

П.І. Літовченко



Літовченко Петро Іванович – професор кафедри інженерної механіки Національної академії Національної гвардії України, кандидат технічних наук, доцент, автор більше 120 надрукованих наукових і методичних робіт та 4 авторських свідоцтв на винаходи. Розробив та впровадив у навчальний процес більше 10 розрахунково-аналітичних та тестових комп'ютерних програм.

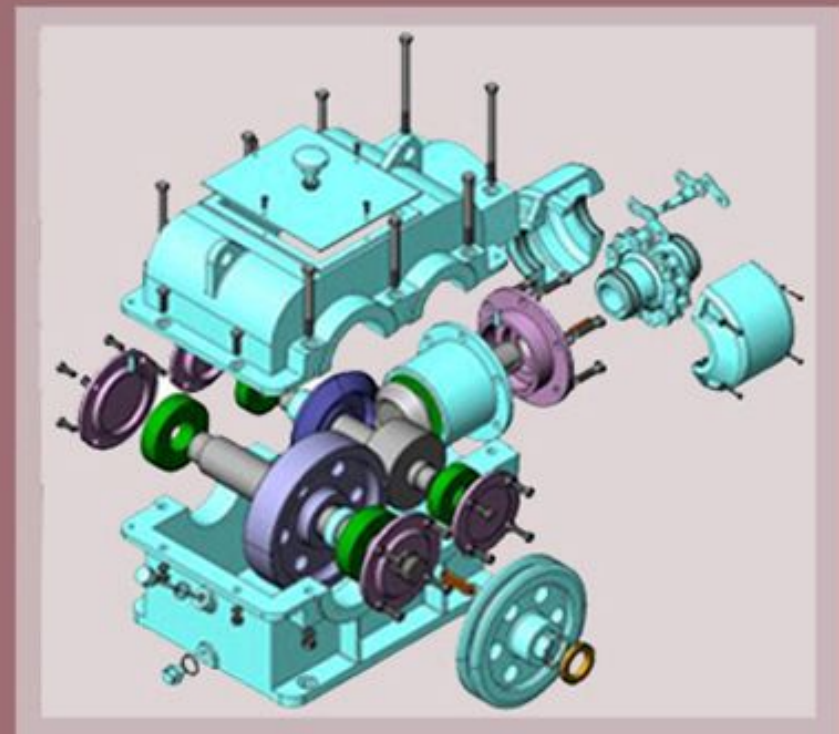
Фахівець з галузі технології машинобудування.

Зміст навчального посібника відповідає робочій програмі дисципліни «Деталі машин» для курсантів інженерних спеціальностей ВВНЗ. Викладаються основні відомості про розрахунок та конструювання механічних передач, з'єднань деталей машин та складальних одиниць. Розглянуто основи ескізного та технічного проектування деталей машин, в тому числі з використанням комп'ютерної графіки.

Посібник рекомендується при вивченні теоретичного курсу і виконанні розрахунково-графічних завдань та курсового проекту з дисципліни «Деталі машин».

П.І. Літовченко. Деталі машин

ДЕТАЛІ МАШИН



П.І. ЛІТОВЧЕНКО

ДЕТАЛІ МАШИН

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ

П.І. ЛІТОВЧЕНКО

ДЕТАЛІ МАШИН

для курсантів технічних напрямків підготовки ВВНЗ

Навчальний посібник

Харків 2015

ББК 34.44

Л

Літовченко П.І. Деталі машин [Текст]: навч. посіб. / П.І. Літовченко – Х.: НАНГУ, 2015. – 302 с.

Зміст навчального посібника відповідає навчальній програмі дисциплін «Деталі машин», яка викладається для курсантів інженерних спеціальностей ВВНЗ. Викладаються основні відомості про розрахунок та конструювання механічних передач, з'єднань деталей машин та складальних одиниць. Розглянуто основи ескізного та технічного проектування деталей машин, в тому числі з використанням комп'ютерної графіки.

Посібник рекомендується при вивчанні теоретичного курсу і виконанні розрахунково-графічних завдань та курсового проекту з дисципліни «Деталі машин» курсантами технічних напрямків підготовки ВВНЗ.

А в т о р: **П.І. Літовченко**, кандидат технічних наук, доцент

Р е ц е н з е н т и: **В.С. Гапонов**, зав. кафедрою «Деталі машин та прикладна механіка» Національного технічного університету «ХПІ», доктор технічних наук, професор
В.О. Федорович, доктор технічних наук, професор Національного технічного університету «ХПІ»
В.А. Сало, доктор технічних наук, професор Національної академії Національної гвардії України

ISBN

© П.І. Літовченко, 2015
© Національна академія Національної гвардії України, 2015

ПЕРЕДМОВА

Машинобудування відіграє провідну роль у економічному розвитку сучасної державі, оскільки всі процеси в різних галузях матеріального виробництва пов'язані з використанням різноманітних машин і механізмів.

Для створення конкурентоздатних, сучасних машин необхідна постійна робота по вдосконаленню їх конструкції, підвищення експлуатаційних характеристик та споживчих якостей. Ця задача може вирішуватись на основі розвитку науково-технічних досліджень у галузі машинобудування, створенні нових матеріалів і сучасних способів їх обробки.

Рішення задач, що стоять перед машинобудуванням України, неможливе без забезпечення всіх галузей машинобудування висококваліфікованими інженерними кадрами, які здатні вирішувати задачі розрахунку, конструювання, виробництва та експлуатації сучасних машин. Підготовка інженерних кадрів ведеться на базі загальноосвітніх, загальноінженерних та спеціальних дисциплін. Завершальним етапом у загальноінженерній підготовці є вивчення курсу «Деталі машин».

Особливо важливе значення має інженерна підготовка для військових спеціалістів, що обслуговують військову техніку, до якої пред'являються підвищені вимоги щодо ефективності, надійності, економічності, виживаності, відповідності найкращим зразкам, які використовуються у арміях інших держав.

Навчальний посібник, що пропонується, вміщує базовий матеріал для завершального етапу інженерної підготовки спеціалістів кваліфікаційного рівня «Бакалавр» шляхом прикладного застосування теорії методів фундаментальних та загальноінженерних дисциплін. Зміст посібника відповідає типовій навчальній програмі дисципліни «Деталі машин» у вищих військових навчальних закладах і може використовуватись для курсантів технічних напрямів підготовки при вивчанні теоретичного курсу дисципліни, виконанні розрахунково-графічних завдань, курсових та дипломних проектів.

Розділ І.

ЗМІСТ, ЗАДАЧІ І ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ДИСЦИПЛІНИ «ДЕТАЛІ МАШИН»

Глава 1.

ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ, ЗМІСТ І ЗАДАЧІ ДИСЦИПЛІНИ «ДЕТАЛІ МАШИН»

1.1. Машинобудівний комплекс України і його роль у випуску конкурентоздатних машин

В різних галузях промисловості і виробництва виробничі процеси здійснюються з допомогою машин і агрегатів, до складу яких входять безліч механізмів, деталей і складальних одиниць. Ці вироби є продуктами потужного машинобудівного комплексу, що включає в себе:

- академічні інститути машинобудування;
- галузеві науково-дослідні і проектні інститути;
- обчислювальні і інформаційні центри;
- інститути Державних стандартів;
- промислові об'єднання (в тому числі і військово-промислові);
- заводи, фабрики, акціонерні товариства, концерни і фірми.

Очевидно, що загальний рівень розвитку промисловості і країни в цілому визначається рівнем розвитку машинобудівного комплексу, загальний рівень якого, в свою чергу, визначається рівнем всіх складових, в тому числі і рівнем підготовки інженерних кадрів у державі.

Україна мала і має досить великий потенціал машинобудівного комплексу. Досить назвати усесвітньо відомий інститут зварювання ім. академіка Є. Патона Національної академії наук України (м. Київ), інститут проблем машинобудування (м. Харків), промислові та науково-промислові об'єднання «Південний машинобудівний завод» (м. Дніпропетровськ), «Завод ім. Малишева», «Турбоатом», «Харківський тракторний завод», «Державний підшипниковий завод № 8» (всі м. Харків). Головні автомобілебудівні підприємства України – Кременчукський завод важких вантажних автомобілів, Львівський

автобусний завод, заводи малолітражних автомобілів в Луцьку і Запоріжжі (де працює спільне виробництво з корейською фірмою DEW), на багатьох заводах колишнього військово-промислового комплексу зараз випускають спеціалізовані автомобілі, тролейбуси та інші транспортні засоби. Останнім часом, в Україні (м. Чернівці, Одеса та ін.) налагоджено випуск легкових та вантажних автомобілів іноземного походження – сімейства ВАЗ, Газель, ДЕУ, Шевроле та ін. На початковому етапі це виробництво здійснюється методом, так званої „викруткової” зборки (тобто з комплектуючих іноземних фірм), у подальшому планується виготовляти більшість деталей і вузлів на Україні.

На сучасному етапі, ціллю функціонування машинобудівного комплексу України є випуск високоефективних, конкурентоздатних машин, військової техніки та озброєння, як для внутрішнього, так і для зовнішнього ринків. Вказана ціль може бути досягнута вирішенням наступних головних задач:

- удосконалення методів розрахунків і проектування машин, у першу чергу, із застосуванням сучасних систем автоматизованого проектування та виготовлення (CAD/CAM), комп'ютерних та інформаційних технологій;

- удосконалення технологічних процесів виробництва на базі створення вітчизняних та залученням закордонних високих технологій;

- підвищення надійності і ресурсу машин як на етапі їх проектування (застосування оптимальних методів проектування, скорочення строків проектування, підвищення якості виготовлення технічної документації та ін.), так і на етапі виготовлення (застосування високоточного обладнання, підвищення кваліфікації робітників, застосування сучасних методів контролю та ін.);

- зменшення матеріалоємності конструкцій шляхом їх оптимізації, удосконалення методик міцнісних розрахунків і вибору нових високоміцних матеріалів та технології їх термічної обробки;

- зменшення енерговитрат шляхом підвищення коефіцієнтів корисної дії (ККД) механізмів і машин;
- підвищення продуктивності праці шляхом стандартизації і уніфікації об'єктів виробництва.

1.2. Історія розвитку, зміст і задачі дисципліни

Машинобудування, як галузь, спирається на науково-теоретичну базу, основою якої є наука «Механіка машин», складовими частинами котрої являються наука і дисципліна «Деталі машин».

Дисципліна «Деталі машин» базується на наступних загальнотехнічних дисциплінах:

- нарисна геометрія, інженерна і комп'ютерна графіка;
- теоретична механіка;
- технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавства;
- опір матеріалів;
- теорія механізмів і машин;
- взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання.

Наука «Механіка машин» розпочала свій розвиток з стародавніх часів, коли були винайдені найпростіші механізми (важелі, зубчасті передачі, колесо) та ін. Постійно йшов процес їх дослідження, удосконалення і впровадження в практику з метою полегшити працю людини, підвищити її продуктивність. Видатний діяч епохи Відродження вчений-енциклопедист Леонардо да Вінчі (1452...1519 р.р.) розробив проекти конструкцій ткацького верстата, друкарської машини, деревообробних машин, машин для метання каменів та ін.

Італійський лікар і математик Кардано (1501...1576 р.р.) з успіхом вивчав рух механізмів годинників і млинів, винайшов карданну передачу, яка зараз широко застосовується в автомобільній техніці.

Видатний швейцарський математик і механік Л. Ейлер (1707...1783 р.р.) розв'язав велику кількість задач з кінематики і динаміки твердого тіла,

займався питаннями практичної механіки, дослідженням зубчастих передач і вперше прийшов до висновку про доцільність застосування евольвентного профілю для зубців зубчастих коліс.

Великий вклад в розвиток механіки машин внесли російські вчені, такі як І.Т. Ползунов, П.Л. Чебишев і ін.

З розвитком машинобудування як галузі промисловості, з'явилась потреба в розробці загальних методів досліджень, розрахунків і проектування механізмів і машин. Наука про механізми (спочатку під назвою «Прикладна механіка», пізніше «Теорія механізмів і машин») почала формуватись з початку IX сторіччя.

Велику роль в розвитку цієї науки належить П.Л. Чебишеву, німецькому вченому Ф. Грасгофу, російському вченому І.Д. Вишеградському.

Особливим досягненням було відкриття загальної закономірності в структурі багатоланцюгових плоских механізмів, що зробив російський вчений Л.В. Ассур (1878...1920 р.р.), яка і зараз використовується при аналізі і синтезі механізмів.

Суттєвий внесок в становленні науки про механізми і машини, як цілісної теорії про машинобудування, вніс видатний російський вчений І.І. Артоб'євський (1905...1977 р.р.).

В Україні була і є досить потужна школа як в галузі прикладної механіки взагалі, так і галузі «Деталей машин», як окремої науки. Провідними кафедрами «Деталей машин» є кафедри Київського, Одеського, Донецького, Львівського та Харківського Національних політехнічних університетів. Великий внесок в розвиток цієї науки внесли Б.Е. Патон, К.І. Заблонський, колективи провідних науково-дослідних і проектних установ.

