb).$$

Розрахунок таврових з'єднань.

У таврових з'єднаннях із попередньою підготовкою кромки напруження в швах визначають так, як і для суцільних деталей, але порівнюють ці напруження із допустимими напруженнями для зварних швів.

Для таврових з'єднань, здійснених кутовими зварними швами без підготовки кромки, розрахунок на міцність виконують за напруженням зрізу в зварних швах. Згідно зі схемою навантаження таврового з'єднання (рис. 15.10) максимальне напруження зрізу має місце в точках верхніх кінців швів.

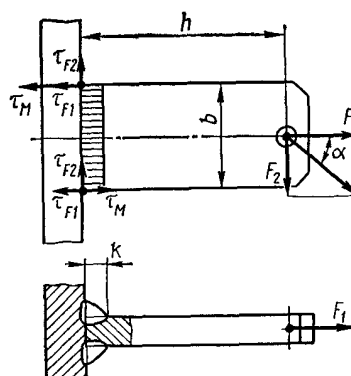


Рис. 15.10. До розрахунку таврового зварного з'єднання

Це напруження дорівнює сумі напружень від дії двох складових сили 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

$$\tau_{F1} = F_1 / (2 \cdot 0,7kb); \quad \tau_{F2} = F_2 / (2 \cdot 0,7kb); \quad \tau_M = M / (2W_0) = 3M / (0,7kb^2).$$

У виразі для τ_M величина $W_0 = 0,7kb^2/6$ – осьовий момент опору перерізу одного шва в площині його руйнування.

Відповідно умову міцності такого таврового з'єднання записують у вигляді

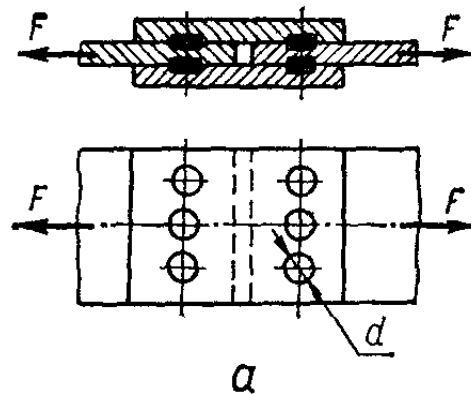
$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau_{F1} + \tau_M)^2 + \tau_{F2}^2} \leq [\tau]'. \quad (6)$$

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

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

Розрахунок з'єднань, виконаних контактним зварюванням. З'єднання точковим або шовним контактним зварюванням розраховують за напруженнями зрізу. Для з'єднання на рис. 15.11, а за умови рівномірного розподілу навантаження на всі зварні точки умову міцності записують у вигляді

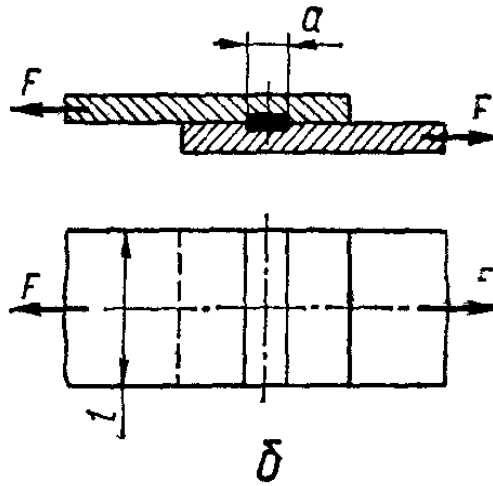
Рис. 15.11. До розрахунку з'єднань, виконаних контактним зварюванням



$$\tau = 4F / (\pi d^2 z i) \leq [\tau]', \quad (7)$$

де z – число зварних точок; i – число площин зрізу (для з'єднання на рис. 15.11, а маємо $z = 3$, а $i = 2$).

Нерівномірність розподілу навантаження між зварними точками враховують вибором занижених допустимих напружень $[\tau]'$. Число зварних точок, що розміщуються в напрямі лінії дії сили, рекомендують брати не більш як п'ять.



Шовне контактне зварювання (рис. 15.11, б) можна розглядати при розрахунку як неперервний ряд точок, що взаємно перекриваються. Тому умову міцності для з'єднання на рис. 15.11, б можна записати так:

$$\tau = F/(al) \leq [\tau]', \quad (8)$$

де a і l – відповідно ширина та довжина зварного шва.

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 допустимих напружень беруть з урахуванням конкретних якісних показників зварювання та характеру навантаження швів.

Допустимі напруження для зварних швівзначають від допустимого напруження розтягу $[\sigma]_p$ для основного металу. В табл. 15.1 наведені дані для визначення допустимих напружень зварних швів з'єднань деталей із низько- та середньовуглецевих сталей і деяких низьколегованих сталей при статичних навантаженнях. Допустимі напруження при циклічному навантаженні зварного з'єднання визначають за формулами:

$$[\sigma]'_R = [\sigma]' \gamma; \quad [\tau]'_R = [\tau]' \gamma, \quad (9)$$

де $[\sigma]'$ та $[\tau]'$ вибирають з табл.

Коефіцієнт $\gamma \leq 1$ враховує характеристику $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ або $R = \tau_{\min}/\tau_{\max}$

циклів змінних напружень та ефективні коефіцієнти K_e концентрації напружень у зварних з'єднаннях. Значення γ визначають за формулою

$$\gamma = 1 / (0,6K_e \pm 0,25) - (0,6 / K_e \pm 0,25) R \quad . \quad (10)$$

Верхні знаки в знаменнику цієї формули беруть для дотичних напружень та нормальних, якщо найбільшими за абсолютним значенням є напруження розтягу, а нижні – якщо напруження стиску. Уразі рівності абсолютних значень нормальних напружень можна брати або верхні, або нижні знаки.

Значення ефективних коефіцієнтів K_e концентрації напружень для зварних з'єднань наведені в табл.

Якщо за формулою (10) дістають $\gamma > 1$, то в розрахунок беруть $\gamma = 1$. Це має місце при $R > 0$ і означає, що для даного циклу напружень вирішального значення набуває не втома, а статична міцність.

Наведені вище рекомендації для визначення допустимих напружень у зварних швах справедливі при якісно виконаному зварюванні, що задовольняє вимогам стандартів. Усякі дефекти в зварних швах (непровари, підрізи, поруватість, сторонні включення, тріщини) спричинюють різке зниження несучої здатності зварного з'єднання, особливо при циклічному навантаженні.

З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ТА ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ РІЗЬБОВІ З'ЄДНАННЯ

1. Загальні відомості

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 поділяють 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 *називають з'єднаннями*. Всі види з'єднань поділяють на роз'ємні та нероз'ємні.

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

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

Проміжне місце між роз'ємними та нероз'ємними займають *пресові з'єднання*. В деяких випадках ці з'єднання проектуються як нероз'ємні, і розкладання їх може спричинити пошкодження спряжених поверхонь та послаблення посадки деталей. Але при малих натягах, характерних, наприклад, для посадки кілець підшипників кочення, 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'єднань.

Різьбовими називають 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.

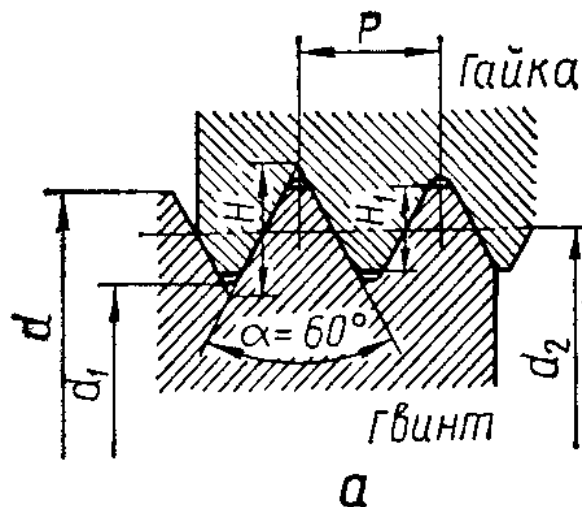
Обмеження у використанні різьбових з'єднань пов'язані з наявністю значної кількості концентраторів напружень на поверхнях різьбових деталей, що зменшує їх втомну міцність при дії змінних напружень.

2. Кріпильні різьби та їхні 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. 11.1, 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 даються в дюймах). Метрична різьба має трикутний профіль витків із кутом профілю $\alpha = 60^\circ$. Вершини витків та впадин притуплені по прямій або по дузі кола, по вершинах та впадинах утворений зазор. Така конструкція полегшує обробку різьби, зменшує концентрацію напружень та запобігає пошкодженням різьби в умовах виконання складальних робіт.