На сучасному етапі дисципліна «Деталі машин» – це технічна дисципліна, в якій вивчається методи, правила і норми розрахунку та конструювання типових деталей машин і складальних одиниць загального призначення.

Метою дисципліни є розвиток інженерного мислення з погляду

вивчення і вдосконалення сучасних методів, правил і норм розрахунку і проектування деталей машин і складальних одиниць загального призначення.

З а д а ч е ю д и с ц и п л і н и є вивчення основ розрахунку і проектування деталей і складальних одиниць загального призначення з урахуванням раціонального вибору матеріалів, технології виготовлення і експлуатації машин.

1.3. Основні визначення і терміни

Перше чим перейти до розглядання розділів дисципліни «Деталі машин», дамо визначення її основним поняттям.

Механізм – це штучно створена система тіл, яка призначена для перетворення руху одного або декількох тіл в потрібний рух інших тіл. Кожний механізм складається з окремих тіл – деталей.

Деталь – це виріб виготовлений з однорідного матеріалу без виконання складальних операцій, наприклад: кільце підшипника, зубчасте колесо, болт, шків і так далі.

Виріб, що одержують з допомогою складальних операцій називають **складальною одиницею**. Складальна одиниця може бути механізмом, але може й не бути ним. Наприклад, кривошипно-повзунний механізм, підшипник, рама, редуктор і так далі.

Машиною в широкому розумінні називають засіб для перетворення енергії, матеріалів або інформації. В залежності від цього машини розрізняють як **енергетичні, робочі і інформаційні**.

Енергетичні машини призначені для перетворення будь-якого виду енергії в механічну і навпаки. В першому випадку вони називаються **машинами-двигунами**, в другому **машинами-генераторами**. З енергетичних машин дисципліна «Деталі машин» розглядає двигуни, які використовуються як джерела енергії у механічних приводах.

З іншими поняттями і термінами деталей машин ознайомимося по мірі розглядання матеріалу курсу.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Сформулюйте мету розвитку машинобудівного комплексу. Перелічіть основні задачі, які потрібно вирішити для досягнення мети.
2. Дайте визначення механізму, машини, деталі, складальної одиниці.
3. Які навчальні дисципліни є основою для вивчення деталей машин?
4. Які задачі вирішуються при вивченні дисципліни «Деталі машин».
5. Де застосовуються знання і навички, отримані при вивченні дисципліни «Деталі машин»?

Глава 2.**КЛАСИФІКАЦІЯ, КРИТЕРІЇ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ І РОЗРАХУНКІВ ДЕТАЛЕЙ
МАШИН**

Класифікація деталей і складальних одиниць. Всі деталі і складальні одиниці в техніці прийнято поділяти на деталі і складальні одиниці загального і спеціального призначення.

Деталі і складальні одиниці, які застосовуються для більшості механізмів і машин називаються деталями і складальними одиницями загального призначення. Це деталі і складальні одиниці застосовуються для передачі енергії при обертовому русі (вали, осі, муфти, зубчасті колеса, зірочки, шківви, підшипники та ін.), як з'єднувальні деталі (шпонки, болти, гайки, штифти, заклепки тощо), станини, корпуси та ін.

Всі інші деталі і складальні одиниці відносять до спеціальних (шатуни, кривошипи, колінчасті вали, поршні, кулачки і т. і.)

В машинобудуванні деталі і складальні одиниці класифікують за їх функціональним призначенням.

1. Кріпильно-з'єднувальні деталі (гвинти, гайки, шпильки, шпонки, заклепки).
2. Деталі для передачі обертового руху (зубчасті і черв'ячні колеса, шківви, зірочки, ланцюги).
3. Деталі для передачі обертового моменту і підтримання обертових деталей (вали і осі).
4. Складальні одиниці для з'єднання валів (муфти).

5. Деталі і складальні одиниці для підтримання валів і осей (підшипники).
6. Деталі для перетворення видів руху (куліси, кривошипи, кулачки).
7. Деталі і складальні одиниці для підтримання і кріплення рухомих частин (станини, корпуси).
8. Пружні елементи (пружини і ресори).
9. Деталі для підвищення рівномірності руху і накопичування енергії (маховики, маятники).
10. Деталі для захисту від забруднення і для мащення (кришки, ущільнення, мастилопоказчики, мастильники).

Працездатність деталей машин і її оцінка. Згідно з ДСТУ 2470-94 працездатність – це стан об'єкту, при якому він здатний виконувати задані функції, зберігаючи значення вихідних параметрів в межах, визначених нормативно-технічною документацією. До основних критеріїв працездатності деталей машин відносять міцність, жорсткість, стійкість, зносостійкість, теплостійкість, корозійну стійкість, вібраційну стійкість. Особливо важливі перші два критерії.

Міцність є головним критерієм працездатності деталей і являє собою властивість матеріалів в певних умовах і межах сприймати навантаження без руйнування.

В більшості технічних розрахунків під порушенням міцності розуміють не тільки руйнування, а й виникнення пластичних деформацій.

Найбільше поширеним методом оцінки міцності є порівняння розрахункових (робочих) напружень, які виникають в деталях під дією навантажень, з допустимими.

Умови міцності звичайно мають вид нерівностей:

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (2.1)$$

$$\tau \leq [\tau], \quad (2.2)$$

де σ, τ – розрахункові нормальні і дотичні напруження в найбільш небезпечному перерізі деталі, МПа;

$[\sigma]$, $[\tau]$ – відповідні допустимі напруження, МПа.

Для окремих деталей машин є характерним руйнування під дією місцевих контактних напружень (зубчасті колеса, фрикційні котки). Умові їх міцності визначають по залежності:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (2.3)$$

де σ_H , $[\sigma_H]$ – відповідно, розрахункове і допустиме контактні напруження, МПа.

Допустимі значення приведених вище напружень залежать від матеріалу деталі, способу її виготовлення, термічної або іншої обробки і потрібного коефіцієнту запасу міцності $[n]$. Вибір допустимих напружень взагалі залежить від багатьох факторів, які впливають на працездатність деталей (режим зміни напружень, вид деформації та ін.). Наприклад, при статичному навантаженні

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\lim}}{[n]}, \quad (2.4)$$

де $\sigma_{\lim}$ – граничне напруження, при досягненні якого деталь виходить з ладу, МПа. Звичайно за $\sigma_{\lim}$ приймають відповідну границю текучості σ_T для пластичних матеріалів і напруження тимчасового опору σ_B для крихких.