Метрична різьба характеризується такими основними геометричними параметрами: d – зовнішній (номінальний) діаметр різьби; d_1 – внутрішній діаметр; d_2 – середній діаметр (діаметр уявного циліндра, поверхня якого перетинає витки різьби по висоті так, що ширина витка дорівнює ширині впадини); P – крок різьби (відстань між однойменними сторонами двох сусідніх витків, виміряна в напрямі осі гвинта); $H = 0.866P$ – теоретична висота профілю витка різьби; $H_1 = 0.541P$ – робоча висота профілю, на якій дотикаються витки гвинта і гайки; n – число заходів різьби (для кріпильних метричних різьб $n = 1$) і

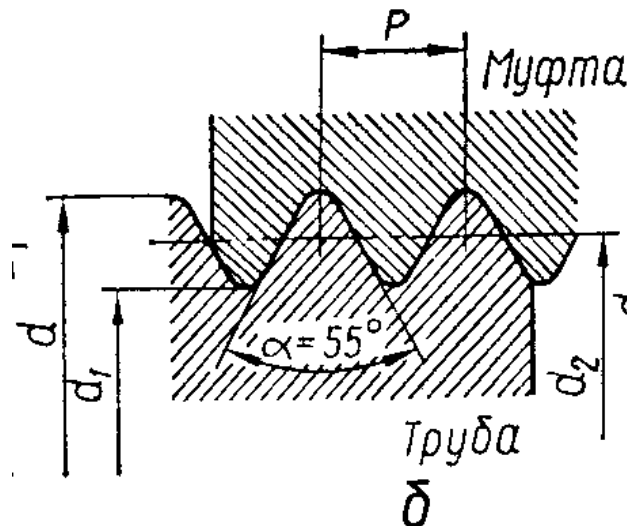
ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру, що визначається за співвідношенням

$$\operatorname{tg}\psi = Pn/(\pi d_2). \quad (1)$$

Метричні різьби бувають з нормальним або малим кроком. Так, для різьби із зовнішнім діаметром $d = 20$ мм стандартами, крім різьби з нормальним кроком $P = 2,5$ мм, передбачені різьби з малими кроками: 2; 1,5; 1,0; 0,75 і 0,5 мм. При зменшенні кроку відповідно зменшується глибина різьби та кут підйому гвинтової лінії ψ . Позначення метричної різьби: M20 – метрична різьба з нормальним кроком і зовнішнім діаметром $d = 20$ мм; M20 x 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. 11.1).

Трубна різьба (рис. 11.1, б) використовується для герметичного з'єднання труб та 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.



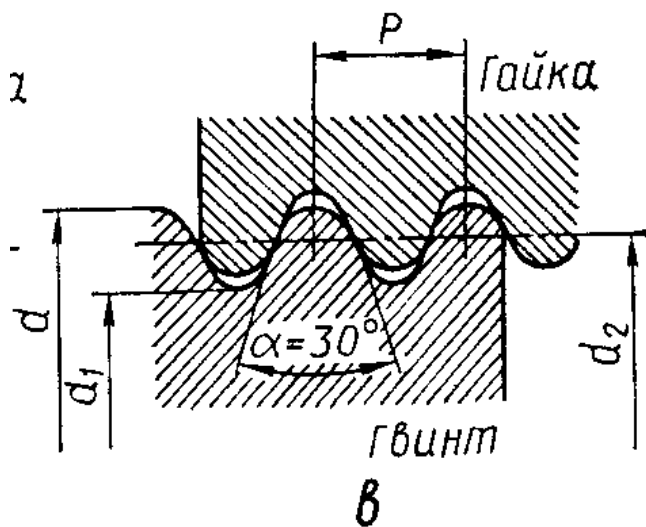
Трубна різьба має малий крок витків, оскільки нарізується на трубі з малою товщиною стінки. За номінальний діаметр трубної різьби беруть внутрішній діаметр труби. Зовнішній діаметр такої різьби в дійсності більший номінального на дві товщини стінки труби.

У міжнародному стандарті для трубної різьби зберігається дюймове вимірювання. Позначення трубної різьби в технічній документації таке: Трубн. 2" кл.2 – трубна різьба із номінальним діаметром 2 дюйми за другим класом точності.

Трубну різьбу можна нарізувати також на конічній поверхні для досягнення високої щільності з'єднання. Приклад позначення конічної трубної різьби – К 3/4*.

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

Кругла різьба (рис. 11.1, 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 згвинчуються та відгвинчуються в умовах забруднення (пожежна арматура, вагонні стяжки, цоколі електроламп та ін.). Параметри круглої різьби регламентовані ГОСТ 6042–83.

3. Кріпильні різьбові деталі, їхні конструкції та матеріали

Для з'єднання деталей використовують болти (гвинти з гайками), гвинти або шпильки (рис. 11.2, а–в).

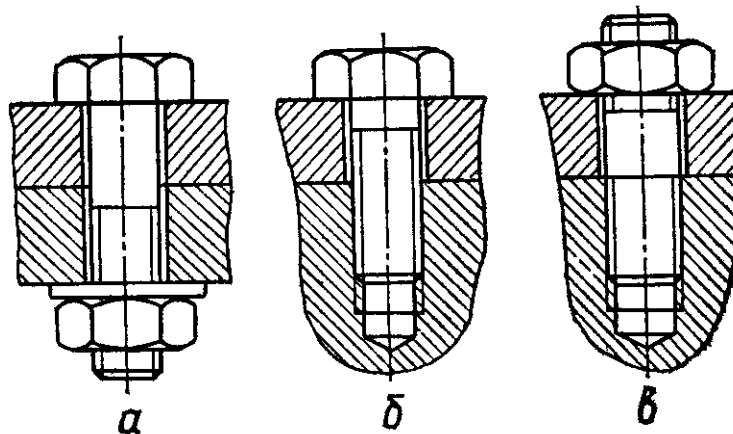


Рис. 11.2. З'єднання за допомогою болта, гвинта та шпильки

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 гвинта та гайки, а також має місце деяка незручність виконання складальних операцій, бо при загвинчуванні або відгвинчуванні гайки треба утримувати головку гвинта 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 нераціональне. Гвинти та шпильки вимагають певної глибини загвинчування в одну із деталей з'єднання. Якщо при експлуатації з'єднання виникає потреба у багатократному з'єднуванні та роз'єднуванні деталей, то для запобігання можливому руйнуванню різьби деталі перевага надається з'єднанню шпилькою або болтовому з'єднанню.

У деяких випадках (рис. 11.2, а) під гайку або головку гвинта ставлять плоску круглу шайбу. Постановка такої шайби зменшує пошкодження та змінання гайкою поверхні деталі (якщо деталь виготовлена з м'якого матеріалу – алюмінію, пластмаси, дерева) при загвинчуванні гайки чи гвинта. Плоскі круглі шайби використовують також у випадку збільшеного діаметра отвору під болт або гвинт або коли отвір не має круглої форми.

Геометричні форми та розміри гвинтів, гайок, шпильок дуже різноманітні і достатньо описані у відповідних довідниках та стандартах різьбових

кріпильних деталей. Деякі види широко застосовуваних гвинтів, що відрізняються конструкцією головок, показані на рис. 11.3, а різні форми гайок – на рис. 11.4.

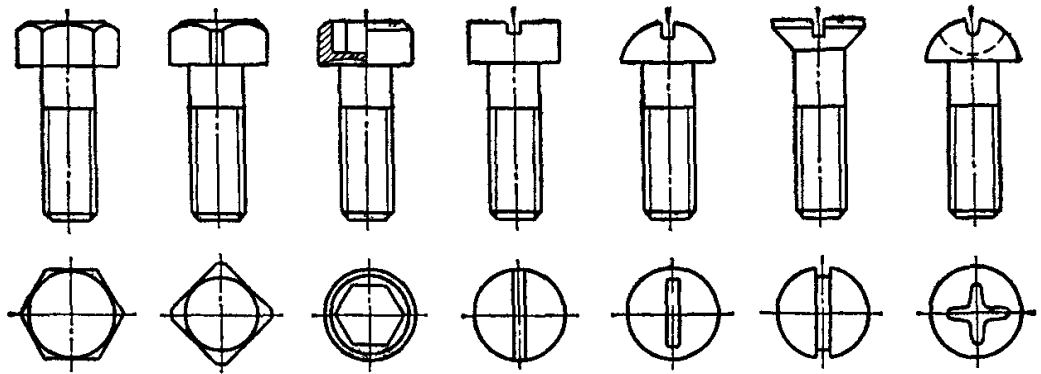


Рис. 11.3. Конструкції гвинтів

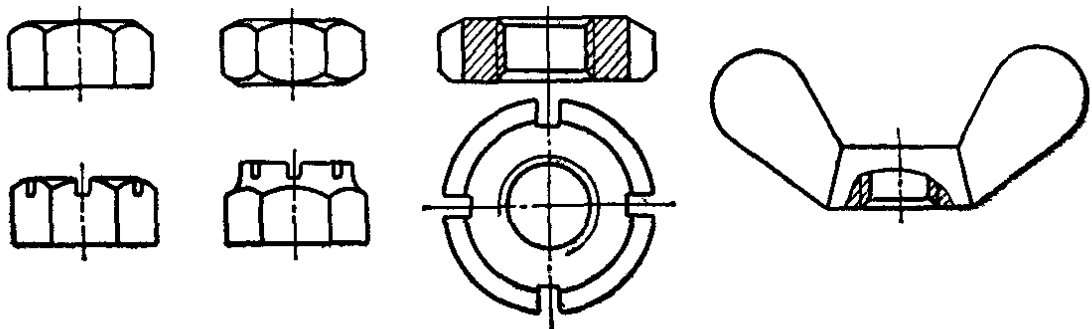


Рис. 11.4. Конструкції гайок

Для виготовлення кріпильних різьбових 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 поділяють на 12 класів міцності, а гайки – на 7 класів.

Клас міцності болтів, гвинтів та шпильок позначається двома числами, розділеними крапкою. Перше число, помножене на 100, визначає мінімальне значення границі міцності σ_B , МПа, матеріалу болта, а друге число, поділене на 10 і помножене на σ_B , дає границю текучості матеріалу болта. Наприклад, для болта класу міцності 5.6 маємо: $\sigma_{B \min} = 5 \cdot 100 = 500$ МПа; $\sigma_T = 6 \cdot 500/10 = 300$ МПа.

Таблиця 11.2. Рекомендації для вибору матеріалу болтів та гайок

Клас міцності болтів	σ_B , МПа		σ_T , МПа	Марка сталі	
	min	max		Болт	Гайка
3.6	300	440	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
10.9	1000	1200	900	40Г2; 40Х	35Х; 38ХА

Умовне позначення болта, наприклад, із номінальним діаметром різьби $d = 12$ мм, малим кроком $P = 1,25$ мм, довжиною $l = 60$ мм та класом міцності 4.6 записують: Болт М12 х 1,25 х 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 будемо 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 М12 х 1,25.8 ГОСТ 5927 – 70.

Механічні характеристики матеріалів різьбових деталей (деякі витяги із ГОСТ 1759.4 – 87) наведені в табл. 11.2 і 11.3.

Таблиця 11.3. Рекомендації для вибору матеріалу гайок

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

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

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

4. Стопоріння різьбових з'єднань

Запобігання самовідгвинчуванню різьбових деталей є важливим заходом у підвищенні надійності з'єднань деталей.

У з'єднаннях деталей із кріпильними різьбами забезпечується самогальмування, оскільки кут тертя між витками різьби гвинта та гайки значно перевищує кут підйому гвинтової лінії. Крім цього, самовідгвинчуванню чинять опір сили тертя між деталями та опорними поверхнями гайки чи головки болта (гвинта). Але самогальмування різьбового з'єднання надійно реалізується тільки при статичному навантаженні. При дії змінних (вібраційних чи ударних) навантажень різко знижується коефіцієнт тертя між витками, умови самогальмування порушуються і спостерігається самовідгвинчування різьбових деталей, що може спричинити руйнування з'єднання або навіть аварійний стан у роботі машини.

Щоб запобігти самовідгвинчуванню, слід використовувати стопорні пристрої, робота яких базується або на створенні додаткових сил тертя, або на використанні спеціальних замкових засобів.

Пристрої, що базуються на створенні додаткового тертя, показані на рис. 11.5, а–г. Контргайка (рис. 11.5, а) створює додатковий натяг і додаткові сили тертя в різьбі. Пружинна шайба (рис. 11.5, б) підтримує натяг і додаткові сили тертя в різьбі на деякій ділянці самовідгвинчування (до 1–1,5 оберта гайки). Крім цього, пружність шайби значно зменшує вплив вібрації на тертя в різьбі. В гайках із завальцьованим кільцем з поліаміду (рис. 11.5, в) додаткове стопоріння здійснюється за рахунок сил зчеплення zdeформованого при загвинчуванні гайки кільця та витків різьби гвинта. Знаходять застосування також гайки на рис. 11.5, г, додаткове тертя в яких створюється у верхній частині гайки, zdeформованої на еліпс після нарізування різьби.

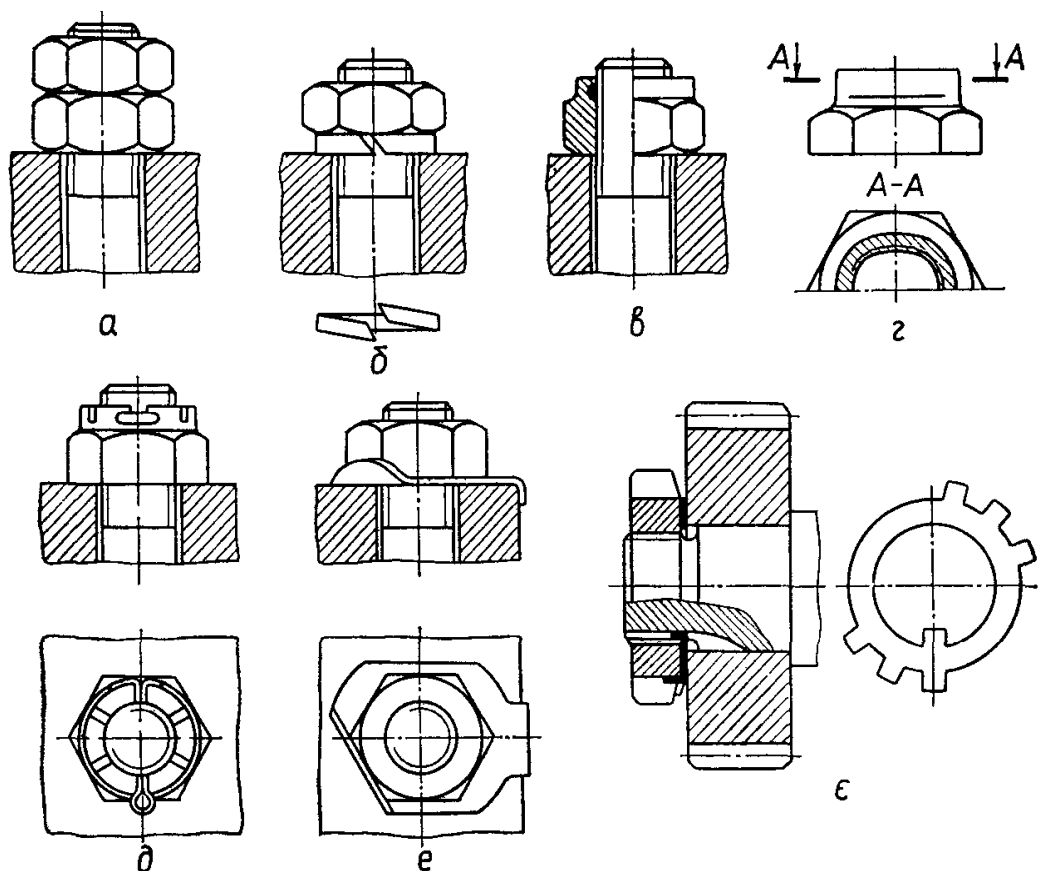


Рис. 11.5. Способи стопоріння різьбових з'єднань

У замкових пристроях для запобігання самовідгвинчуванню використовують стопоріння шплінтами (рис. 11.5, д), загнутими стопорними шайбами (рис. 11.5, е, є) та іншими способами.

На практиці використовують такі способи стопоріння різьбових з'єднань, як зварювання (гайка або головка гвинта приварюються до деталі з'єднання) або пластичне деформування з руйнуванням витка різьби кернуванням

5. Елементи теорії гвинтової пари

Співвідношення між осьовою силою, що діє на болт, та моментом сил, прикладеним до гайки при її загвинчуванні. У болтовому з'єднанні взаємна нерухомість деталей забезпечується відповідною затяжкою болта. При загвинчуванні гайки (рис 11.6) осьова сила F_0 у стержні болта зростає; при цьому збільшується і момент T , що прикладається до гайки.

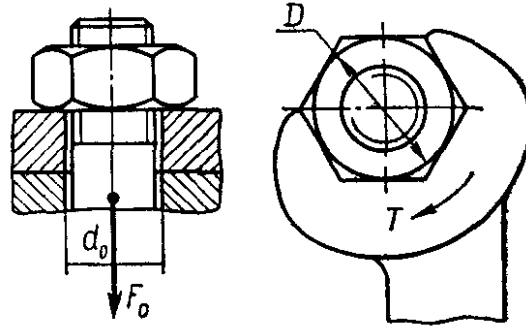


Рис. 11.6. До визначення моменту сил опору при загвинчуванні гайки

Цей момент дорівнює сумі моментів сил тертя в різьбі та на торці гайки:

$$T = T_{SP} + T_{ST}. \quad (2)$$

Момент сил тертя в різьбі при загвинчуванні гайки визначається за формулою

$$T_{SP} = 0,5F_0d_2tg(\psi + \rho). \quad (3)$$

Опорна торцева площа гайки має форму кільця, обмеженого діаметрами d_0 і D (рис. 11.6). Тому момент сил тертя на такій площині при рівномірному розподілі тиску можна записати у вигляді

$$T_{ST} = F_0f \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} = F_0fR_{ЗВ} \quad (4)$$

У формули (3) та (4) входять такі величини: d_2 – середній діаметр різьби болта; ψ – кут підйому витків різьби; $\rho = \arctg \frac{f}{\cos \alpha / 2}$ – зведений кут тертя в різьбі; α – кут профілю витків різьби; f – коефіцієнт тертя ковзання; $R_{ЗВ}$ –

зведений радіус сил тертя на кільцевій площині торця гайки, що визначається за виразом

$$R_{зв} = \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \quad (5)$$

Підставляючи (3) і (4) у вираз (2), дістаємо

$$T = F_0(0,5d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho) + f R_{зв}). \quad (6)$$

Наближена геометрична подібність метричних різьб різних діаметрів дає змогу для орієнтовних розрахунків використовувати простіші співвідношення, що добути для середніх значень розрахункових параметрів. Для метричної різьби з нормальним кроком можна взяти: $\psi \approx 2^\circ 30'$; $d_2 \approx 0,9d$; $R_{зв} \approx 0,7d$ і $f = 0,15$ (для різьби без покриття). Тоді момент, що прикладається до гайки при її загвинчуванні, на основі виразу (6) може бути визначений за формулою

$$T = 0,2F_0d. \quad (7)$$

Якщо припустити, що довжина ручного гайкового ключа дорівнює в середньому $14d$, то, прирівнюючи момент на ключі, що створюється силою Q руки, і момент T , дістанемо співвідношення між осьовою силою F_0 , яка діє на болт, та силою Q , прикладеною до ключа:

$$F_0 \approx 70Q. \quad (8)$$

Таким чином, за допомогою кріпильних різьб можна мати вигреш у силі приблизно в 70 разів (при $f = 0,1$ – у 100 разів).