Велике значення має і такий критерій працездатності, як жорсткість. Наприклад, тільки за умови достатньої жорсткості валів забезпечується нормальна робота зубчастого зачеплення і підшипників редукторів та коробок передач. Умови жорсткості записуються нерівностями:

$$\Delta l \leq [\Delta l]; \Delta \theta \leq [\Delta \theta]; \Delta f \leq [\Delta f], \quad (2.5)$$

де Δl – лінійна деформація;

$\Delta \theta$ – кут закручення;

Δf – стріла прогину.

Відповідно до критеріїв працездатності розрізняють і критерії розрахунків деталей машин, тобто розрахунки на міцність, жорсткість, стійкість і так далі.

В дисципліні «Деталі машин», як правило, розглядаються розрахунки на міцність, жорсткість і теплостійкість.

З дисципліни «Опір матеріалів» відомо, що існують два взаємозв'язані, але принципово різні розрахунки елементів конструкцій – проектний і перевірочний.

Проектний розрахунок виконують при конструюванні деталі для визначення її розмірів за відомими навантаженнями і допустимими напруженнями.

Перевірочний розрахунок виконують для перевірки міцності, жорсткості та ін. деталі, що проектується.

Поняття про автоматизацію проектування деталей машин. Складність сучасні технічних об'єктів, які проектуються і виготовляються у машинобудуванні, все більше зростає, збільшується трудомісткість самого процесу проектування. При великій кількості варіантів проектних рішень, їх важко проаналізувати, оцінити та вибрати кращий для запуску у виробництво. Крім того, конструкторам, технологам і другим інженерним працівникам приходить виконувати великі обсяги нетворчої роботи по пошуку і переробці різної інформації, проектним і перевірочним розрахункам, розробці креслярської та текстової проектної документації. Доля такої рутинної роботи у загальному обсязі конструкторської та технологічної підготовки виробництва складає до 70...80% і лише 20...30% відсотків приходяться на творчу роботу. В цих умовах продуктивність інженерної роботи значно знижується. Для її підвищення застосовуються нові методи опрацювання та практичного застосування технічної інформації у вигляді автоматизованого проектування.

При автоматизованому проектуванні конструктор ставить задачу комп'ютеру, а далі проектування може здійснюватись у двох режимах:

- пакетному, коли програма виконує весь обсяг розрахунково-обчислювальних робіт без втручання проектувальника;

– інтерактивному, тобто у режимі діалогу, при якому комп'ютер обробляє весь обсяг потрібної інформації, систематизує його і робить первинне підбирання варіантів розв'язків, а за конструктором залишається право остаточного рішення.

Автоматизоване проектування реалізується системами автоматизованого проектування, скорочено САПР. САПР – це організаційно-технічно система, що складається з комплексу засобів автоматизації проектних робіт та відповідних підрозділів проектної організації. Об'єктами проектування у САПР можуть бути різні вироби (деталі, складальні одиниці, машини, комплекси), технологічні процеси та організаційно-технічні системи. САПР складаються з окремих підсистем, в яких виконуються закінчені операції. Компонентами підсистем САПР є:

- математичне забезпечення (теорія, методика розрахунків, математичні моделі);
- програмне забезпечення (операційні системи, інтегровані середовища проектування, прикладні проблемно-орієнтовані пакети для розрахунків і виконання графічних зображень);
- технічне забезпечення (комп'ютерні та апаратні засоби);
- інформаційне забезпечення (нормативна та довідкова інформація у вигляді банків і баз даних з різних питань проектування).

У теперішній час більшість САПР самі є підсистемою так званих CAD/CAM-систем, у яких проектування і виробництво об'єднано у один процес. У CAD/CAM-системах результати проектування у підсистемах САПР (CAD) поступають безпосередньо на автоматичне технологічне обладнання (CAM) у вигляді числових управляючих програм, результатом роботи яких є готовий виріб.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. На які групи поділяються за призначенням деталі і складальні одиниці?
2. Перелічить основні критерії працездатності машин.
3. Запишіть умови міцності конструкції за нормальними і дотичними напруженнями.
4. Дайте визначення проектному та перевірочному розрахункам конструкцій.

Розділ II.

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Глава 3.

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Для здійснення робочим органом машини визначених рухів, які забезпечують виконання заданих технологічних функцій, використовують механічні передачі, електричні, гідравлічні, пневматичні і вакуумні приводи. У автомобільній техніці цивільного та військового призначення, частіше за все, для передачі обертового моменту від двигуна на ведучі колеса застосовують саме механічні передачі. З цієї причини, тема даного розділу є найбільш важливою і об'ємною у курсі «Деталі машин».

3.1. Призначення, принцип дії і класифікація механічних передач

Більшість сучасних машин побудовані за схемою «двигун $\Rightarrow$ механічна передача $\Rightarrow$ робочий орган машини $\Leftrightarrow$ система управління» (рис. 3.1). Напри-

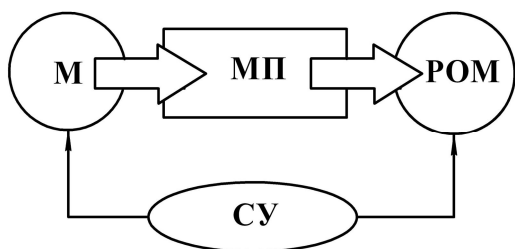


Рис. 3.1. Узагальнена структурна схема приводу робочих органів машин

клад, в автомобілі це «двигун внутрішнього згорання $\Rightarrow$ трансмісія $\Rightarrow$ ходові колеса».

Всі двигуни для зменшення маси, габаритів і вартості виготовляють швидкохідними з вузьким діапазоном регулювання швидкостей. Безпосереднє з'єднання двигуна з робочим органом можливе (наприклад вентилятори, гідронасоси), але застосовується дуже рідко. Як правило, між двигуном і робочим органом встановлений проміжний механізм – механічна передача.

Далі ми будемо розглядати тільки механічні передачі загального призначення, які є предметом вивчення дисципліни «Деталі машин».