Вираз (6) беруть за основу при створенні спеціальних динамометричних ключів, що використовуються для контрольованої затяжки різьбових з'єднань.

Розподіл осьової сили, що діє на болт, на витках різьби. Осьова сила F на болті передається через витки його різьби на гайку (рис. 11.7). При цьому кожний виток різьби навантажується відповідно силами F_1, F_2, \dots, F_z . Сума всіх сил становить загальну осьову силу F на стержні болта:

$$F = F_1 + F_2 + \dots + F_z \quad (9)$$

За умови рівномірного розподілу сил на кожний виток

$$F_1 = F_2 = \dots = F_z = F/z, \quad (10)$$

де z – число витків різьби в гайці.

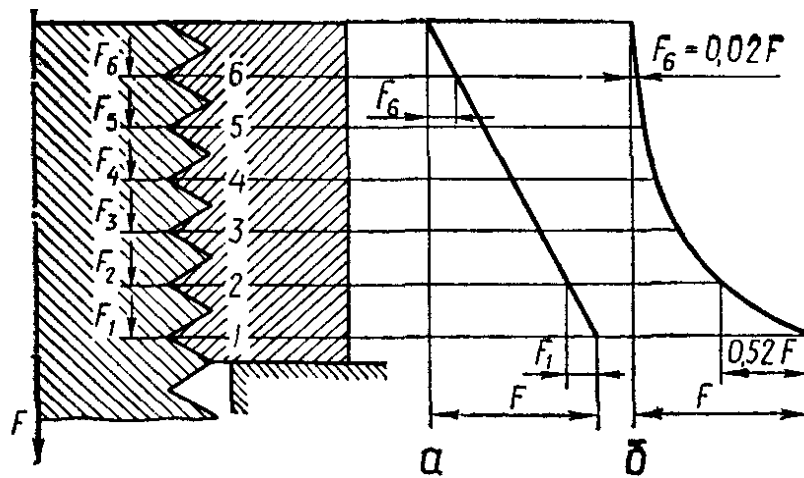


Рис. 11.7. Схема навантаження витків різьби

У такому разі епюру осьових сил у різних перерізах стержня болта зображають прямою лінією (рис. 11.7, а). Тут навантаження від витка до витка рівномірно зменшується на F/z .

У дійсності витки різьби у звичайних гайках навантажуються нерівномірно. Однією із причин нерівномірного розподілу навантаження на витках різьби є те, що стержень болта розтягується (крок його витків збільшується), а гайка стискається (крок її витків зменшується).

Теоретичне розв'язування задачі про розподіл навантаження на витках різьби було зроблене М. Є. Жуковським у 1902 р. і в подальших експериментальних дослідженнях неодноразово підтверджене. Так, у стандартній гайці з шістьма витками перший зі сторони опорної площини гайки виток різьби сприймає близько 52 % осьової сили F , а останній, шостий – тільки 2 % (рис. 11.7, б).

Рівномірність розподілу осьової сили на витках різьби можна поліпшити використанням спеціальних гайок. Одним із способів досягнення цієї мети є застосування конструкцій гайок, в яких ділянки матеріалу з різьбою деформуються аналогічно з деформацією стержня гвинта. На рис. 11.8, а, б показані конструкції гайки, в яких матеріал, що знаходиться в області різьби, розтягується так, як і матеріал стержня гвинта. В наведених прикладах

збільшення податливості гайок у зоні найбільш навантажених витків також сприяє вирівнюванню навантаження витків різьби.

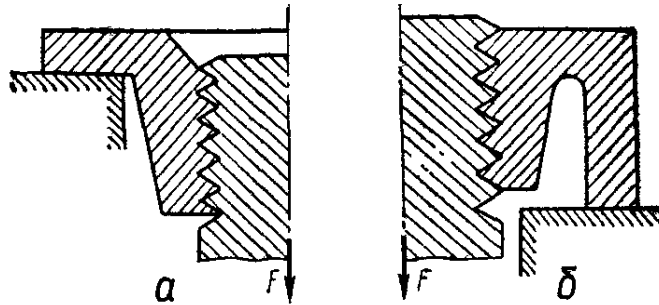


Рис. 11.8. Конструкції гайок, що сприяють рівномірному навантаженню витків різьби

Спеціальні гайки в основному застосовують у з'єднаннях, що знаходяться під дією динамічних навантажень. Руйнування різьбових деталей з'єднання в цьому випадку має втомний характер і відбувається в місцях найбільшої концентрації напружень або в зоні найбільш навантаженого витка різьби. За дослідними даними використання спеціальних гайок може підвищити границю витривалості різьбових з'єднань на 20–30 %.

6. 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 напружень змінання на поверхнях їхнього контакту та напружень зрізу витків на гвинті або на гайці (р 11.9).

Умова міцності витків різьби за напруженнями змінання

$$\sigma_{3M} = F/A = F/\pi d_2 H_1 z \leq [\sigma]_{3M} \quad (11)$$

де $A_{3M} = \pi d_2 H_1 z$ – умовна площа змінання витків; H_1 – робоча висота витків; z – кількість витків у гайці висотою h .

Умова міцності витків за напруженнями зрізу: для гвинта

$$\tau_{зр} = F/A_{зр} = F/\pi d_1 a z \leq [\tau]_{зр} \quad (12)$$

для гайки

$$\tau_{зр2} = F/\pi d b z \leq [\tau]_{зр} \quad (13)$$

Оскільки $a = b \approx 0,8P$ (для трикутної різьби), $Pz = h$, умови (12) і (13) запишемо в такому вигляді:

для гвинта

$$\tau_{зр1} = F/0,8\pi d_1 h \leq [\tau]_{зр} \quad (14)$$

для гайки

$$\tau_{зр2} = F/0,8\pi d h \leq [\tau]_{зр} \quad (15)$$

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

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:

$$\tau_{зр} = F/0,8\pi d_1 h = \tau_T = 0,6\sigma_T = 0,6(4F/\pi d_1^2) \quad (16)$$

Із записаної рівності дістаємо $h \approx 0,52d_1$.

Висоту стандартних гайок, що працюють у парі з гвинтами із одного і того ж матеріалу, беруть $h = 0,8d$.

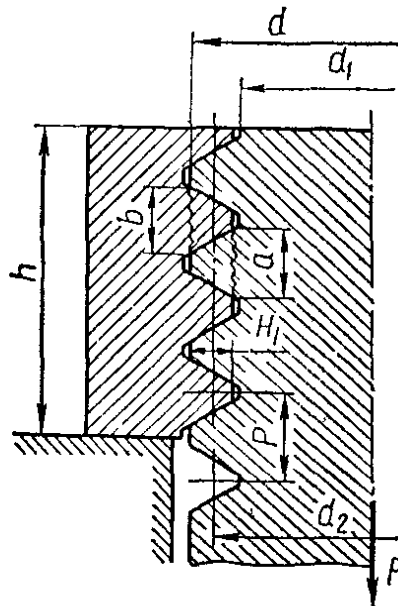


Рис. 11.9. До розрахунку витків різьби на міцність

За аналогічними міркуваннями встановлюють також норми на глибину загвинчування гвинтів та шпильок у деталі з'єднання. Так, глибину загвинчування сталевих гвинтів у сталеві деталі вибирають $h_1 = d$, а в чавунні та силумінові деталі – $h_1 = 1,5d$. Для вказаних значень глибини загвинчування гвинтів міцність різьби переважає міцність стержня гвинта, що запобігає руйнуванню різьби в деталях з'єднання.

Розглянуті вище особливості та співвідношення розмірів дають змогу зняти потребу в розрахунку на міцність різьби в стандартних кріпильних деталях.

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

З'єднання незатягнутим болтом, що навантажене зовнішньою осьювою силою. Прикладом такого з'єднання може бути кріплення вантажної петлі (рис. 11.10). Особливістю цього з'єднання є те, що болт не має попередньої затяжки (між деталями з'єднання є зазор).

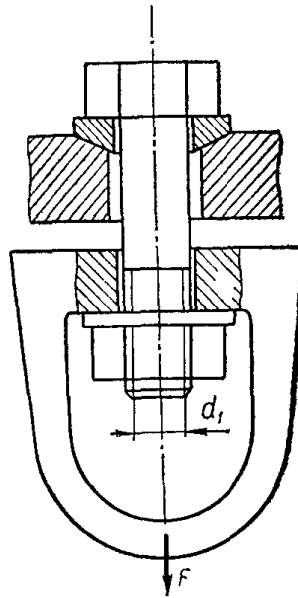


Рис. 11.10. Осьове навантаження незатягнутого болта

При навантаженні петлі силою F в стержні болта виникає деформація розтягу. небезпечним перерізом стержня буде переріз на різьбовій ділянці, площа якого

$A = \pi d_1^2/4$. Відповідно умова міцності стержня болта на розтяг

$$\sigma_p = 4F/(\pi d_1^2) \leq [\sigma]_p.$$

Із записаної умови маємо потрібний внутрішній діаметр різьби

$$d_1 \geq \sqrt{4F/(\pi[\sigma]_p)}. \quad (18)$$

Значення d_1 округляють до стандартного, за яким встановлюють номінальний діаметр d різьби болта (див. табл. 11.1). Допустиме напруження $[\sigma]_p = \sigma_T/s$, де коефіцієнт запасу міцності болта беруть $s = 2...3$.

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. 11.11) вибирають із умови забезпечення герметичності стику деталей (між деталями знаходиться пружна прокладка).

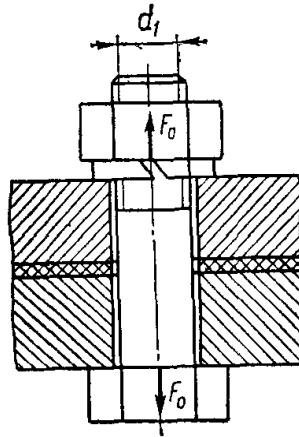


Рис. 11.11. З'єднання зтягнутим болтом без зовнішнього навантаження

При зтяжці з'єднання стержень болта розтягується осьовою силою F_0 і одночасно скручується моментом сил тертя в різьбі T_{sp} . Небезпечним перерізом для болта є переріз діаметром d_1 на різьбовій ділянці (переріз із найменшим діаметром).

Від дії сили F_0 напруження розтягу

$$\sigma_p = 4F_0/(\pi d_1^2). \quad (19)$$

При скручуванні стержня болта моментом T_{sp} [див. формулу (3)] напруження

$$\tau = T_{3P}/W_P = \frac{16 \cdot 0,5F_0 d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{\pi \cdot d_1^3} \quad (20)$$

Міцність болта оцінюється за еквівалентним напруженням

$$\sigma_E = \sqrt{1/\sigma_p^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (21)$$

Після підстановки σ_p та τ в умову (21) дістанемо

$$\sigma_E = \sqrt{1 + 4 \left[\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{d_1} \right]^2} = \frac{4F_0 \beta}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma] \quad (22)$$

Тут β – коефіцієнт, що враховує скручування болта при зтяжці:

$$\beta = \sqrt{1 + 4 \left[\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{d_1} \right]^2} \quad (23)$$

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 (22) потрібний внутрішній діаметр різьби болта

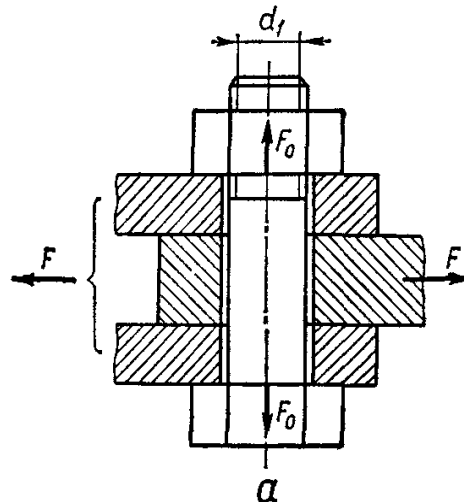
$$d_1 \geq \sqrt{4F_0\beta/(\pi \cdot [\sigma])}. \quad (24)$$

Значення d_1 узгоджують із стандартним і вибирають номінальний діаметр d різьби болта (див. табл. 11.1).

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. 11.12, а).



Умова відсутності зсуву деталей з'єднання має вигляд

$$F \leq i \cdot F_s = i \cdot f \cdot F_0, \quad (25)$$

де F – зовнішня сила, що діє на деталі з'єднання; F_s – сила тертя в одній парі площин стикання 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 (25) можна визначити потрібну силу затяжки болта:

$$F_0 = kF/(if). \quad (26)$$

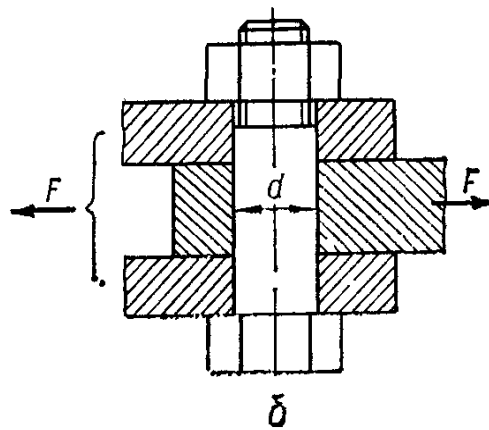
Значення k вибирають: при статичному навантаженні з'єднання $k = 1,3 \dots 1,5$; при дії змінного навантаження $k = 1,8 \dots 2,0$.

Сила F_0 дає змогу визначити потрібний внутрішній діаметр різьби d_1 із умови міцності болта на розтяг. Після підстановки (26) в (24) дістанемо

$$d_1 = \sqrt{4Fkb/(\pi f[\sigma])}. \quad (27)$$

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. 11.12, 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

$$\tau_{зр} = F/A_{зр} = 2F/(\pi d^2) \leq [\tau]_{зр}. \quad (28)$$

Тут зріз болта відбувається у двох площинах, тому

$$A_{зр} = 2\pi d^2/4.$$

Потрібний діаметр стержня болта може бути визначений за виразом

$$d \geq \sqrt{2F/(\pi[\tau]_{зр})}. \quad (29)$$

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'єднання потрібний діаметр болта, встановленого із зазором, суттєво більший (за умовою міцності), ніж діаметр болта, встановленого без зазора.

З'єднання затягнутим болтом, що навантажене постійною зовнішньою осьовою силою. Приклади осьового навантаження з'єднань із попередньо затягнутими болтами (напря́м дії зовнішньої сили паралельний осі болта) є найпоширенішими у практиці. Для більшості таких з'єднань треба зберегти певні умови в площині стику (герметичність, нерозкриття стику та ін.) при дії зовнішнього навантаження. Прикладами з'єднань, що навантажені зовнішніми осьовими силами, можуть бути болтові з'єднання фланців трубопроводів, кришок резервуарів підвищеного тиску, різних кронштейнів та інших деталей.

Діаграма сумісних деформацій болта та деталей з'єднання.

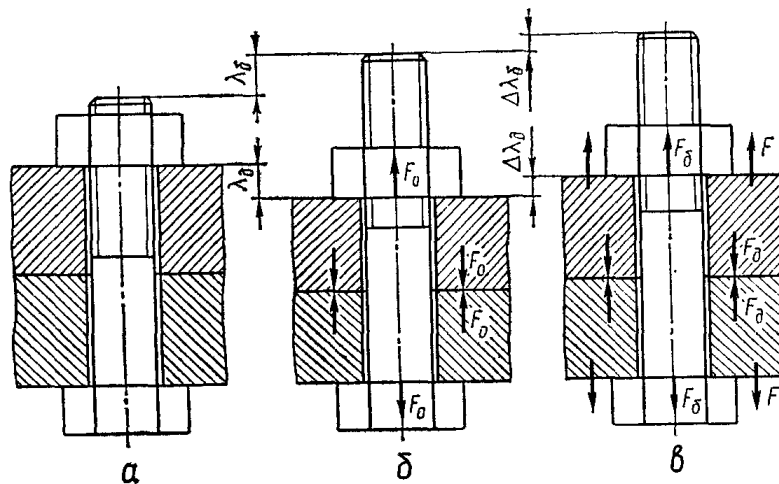


Рис. 11.13. Осьове навантаження з'єднання затягнутим болтом

Розглянемо послідовність навантаження та деформації деталей болтового з'єднання при затяжці болта і зовнішньому осьовому навантаженні. На (рис.11.13,а) показано болтове з'єднання деталей, коли болт не має затяжки, а зовнішня сила відсутня, тобто болт і деталі з'єднання не навантажені. Після затяжки (зовнішня сила на деталі з'єднання не діє) болт навантажується силою затяжки F_0 , а стик деталей навантажується такою самою силою F_0 (Рис. 11-13,б). При цьому під дією сили F_0 болт деформується (розтягується) на λ_b , а деталі з'єднання деформуються (стискаються) на λ_d . Після прикладення до деталей з'єднання зовнішньої осьової сили F (рис. 11.13, в) сила, що навантажує болт, збільшиться і буде мати F_δ , а сила в стикі деталей з'єднання зменшиться

до F_d . Тоді ж болт додатково здеформується на $\Delta\lambda_b$, а деформація деталей з'єднання зменшиться на $\Delta\lambda_d$.

Зв'язок між силами та деформаціями деталей даного з'єднання показаний графічно у вигляді діаграми на рис.11.14. У межах пружних деформацій маємо лінійну залежність між деформаціями і навантаженням деталей з'єднання. Пряма 1 зображає залежність деформації болта від його навантаження, а пряма 2 – те саме для деталей з'єднання. Кути α і β нахилу графіків до осі абсцис характеризують відповідно поздовжню жорсткість болта c_b і деталей з'єднання c_d ($\text{tg } \alpha = c_b$, а $\text{tg } \beta = c_d$). На рис. 11.14 показано, що після навантаження болта силою F_0 його деформація буде λ_b , а деталей з'єднання – λ_d .

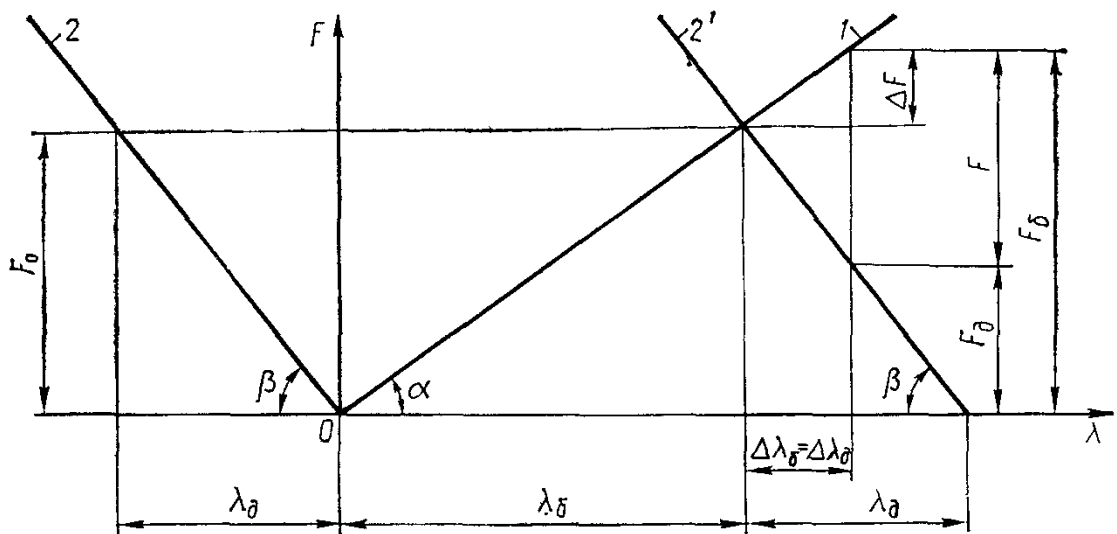


Рис. 11.14. Діаграма сумісних деформацій болта та деталей з'єднання

Перенесемо графік деформації деталей із положення 2 в положення 2'. При цьому ордината точки перетину графіків 1 і 2' буде визначати силу попередньої затяжки болта F_0 .