Механічними передачами називаються механізми, що призначені для передачі механічної енергії на відстань з погодженням кутових швидкостей робочого органу машини і двигуна, їх реверсуванням, зміною обертальних моментів і сил при постійній потужності двигуна. Приведене визначення ілюструється діаграмою на рис. 3.2. і виражається умовою:

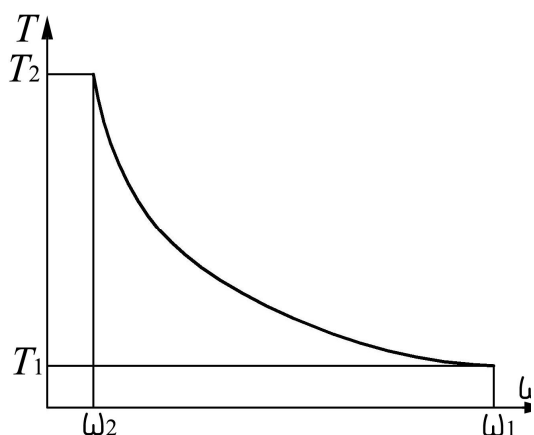


Рис. 3.2. Діаграма перетворення кутових швидкостей і обертальних моментів у механічній передачі

$$\omega_1 T_1 = \omega_2 T_2 = \text{const},$$

де ω_1, ω_2 – кутові швидкості, відповідно, ведучого і веденого елементів механічної передачі;

T_1, T_2 – обертальні моменти, відповідно, на ведучому і веденому елементах передачі.

Вказані функції механічних передач можуть поєднуватись з перетворенням руху в зворотно-поступальний або інший рух робочого органу, або приведенням в рух декількох робочих органів (з різними швидкостями руху) від одного двигуна.

Найбільш розповсюджені механічні передачі з обертовим рухом. Це пов'язано з такими перевагами обертального руху, як можливість забезпечення його безперервності і рівномірності при невеликих втратах на тертя. Крім того, обертальний рух дозволяє одержати просту і надійну конструкцію передачі при невеликих габаритах.

Сукупність двигуна и механічної передачі для приведення в рух механізмів і машин (робочих органів) називається механічним приводом. Механічний привод, як правило, має обертальний рух і застосовується для приведення в рух робочих органів транспортних машин, верстатів, засобів механізації технологічних ліній і допоміжного обладнання та ін.

Механічні приводи можуть складатись з однієї, або декількох передач, таких, як зубчасті (циліндричні, конічні, планетарні), черв'ячні, передачі гвинт-гайка, фрикційні, пасові, ланцюгові та комбіновані передачі.

Правильний вибір типу передачі механічного приводу, його раціональна компоновка і проектування визначають можливість отримання найбільше необхідних техніко-економічних і експлуатаційних характеристик майбутньої машини.

Розглянемо декілька визначень, понять і термінів, якими ми будемо найчастіше оперувати у курсі „Деталі машин”.

Т р а н с м і с і я – сукупність механічних передач для передачі механічної енергії від двигуна до виконавчих органів машини або до інших робочих машин (верстатом, млинам і т.п.).

Р е в е р с у в а н н я – зміна напрямку руху.

В е д у ч а л а н к а п е р е д а ч і – елемент передачі, який передає обертальний момент або зусилля.

В е д е н а л а н к а п е р е д а ч і – елемент передачі, який приводиться в рух від ведучої ланки.

Механічні передачі класифікують за наступними ознаками.

1) **За принципом передачі руху** від ведучої ланки до веденої:

– передачі тертям, які поділяються на дві групи:

а) з безпосереднім контактом жорстких тіл (фрикційні передачі);

б) передачі гнучкою ланкою (пасові передачі);

– передачі зачепленням, які також поділяються на дві групи:

а) з безпосереднім контактом жорстких тіл (зубчасті і черв'ячні передачі);

б) передачі гнучкою ланкою (ланцюгові і зубчастим пасом).

2) **За призначенням** механічні передачі поділяються на:

– кінематичні, які використовуються переважно в приладах і передають незначні потужності, але відрізняються високою кінематичною точністю;

– силові, які передають значні потужності, але не потребують високої кінематичної точності. Силові передачі є предметом вивчення дисципліни „Деталі машин».

3) За можливістю зміни передаточного числа розрізняють:

- передачі з постійним передаточним числом;
- передачі зі змінним передаточним числом.

4) За взаємним розташуванням осей валів:

- передачі з паралельними осями валів (циліндричні зубчасті, циліндричні фрикційні, пасові, ланцюгові);
- передачі, осі валів яких перехрещуються (черв'ячні, гіпоїдні);
- передачі, осі валів яких перетинаються (конічні зубчасті, конічні фрикційні).

5) За конструктивним виконанням передачі поділяються на:

- закриті, якщо вони змонтовані в закритій конструкції (корпусі), і можуть називатись:

а) редукторами, якщо призначені для пониження частоти обертання вихідного валу;

б) мультиплікаторами, якщо призначені для підвищення частоти обертання вихідного валу;

- відкриті, якщо передачі не мають корпусу.

6) Закриті передачі в залежності від способу зміни передаточного числа поділяються на:

- коробки швидкостей – з дискретною зміною передаточного числа;
- варіатори – з плавною зміною передаточного числа.

3.2. Кінематичні і силові співвідношення у механічному приводі

В кожній понижувальній передачі розрізняють два основних елементи: ведучий (швидкохідний) і ведений (тихохідний). Передача, яка складається тільки з ведучого і веденого елементів називається одноступінчастою.

Одноступінчаста передача може бути реалізованою, наприклад, двома котками фрикційної передачі, або шестернею і зубчастим колесом зубчастої передачі (рис. 3.3).

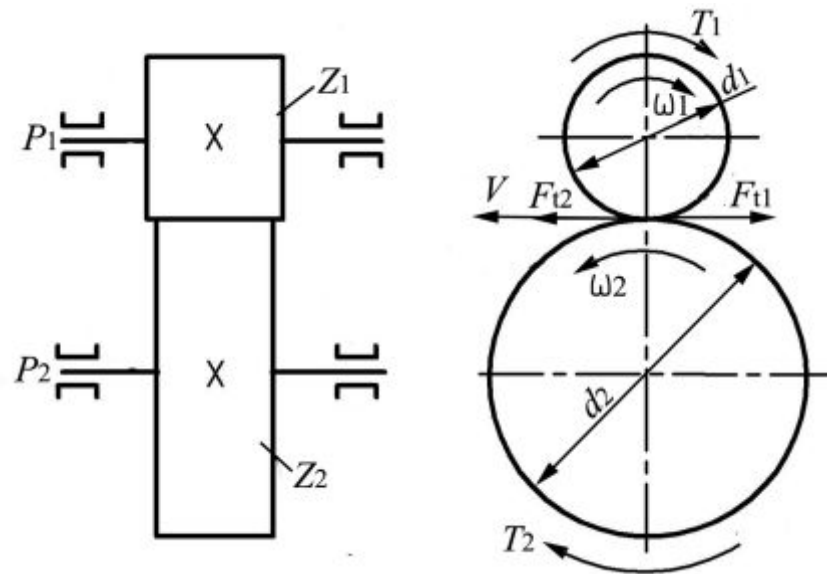


Рис.3.3. До визначення параметрів одноступінчастої механічної передачі

Параметри одноступінчастої передачі, що відносяться до ведучої ланки (коток фрикційної передачі, зубчасте колесо), будемо завжди позначати індексом „1”, а параметри веденої ланки – індексом „2”.