Після прикладання до з'єднання зовнішньої осьової сили F болт додатково збільшить свою довжину на $\Delta\lambda_b$ (рис. 11.14), внаслідок чого деформація стику деталей зменшиться на таке саме значення $\Delta\lambda_d = \Delta\lambda_b$, а сила стиску деталей впаде до значення F_d . Повне осьове навантаження болта буде дорівнювати сумі F і F_d .

При певній силі попередньої затяжки болта F_0 із збільшенням зовнішньої сили F зменшується F_d у стику деталей. Якщо $F_d = 0$, то порушується нормальна робота з'єднання, наприклад втрачається герметичність,

відбувається розкриття стику деталей або зсув деталей при наявності відповідних бокових сил.

Згідно з рис. 11.14 повне осьове навантаження болта, яке виражено через силу його попередньої затяжки F_0 , може бути записане у вигляді

$$F_6 = F_0 + \Delta F, \quad (30)$$

де ΔF – частина зовнішньої сили F , що додатково навантажує болт.

Значення ΔF визначимо із умови $\Delta\lambda_6 = \Delta\lambda_d$:

$$\Delta\lambda_d = \Delta F/c_6; \quad \Delta\lambda_d = (F - \Delta F)/c_d; \quad \Delta F/c_6 = (F - \Delta F)/c_d.$$

На основі записаних співвідношень маємо

$$\Delta F = \Delta F c_6 / (c_6 + c_d) = \chi F. \quad (31)$$

Тут χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження, що залежить від жорсткостей болта та деталей з'єднання,

$$\chi = c_6 / (c_6 + c_d). \quad (32)$$

Із виразу (31) видно, що в з'єднанні з попередньо затягнутим болтом зовнішня сила F не повністю передається на болт, оскільки $\chi < 1$.

Згідно із співвідношеннями (30) та (31) маємо

$$F_6 = F_0 + \chi F. \quad (33)$$

Силу F_d у стику деталей на основі рис. 11.14 можна записати у вигляді

$$F_d = F_0 - (F - \Delta F) = F_0 - F(1 - \chi). \quad (34)$$

Щоб запобігти розкриттю стику деталей з'єднання, треба забезпечити умову $F_d > 0$, тобто $F_0 > F(1 - \chi)$. (35)

Достатня сила попередньої затяжки болта F_0 , що забезпечує нерозкриття стику деталей, є необхідною умовою надійності та герметичності з'єднання. Практично нерозкриття стику залежить не тільки від попередньої затяжки болта, а й від збереження цієї сили в експлуатації з'єднання. Останнє

визначається такими факторами, як якість обробки поверхонь стику, число поверхонь стику, якість різьби болта і гайки, надійність стопоріння різьби, наявність прокладок (пружних чи жорстких) між деталями з'єднання та ін.

Практичний розрахунок з'єднання затягнутим болтом, навантаженого постійною зовнішньою осьовою силою.

Розрахункова сила, що діє на болт, визначається із умови нерозкриття стику на основі виразу (33) з урахуванням скручування болта при його затяжці:

$$F_{6,p} = F_0\beta + \chi F = (k_3\beta + \chi)F. \quad (36)$$

Оскільки потрібна сила попередньої затяжки болта залежить від ряду факторів, що важко піддаються врахуванню та розрахунку (в тому числі і від жорсткостей болта і деталей з'єднання, які входять в коефіцієнт χ , доцільно застосовувати високу попередню затяжку. Це положення повністю підтверджується в умовах експлуатації різьбових з'єднань. На практиці рекомендують брати

$$F_0 = k_3F, \quad (37)$$

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.

Підвищені значення коефіцієнта затяжки болта беруть для випадків з'єднань з неконтрольованою затяжкою.

У більшості практичних випадків визначення жорсткостей болта c_b і деталей c_d пов'язане із значними труднощами. Тому коефіцієнт зовнішнього навантаження χ у формулі (36) можна брати $\chi = 0,2 \dots 0,3$ для з'єднань без м'яких прокладок між деталями. Це підтверджується відповідними дослідними даними.

Розрахункова сила на болт $F_{6,p}$, що визначається за формулою (36), дозволяє розрахувати потрібний внутрішній діаметр різьби болта за умовою міцності на розтяг:

$$d_1 \geq \sqrt{4F_{BP} / (\pi[\sigma])}. \quad (38)$$

Згідно із значенням d_1 назначають стандартний діаметр різьби болта.

З'єднання затягнутим болтом, що навантажене змінною зовнішньою осьовою силою. Вище було показано, що в затягнутому болтовому з'єднанні зовнішня сила передається на болт частково [див. вираз (31)], до того ж із зменшенням жорсткості болта c_6 і збільшенням жорсткості деталей c_d зменшується приріст ΔF зовнішньої сили на болт. Цю обставину використовують на практиці при проектуванні з'єднань, що навантажені змінними силами.

На рис.11.15,а,б показана зміна ΔF при однакових зовнішній F та повній осьовій силі F_6 на болт для випадків більш та менш жорсткого болта ($c_{61} = \text{tg}\alpha_1 > c_{62} = \text{tg}\alpha_2$). У першому випадку змінна складова ΔF_1 повного навантаження F_6 болта більша, ніж та сама складова ΔF_2 у другому випадку. Характер зміни ΔF_1 і ΔF_2 відповідає характеру зміни зовнішньої осьової сили F .

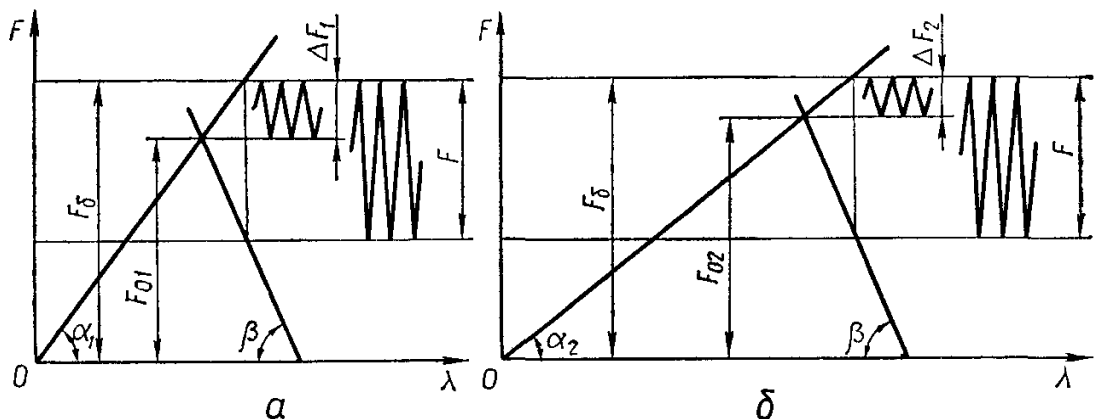
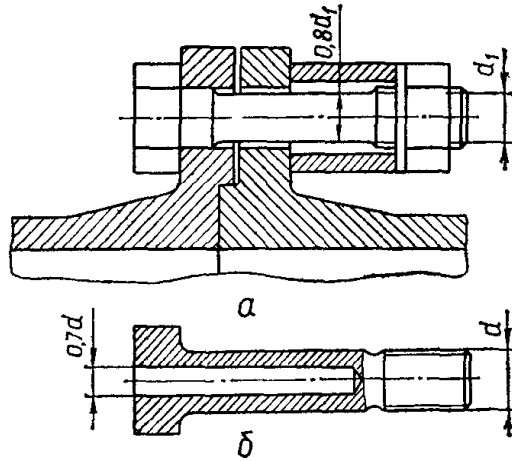


Рис. 11.15. До визначення розрахункового навантаження болта при змінній зовнішній силі на з'єднання

Внаслідок того що втомна міцність болтів залежить від змінної складової навантаження, можна дійти висновку, що застосування болтів малої жорсткості при достатньо жорстких деталях з'єднання є одним із способів підвищення витривалості болтового з'єднання.

Зменшити жорсткість болтів можна збільшенням їхньої довжини, зменшенням діаметра у гладкій частині стержня, де відсутня концентрація напружень, або висвердлюванням поздовжніх отворів (рис. 11.16) за умови

забезпечення однакової статичної міцності болтів у їхніх нарізаних та ненарізаних частинах.