Робота механічної передачі характеризується трьома групами параметрів:

- кінематичними (передаточне число, кутові швидкості і частоти обертання, колова швидкість);
- енергетичними (потужність і ККД передачі);
- силовими (колові сили і обертальні моменти).

Розрізняють основні і похідні параметри передачі.

До основних параметрів, які є мінімально потрібними для розрахунку передачі, належать:

- потужність на ведучому і веденому валах P_1 , P_2 , кВт;
- кутові швидкості на ведучому і веденому валах ω_1 , ω_2 , с^{-1} (або частота обертання валів n_1 , n_2 , об/хв.).

Як відомо, між кутовою швидкістю і частотою обертання існує співвідношення:

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30} \quad (3.1)$$

До похідних параметрів передачі належать:

– коефіцієнт корисної дії (ККД):

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (3.2)$$

– колова швидкість ланок передачі, відповідно, V_1 і V_2 , м/с:

$$V_1 = V_2 = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{\omega_2 d_2}{2} = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{\pi d_2 n_2}{60}, \quad (3.3)$$

де d_1 і d_2 – діаметри, відповідно, ведучого та веденого котків, або ділильні діаметри зубчастих коліс, м;

– величина колової сили на ланках передачі:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{P}{V} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad (3.4)$$

де P – потужність, що передається, Вт;

V – колова швидкість, м/с;

T_1 і T_2 – обертальні моменти на відповідних валах, Н·м;

– обертальні моменти на ланках передачі визначаються по відповідним залежностям:

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{F_{t1} d_1}{2} \\ T_2 &= \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{F_{t2} d_2}{2} \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

– передаточне відношення і передаточне число.

Найважливішою характеристикою будь-якої механічної передачі є передаточне відношення, яке показує, у скільки разів кутова швидкість ω (або частота обертання n) однієї ланки більше або менше кутової швидкості (частоти обертання) іншої ланки передачі.

Звичайно значення передаточного відношення, визначається у напрямку передачі потоку потужності, як відношення кутової швидкості ведучої ланки до кутової швидкості веденої ланки, за залежністю:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.6)$$

При значенні передаточного відношення $i_{12} > 1$ механічні і передачі називають понижувальними, процес перетворення частоти обертання – редукуванням, а передачу, виконану в закритому корпусі – редуктором. При передаточному відношенні $i_{12} < 1$ механічні і передачі називають підвищувальними, а передачу, виконану в закритому корпусі – мультиплікатором.

Передаточне відношення можна виразити через діаметри, або число зубців, тоді формула (3.6) буде мати вигляд

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.7)$$

Передаточне відношення механічного приводу, який складається з n послідовно розташованих передач, визначається, як добуток передаточних відношень цих передач, тобто:

$$i_{mn} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n \quad (3.8)$$

Передаточне число, відповідно до ДСТУ 2330-93, визначається стосовно зубчастих передач, як відношення кількості зубців більшого зубчастого колеса до кількості зубців меншого зубчастого колеса (шестерні) і позначається символом u . Аналогічно, для будь якої механічної передачі, передаточне число – це відношення робочого діаметра більшого елемента передачі (шківа, зірочки, котка, тощо) до робочого діаметра меншого її елемента. З цієї причини передаточне число, на відміну від передатного відношення, завжди позитивне і не може бути менше за одиницю.

Передаточне відношення використовується переважно для кінематичних розрахунків передач, а передаточне число – для їх розрахунків на міцність. В курсі «Деталі машин» превалюють розрахунки на міцність, тому в

даному посібнику будемо визначати і використовувати передаточне число і позначати символом його u .

Якщо парою ланок неможливо забезпечити потрібне передаточне число, то використовують ряд послідовних одноступінчастих передач, які складають, так звану багатоступінчасту передачу. Це може бути сполучення однотипних або різнотипних одноступінчастих передач (зубчастих, черв'ячних, пасових, ланцюгових і ін.), з'єднаних у певній послідовності.

У багатоступінчастих передачах, як і в одноступінчастих, розрізняють два основних елементи – ведучий і ведений, а всі інші називають проміжними.

3.3. Кінематичний і силовий розрахунок механічного приводу

Ціллю кінематичного і силового розрахунку механічного приводу є визначення кінематичних, силових і енергетичних параметрів на всіх його ступенях. У процесі розрахунку визначаються:

- розрахункова потужність на валу електродвигуна, потрібна для приведення у рух механізму, який являється навантаженням приводу;
- кутові швидкості (частоти обертання) всіх валів приводу;
- потужності на всіх валах приводу;
- обертальні моменти на всіх валах приводу.

Вихідні дані до розрахунку. Як правило, для кінематичного і силового розрахунку будь якого приводу необхідно і достатньо мати потужність P_{po} та кутову швидкість ω_{po} на валу робочого органу машини, яка є навантаженням приводу. Крім того, необхідно мати характеристики навантаження приводу і режиму його роботи.

Вибір електродвигуна. Цей етап починається розрахунком потрібної потужності електродвигуна по залежності:

$$P_{nom} = \frac{P_{PO}}{\eta_{zag}} \quad (3.9),$$

де $\eta_{\text{заг}}$ – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД), який визначається як добуток ККД елементів приводу, у тому числі підшипників:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n \quad (3.10)$$

ККД окремих елементів приводу відомі з досвіду експлуатації механізмів і машин та приводяться в таблицях довідників (наприклад, в табл. А1, Додатку А).

При виборі електродвигуна слід мати на увазі, що чим менша частота обертання двигуна, тим більші його габарити, маса і вартість. Але при збільшенні частоти обертання двигуна збільшується передаточне число приводу, а значить, його вартість і габарити, крім того, зменшується ресурс його служби. Для приводів загального призначення рекомендується застосовувати електродвигуни з синхронними частотами обертання ротора 1000...3000 об/хв.

Вибір електродвигуна здійснюють відповідно умови:

$$P_{\text{дв}} \geq P_{\text{ном}}, \quad (3.11)$$

де $P_{\text{дв}}$ – таблична (каталожна) потужність обраного двигуна.