У з'єднаннях затягнутим болтом, що навантажені змінною зовнішньою осьювою силою, розрахунок на втому виконують за умови

$$s = \sigma_{-1P} / (K_{\sigma} \sigma_a / K_d + \psi_{\sigma} \sigma_m) \geq s_{\min}, \quad (39)$$

де s – розрахунковий коефіцієнт запасу міцності; s_{\min} – мінімально допустиме його значення ($s_{\min} = 3 \dots 4$ – при неконтрольованій зтяжці болта в з'єднанні, $s_{\min} = 2,0 \dots 2,5$ – при контрольованій зтяжці).

Амплітуда напруження σ_a визначається як половина напруження від змінної складової ΔF зовнішньої сили, що довантажує болт (див. рис. 11.15), тобто

$$\sigma_a = \Delta F / (2A_{\sigma}) = 2F\chi / (\pi d_1^2). \quad (40)$$

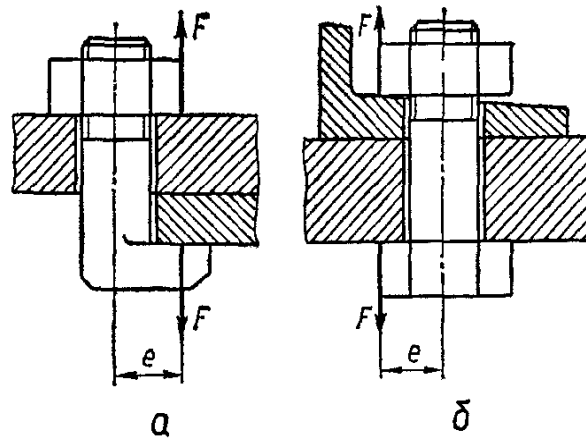
Середнє напруження σ_m дорівнює сумі напружень від сили попередньої зтяжки F_0 та половини ΔF змінної складової зовнішньої сили:

$$\sigma_m = (F_0 + 0,5\Delta F) / A_{\sigma} = 4 (k_3 F + 0,5\chi F) / (\pi d_1^2) \quad (41)$$

Тут беруть коефіцієнт зовнішнього навантаження $\chi = 0,10 \dots 0,15$ для болтів малої жорсткості, а коефіцієнт зтяжки $k_3 = 3 \dots 4$.

Границя витривалості матеріалу болтів при розтягу $\sigma_{-1P} \approx 0,35\sigma_B$ коефіцієнти $\psi_{\sigma} \approx 0,1$, $K_d \approx 0,90 \dots 0,97$ при $d = (16 \dots 32)$ мм, а $K_{\sigma} = 4,0 \dots 5,5$ для болтів із легованих сталей і $K_{\sigma} = 3,5 \dots 4,5$ для болтів із вуглецевих сталей.

Ексцентричне навантаження болта в з'єднанні. Ексцентричне навантаження болта виникає в разі використання спеціальних болтів із костильною головкою (рис. а) або при перекошених опорних площинах під гайку або головку болта (рис. б).



У таких випадках, крім напруження розтягу σ_p , у стержні болта ще з'являються напруження згину σ :

$$\sigma_p = 4F / (\pi d_1^2); \quad \sigma = M / W_0 = Fe / (0,1d_1^3).$$

При $e = d_1$ маємо $\sigma / \sigma_p = 7,8$, тобто напруження згину значно перевищує напруження розтягу болта. Ексцентричне навантаження болта значно знижує його міцність, тому при конструюванні та виготовленні з'єднання слід запобігти умовам виникнення такого навантаження болта.

8. Розрахунок групових болтових з'єднань

Розрахунок групових болтових з'єднань – це визначення розрахункової сили для найбільш навантаженого болта. Після цього розрахунок болта виконується за умови міцності на розтяг аналогічно випадкам, розглянутим у п.7.

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.

Болтове з'єднання навантажене осьовою силою, що проходить через центр ваги площини стику деталей. Типовим прикладом такого болтового з'єднання є кріплення кришок резервуарів, що знаходяться під тиском рідини або газу (рис. 11.18).

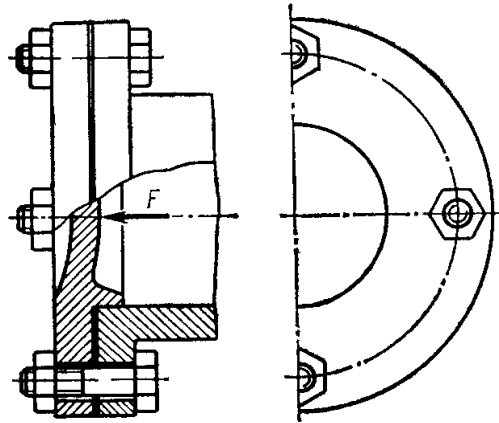


Рис. 11.18. Кріплення болтами кришки резервуара

У цьому разі результуюча сила F тиску середовища на кришку рівномірно розподіляється на болти і щодо них є зовнішньою осьовою силою. Для одного болта зовнішня осьова сила $F_1 = F/z$, де z – кількість болтів у з'єднанні.

Потрібну силу попередньої затяжки кожного болта вибирають за умови герметичності з'єднання $F_0 = k_3 F_1$, де k_3 – коефіцієнт затяжки болтів, який беруть згідно з рекомендаціями в п.7.

Розрахункову силу для кожного болта з'єднання визначають відповідно до залежності (36) за формулою

$$F_{б.р} = F_0 \beta + \chi F_1. \quad (42)$$

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

$$F'_{б.р} = (F_0 + \chi F_1) \beta. \quad (43)$$

В останньому випадку розрахункова сила $F'_{б.р}$ більша, ніж для тих випадків, коли не передбачене додаткове підтягування болтів в умовах дії

зовнішнього навантаження. Знаючи $F_{\delta,р}$ потрібний діаметр болтів визначають за формулою (38).

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. 11.19, 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.

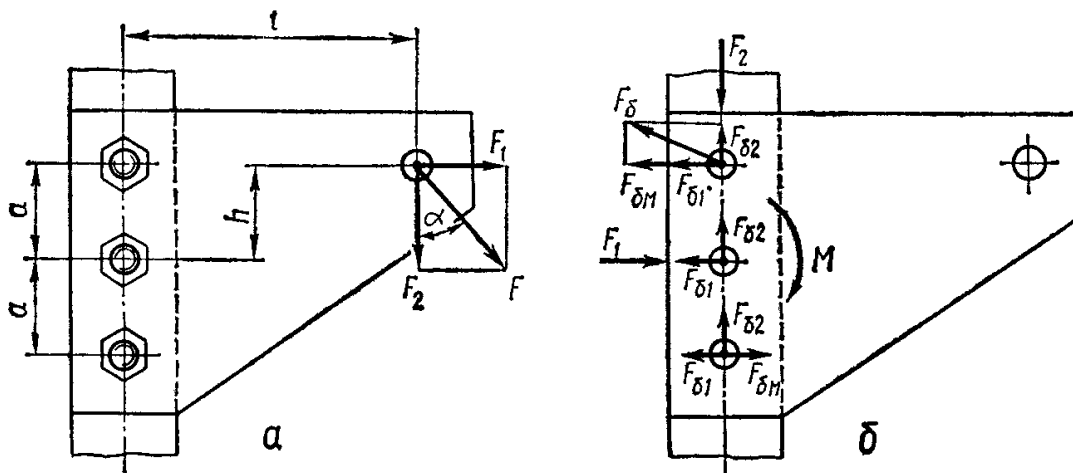


Рис. 11.19. Схема навантаження болтів у кріпленні кронштейна

При розрахунку з'єднання дію сил F_1 і F_2 замінимо (рис. 11.19, 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) беруть 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:

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

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. 11.19, б) найбільш навантаженим є верхній болт, для якого

$$F_6 = \sqrt{(F_{61} + F_{6M})^2 + F_{62}^2}. \quad (44)$$

У з'єднанні болти можуть бути поставлені без зазора і з зазором. Болти, поставлені без зазора, безпосередньо сприймають зовнішню силу F_6 і розраховують їх за умови міцності на зріз (див. 7).

Якщо болти поставлені із зазором, то потрібно забезпечити умову відсутності зсуву кронштейна. При цьому потрібна сила затяжки болтів згідно з виразом (26)

$$F_0 = k F_6 / f, \quad (45)$$

а розрахункова сила для найбільш навантаженого болта з урахуванням його скручування при затягуванні

$$F_{6.p} = k\beta F_6 / f. \quad (46)$$

Цю силу використовують при визначенні діаметра болтів із умови міцності на розтяг [див. формулу (38)]. Для всіх болтів з'єднання назначають однакову затяжку, незважаючи на те, що вони сприймають різне навантаження.

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 (див. 7).

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

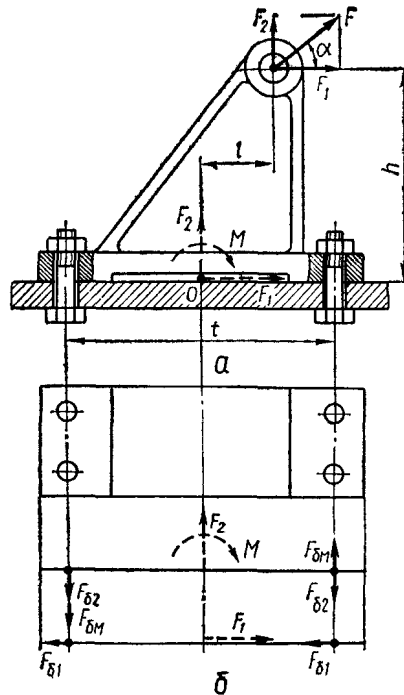


Рис. 11.20. До розрахунку болтів кріплення кронштейна

Розглянемо спрощений варіант болтового з'єднання кронштейна з основою (рис. 11.20, 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.

Визначення розрахункової сили для болта за умови не розкриття стику. Зовнішні осьові сили, що сприймаються одним болтом з'єднання (у даному з'єднанні 4 болти), запишемо у такому вигляді: від дії сили F_2

$$F_{\delta 2} = F_2 / 4;$$

від моменту M

$$F_{\delta M} = M / 2t.$$

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. 11.20, б). Тому загальна зовнішня осьова сила на найбільш навантажений болт

$$F_{\delta} = F_{\delta 2} + F_{\delta M} = F_2 / 4 + M / (2t).$$

Розрахункову силу для болта за умови не розкриття стику визначають за виразом (див.7)

$$F_{6,p} = (k_3\beta + \chi) F_6. \quad (47)$$

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, $F_{61} = F_1 / 4$.

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

$$(F_0 - F_{62}) f = k F_{61}. \quad (48)$$

Зовнішню силу F_{62} у виразі (48) 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 (48)

$$F_0 = k F_{61}/f + F_{62}. \quad (49)$$

Розрахункова сила для болта відповідно може бути записана у вигляді

$$F_{6,p} = (k F_{61}/f + F_{62})\beta. \quad (50)$$

За формулою (50) визначається розрахункова сила при постановці болтів із зазором. Якщо болти ставлять без зазора, то перевірка їхньої міцності виконується безпосередньо за силою F_{61} .

Отже, маємо дві розрахункові формули для визначення $F_{6,p}$ згідно з двома поставленими умовами [див. формули (47) і (50)]. Діаметр болтів визначається [див. формулу (38)] за більшою з двох добутих розрахункових сил.

9. Клемові, або фрикційно–гвинтові, з'єднання

Клемові з'єднання застосовують для закріплення на валах та інших циліндричних елементах таких деталей, як кривошипи, важелі, шківни, якщо вони вимагають частих перестановок. Такі з'єднання передають зовнішні

навантаження за рахунок сил тертя, створюваних відповідною затяжкою болтів чи гвинтів. Тому клемові з'єднання інколи називають фрикційно–гвинтовими.

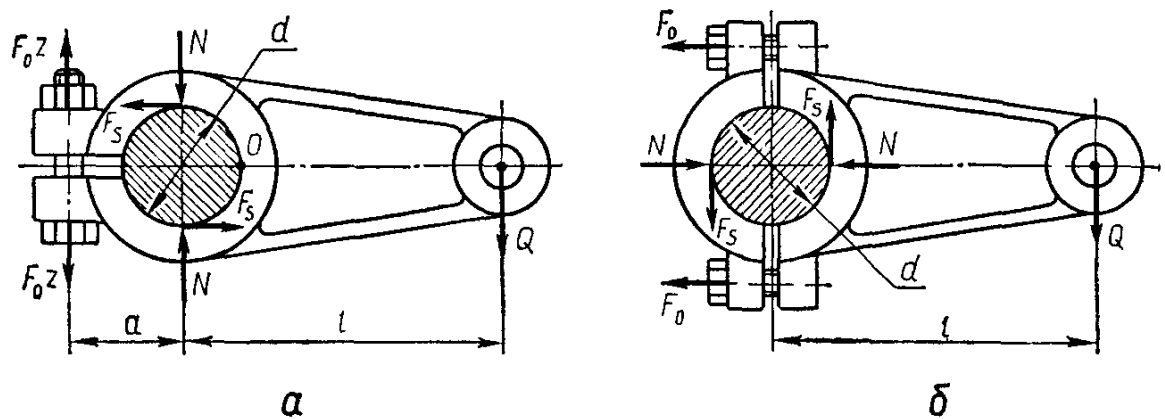


Рис. 11.21. Варіанти клемових з'єднань

На рис. 11.21 показані приклади клемових з'єднань важеля з валом. Ці з'єднання можуть навантажуватись моментом $M = Ql$ або осьювою силою. За конструктивною ознакою клемове з'єднання може бути з нероз'ємною (рис. 11.21, а) із роз'ємною (рис. 11.21, б) маточинами.

Розрахунок клемових з'єднань полягає у визначенні потрібної сили затяжки болтів F_0 , яка може забезпечити (за рахунок сил тертя в з'єднанні) передачу зовнішнього навантаження.

У клемовому з'єднанні з нероз'ємною маточиною за допомогою затяжки болтів F_0z (z – кількість болтів) створюються сили N тиску на вал, а сили тертя $F_s = Nf$ забезпечують передачу зовнішнього навантаження від важеля до вала. Момент сил тертя повинен зрівноважити зовнішній момент, тобто

$$Nfd = kQl, \quad (51)$$

де $k = 1,2... 1,3$ – 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_0z щодо точки O (рис. 11.21, а), яку умовно можна взяти за шарнірне з'єднання верхньої та нижньої частин клеми:

$$F_0z(a + 0,5d) = 0,5Nd \quad \text{або} \quad N = F_0z(2a/d + 1). \quad (52)$$

Після підстановки N у рівність (51) знайдемо потрібну силу затяжки F_0 одного болта в клеєвому з'єднанні з нероз'ємною маточиною:

$$F_0 = k Q l / [z f (2a + d)]. \quad (53)$$

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

$$F_{6,p} = F_0 \beta = k Q l \beta / [z f (2a + d)]. \quad (54)$$

У клеєвому з'єднанні з роз'ємною маточиною (рис. 11.21, б) 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:

$$F_0 = k Q l / (2f d). \quad (55)$$

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

$$F_{6,p} = k Q l \beta / (2f d). \quad (56)$$

За виразами (54) та (56) для розрахункових сил двох варіантів клеєвого з'єднання можна визначити потрібні діаметри болтів або гвинтів за умови міцності їх на розтяг [див. формулу (38)].

10. 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 неконтрольована затяжка).

Для затягнутих болтів та гвинтів, що знаходяться під дією статичних навантажень, допустиме напруження беруть $[\sigma] = \sigma_T/s$, де коефіцієнт запасу міцності $s = 1,3 \dots 1,5$ при контрольованій з'єднанні. Якщо ж затяжка не контролюється, то s треба вибирати із табл. 11.4.

Таблиця 11.4. 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 – 2,6	2,5 – 2

Для болтів та гвинтів, які розраховують на втому, допустимі коефіцієнти запасу міцності наведені в п.7, до того ж для болтів малих діаметрів при неконтрольованій з'єднанні слід брати підвищені значення запасів міцності.

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

Із наведених даних випливає, що при неконтрольованій з'єднанні 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 з'єднанні.

Контрольована затяжка має місце в великосерійному та масовому виробництвах, а також використовується для відповідальних різьбових з'єднань. Передбаченням контрольованої затяжки при проектуванні можна досягти зменшення маси різьбових з'єднань.

ОСНОВНА ЛІТЕРАТУРА

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа. 2000.
2. Иванов М.Н. Детали машин. Учебник для машиностроительных специальностей вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов – 7-е изд., перераб. и дополн. – М.: Высш. шк.. 2002 – 408 с.: ил.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підруч. 2-е вид. перероб. – Львів: Афіша. 2003. – 560 с.
4. Дырда В.И., Овчаренко Ю.М., Рыжков И.Е. Детали машин: Учебник. – Днепропетровск, Изд. Авантаж, 2006. – 448 с.
5. Д. Коновалюк, Р. Ковальчук, В. Байбула, М. Товстушко. Деталі машин. Практикум. – Київ, Вид. Кондор, 2009. – 278 с.
6. В.О. Малащенко, В.Т. Павлице. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків. – Львів: Вид. Новий світ. – 2000, 2009. – 136 с.
7. Малащенко В.О., Павлице В.Т. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків. – Львів: Вид. Новий Світ. – 2009. – 136 с.
8. І.І. Мархель. Деталі машин. Навчальний посібник. – Київ: Вид. Алерта. – 2016. – 368 с.

ДОДАТКОВА ЛІТЕРАТУРА

1. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкции редукторов. – К.: Высш. шк. 1990 – 151 с.
2. Детали машин. Атлас конструкций. Под ред. Решетов Д.Н. М: Машиностроение, 1989.
3. Чернавский С.А. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов. М.: Машиностроение. 1984. – 560 с.

ЕЛЕКТРОННІ ДЖЕРЕЛА

1. http://library.kpi.kharkov.ua/scripts/irbis64r_01/cgiirbis_64.exe?C21CO M=F&I21DBN=BOOK&P21DBN=BOOK&LNG
2. [http://www.irbisnbuy.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuy/cgiirbis_64.exe?Z21ID=&I21DBN=REF&P21DBN=REF&S21STN=1&S21REF=10&S21FMT=JwU_B&C21COM=S&S21CNR=20&S21P01=0&S21P02=0&S21P03=U=&S21COLORTERM S=0&S21STR=%D0%9A42\\$](http://www.irbisnbuy.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuy/cgiirbis_64.exe?Z21ID=&I21DBN=REF&P21DBN=REF&S21STN=1&S21REF=10&S21FMT=JwU_B&C21COM=S&S21CNR=20&S21P01=0&S21P02=0&S21P03=U=&S21COLORTERM S=0&S21STR=%D0%9A42$)
3. <http://okmm.nmu.org.ua/ru/monbook.php#.XIqG9aczZPY>
4. <http://pstu.edu/ru/web%D1%80%D0%B5%D1%81%D1%83%D1%80%D1%81%D1%8B/>
5. <http://zntu.edu.ua/kafedra-detaley-mashin-i-pidyomno-transportnih-mehanizmiy>