Після вибору електродвигуна з каталогу (таблиці довідника) необхідно виписати його тип, потужність, синхронну частоту і частоту обертання при номінальному навантаженні, відношення пускового до номінального і максимального до номінального моментів. Звичайно, параметри обраного електродвигуна оформлюються у вигляді таблиці, прикладом якої може служити табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Параметри двигуна для електромеханічного приводу

Каталожна потужність $P_{\text{дв}}$, кВт	Тип двигуна	Частота обертання $n_{\text{дв}}$, об/хв.	$T_{\text{пуск}} / T_{\text{ном}}$	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$
4,0	4A100L4Y3	1430	2,0	2,2

Загальне передаточне число приводу визначається за формулою:

$$u_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{по}}} \quad (3.12)$$

З іншого боку, загальне передаточне число приводу можна виразити через передаточні числа його ступенів у вигляді залежності:

$$u_{\text{заг}} = u_1 u_2 u_3 \dots u_n \quad (3.13),$$

де $u_1, u_2, u_3, \dots, u_n$ – передаточні числа ступенів, які вибираються відповідно рекомендаціям ДСТУ та нормативно-довідкової літератури (табл. А2 Додатку А).

При виборі передаточних чисел ступенів не рекомендується брати їх максимальних значень (якщо це можливо), оскільки це веде до збільшення габаритів передач. Відхилення фактичного передаточного числа від розрахункового не повинне перевищувати 5%.

Кутові швидкості і частоти обертання валів приводу. Кутова швидкість валу електродвигуна:

$$\omega = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} \quad (3.14)$$

Кутові швидкості кожного наступного валу:

$$\omega_{i+1} = \frac{\omega_i}{u_i}, \quad (3.15)$$

де ω_{i+1} – кутова швидкість на кожному наступному валу, с^{-1} ;

ω_i – кутова швидкість попереднього валу, с^{-1} ;

u_i – передаточне число передачі від попереднього до наступного валів.

Відповідно, частоти обертання визначаються:

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{u_i} \quad (3.16)$$

Потужності на валах приводу. Ці параметри визначаються за залежностями:

$$P_{i+1} = P_i \eta_i, \quad (3.17)$$

де P_{i+1} – потужність на кожному наступному валу, кВт;

P_i – потужність на попередньому валу, кВт;

η_i – ККД передачі від попереднього до наступного валу.

Обертальні моменти на валах. Обертальний момент на валу двигуна:

$$T_{\partial\partial} = \frac{P_{\partial\partial}}{\omega_{\partial\partial}} \quad (3.18)$$

Обертальні моменти на кожному наступному валу:

$$T_{i+1} = T_i u_i \eta_i, \quad (3.19)$$

де T_i – обертальний момент на наступному валу, Н·м;

T_{i+1} – обертальний момент на попередньому валу, Н·м;

З другого боку, обертальний момент на кожному валу можна визначити через потужність і кутову швидкість:

$$T_i = \frac{P_i \cdot 10^3}{\omega_i} \quad (3.20)$$

3.4. Приклад кінематичного і силового розрахунків механічного приводу

Постановка задачі. Виконати кінематичний і силовий розрахунки механічного приводу стрічкового конвеєру (рис. 3.4), який складається з електродвигуна 1, клинопасової передачі 2, одноступінчастого зубчастого циліндричного редуктора 3 і ланцюгової передачі 4.

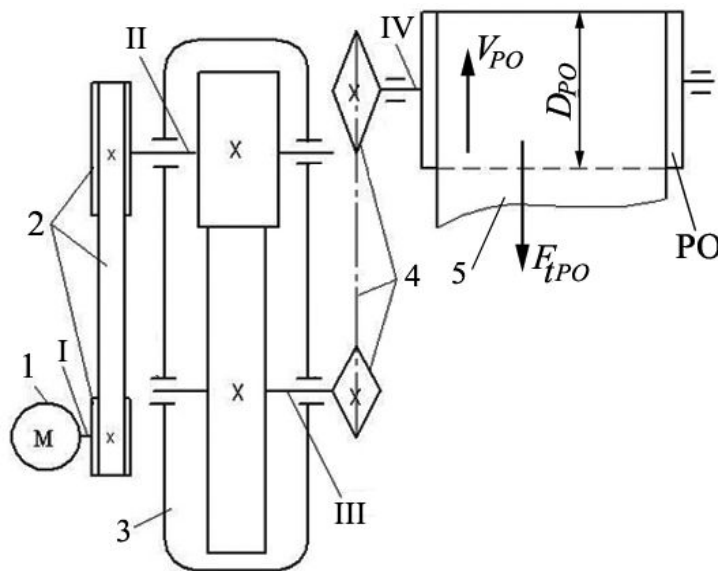


Рис. 3.4. Схема приводу стрічкового конвеєра

Навантаженням приводу є робочий орган (барабан) стрічкового конвеєра 5 для транспортування сипучих вантажів (вугілля, зерна, тощо). Римськими цифрами I...IV позначені номери валів приводу.

Вихідні дані до розрахунку: тягова сила стрічки $F_{tPO}=22$ кН, лінійна швидкість руху стрічки $V_{PO}=1$ м/с, діаметр приводного барабану конвеєра $D_{PO}=300$ мм.

Розрахунок.

1) Визначимо обертальний момент на валу IV робочого органа:

$$T_{IV} = \frac{F_{tPO} D_{PO}}{2} = \frac{2,2 \cdot 10^3 \cdot 300 \cdot 10^{-3}}{2} = 330 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

2) Кутова швидкість валу IV робочого органа:

$$\omega_{IV} = \frac{2V_{PO}}{D_{PO}} = \frac{2 \cdot 1}{300 \cdot 10^{-3}} = 6,67 \text{ с}^{-1}.$$

3) Частота обертання валу IV робочого органа:

$$n_{IV} = \frac{30 \cdot \omega_{IV}}{\pi} = \frac{30 \cdot 6,67}{3,14} = 63,7 \text{ об/хв.}$$

4) Потужність на валу IV робочого органа:

$$P_{IV} = T_{IV} \omega_{IV} = 330 \cdot 6,67 = 2201,1 \text{ Вт} \approx 2,2 \text{ кВт.}$$

5) Загальний ККД приводу визначаємо за формулою (3.10), перетвореною для конкретної схеми приводу:

$$\eta_{заг} = \eta_{кпп} \eta_{цзн} \eta_{лп} \eta_{пк}^2 \quad (3.21)$$

де $\eta_{кпп}$ – ККД клинопасової передачі;

$\eta_{цзн}$ – ККД циліндричної зубчастої передачі;

$\eta_{лп}$ – ККД відкритої ланцюгової передачі;

$\eta_{пк}$ – ККД однієї пари підшипників кочення.

Значення вказаних ККД приймаємо за табл. А1 Додатку А: $\eta_{кпп}=0,95$; $\eta_{цзн}=0,97$; $\eta_{лп}=0,92$; $\eta_{пк}=0,99$.

Остаточно, за формулою (3.21) загальний ККД приводу:

$$\eta = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,92 \cdot 0,99^2 = 0,83.$$

6) Потрібна розрахункова потужність електродвигуна за формулою (3.9):

$$P_{nom} = \frac{2,2}{0,83} = 2,65 \text{ кВт}$$

За табл. А3 Додатку за умовою (3.11) вибираємо електродвигун і заносимо всі його характеристики у табл. 3.2:

Таблиця 3.2. Параметри двигуна для електромеханічного приводу

Каталожна потужність $P_{\text{дв}}$, кВт	Тип двигуна	Частота обертання $n_{\text{дв}}$, об/хв.	$T_{\text{ПУСК}} / T_{\text{НОМ}}$	$T_{\text{МАКС}} / T_{\text{НОМ}}$
3,0	4A100L4У3	1435	2,0	2,2

7) Загальне передаточне число за формулою (3.12):

$$u_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{IV}}} = \frac{1435}{63,7} = 22,53.$$

8) Розбиваємо загальне передаточне число по ступеням приводу. Скористуємося співвідношенням (3.13), перетворивши його відповідно до заданої схеми приводу:

$$u_{\text{заг}} = u_{\text{кпн}} u_{\text{цзн}} u_{\text{лп}} \quad (3.22)$$

де $u_{\text{кпн}}$, $u_{\text{цзн}}$, $u_{\text{лп}}$ – передаточні числа, відповідно, клинопасової, циліндричної зубчастої і ланцюгової передач.

Значення передаточних чисел відповідно до рекомендацій за табл. А2 Додатку А обираються у межах: $u_{\text{кпн}} = 2 \dots 4$; $u_{\text{цзн}} = 3,15 \dots 6,3$; $u_{\text{лп}} = 2 \dots 6$. Приймаємо для редуктора $u_{\text{цзн}} = 3,15$, а для ланцюгової передачі $u_{\text{лп}} = 3$. Тоді передаточне число пасової передачі визначимо, вирішуючи рівняння (3.22) відносно $u_{\text{кпн}}$:

$$u_{\text{кпн}} = \frac{u_{\text{заг}}}{u_{\text{цзн}} u_{\text{лп}}} = \frac{22,53}{3,15 \cdot 3} = 2,384,$$

що входить у визначений інтервал передаточних чисел пасових передач.

9) Частоти обертання валів приводу:

$$n_{\text{I}} = n_{\text{дв}} = 1435 \text{ об/хв.};$$

$$n_{\text{II}} = n_{\text{I}} / u_{\text{кпн}} = 1435 / 2,384 = 601,93 \text{ об/хв.};$$

$$n_{III} = n_{III} / u_{\text{цзн}} = 618,53 / 3,15 = 191,09 \text{ об/хв.};$$

$$n_{IV} = n_{III} / u_{\text{лн}} = 127,33 / 3 = 63,70 \text{ об/хв.};$$

$$n_{PO} = u_{IV} = 63,70 \text{ об/хв.}$$

10) Кутові швидкості валів приводу:

$$\omega_I = \pi n_I / 30 = \pi \cdot 1435 / 30 = 150,27 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{II} = \pi n_{II} / 30 = \pi \cdot 601,93 / 30 = 63,04 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{III} = \pi n_{III} / 30 = \pi \cdot 191,09 / 30 = 20,01 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{IV} = \pi n_{IV} / 30 = \pi \cdot 63,70 / 30 = 6,67 \text{ с}^{-1}.$$

Визначити кутові швидкості можна і через співвідношення кутової швидкості попереднього валу до передаточного числа відповідної ступені за формулою (3.15).

11) Потужності на валах приводу:

$$P_I = P_{\text{ном}} = 2,65 \text{ кВт};$$

$$P_{II} = P_I \eta_{\text{кпп}} = 2,65 \cdot 0,95 = 2,52 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \eta_{\text{цзн}} \eta_{\text{нк}} = 2,52 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,42 \text{ кВт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \eta_{\text{лн}} \eta_{\text{нк}} = 2,42 \cdot 0,92 \cdot 0,99 = 2,204 \text{ кВт};$$

$$P_{PO} = P_{IV} = 2,204 \text{ кВт}.$$

Правильність розрахунку підтверджує те, що розрахункова потужність на валу робочого органу приблизно дорівнює завданій її величині.

11) Обертальні моменти на валах:

$$T_I = P_I / \omega_I = 2,65 \cdot 10^3 / 150,27 = 17,63 \text{ Н·м};$$

$$T_{II} = P_{II} / \omega_{II} = 2,52 \cdot 10^3 / 63,04 = 39,97 \text{ Н·м};$$

$$T_{III} = P_{III} / \omega_{III} = 2,42 \cdot 10^3 / 20,01 = 120,94 \text{ Н·м};$$

$$T_{IV} = P_{IV} / \omega_{IV} = 2,204 \cdot 10^3 / 6,67 = 330,43 \text{ Н·м};$$

$$T_{PO} = T_{IV} = 330,43 \text{ Н·м}.$$

Для перевірки правильності розрахунків визначимо обертальний момент на валу робочого органу через загальне передаточне число і загальний ККД приводу:

$$T_{PO(ПЕР)} = T_1 \cdot u_{заг} \cdot \eta_{заг} = 17,63 \cdot 22,53 \cdot 0,83 = 329,68 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Оскільки:

$$\left| \frac{T_{po} - T_{po(пер)}}{T_{po}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{330,43 - 329,68}{330,43} \right| \cdot 100\% = 0,23\% < 5\%,$$

то розрахунок вважаємо виконаним вірно.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Дайте визначення механічної передачі.
2. Дайте визначення ведучої і веденої ланок механічної передачі.
3. Дайте визначення механічного приводу.
4. На які типи поділяються механічні передачі:
 - за способом передачі руху?
 - за призначенням?
 - за характером зміни передаточного числа?
 - за розташуванням валів у просторі?
5. Яка механічна передача називається варіатором?
6. Дайте визначення передаточного відношення механічної передачі. Приведіть приклад розрахунку передаточного відношення.
7. Поясніть термін «передаточне число механічної передачі» і назвіть його відзнаки від терміну «передаточне відношення».
8. Перелічіть кінематичні, силові і енергетичні параметри механічної передачі.
9. Назвіть основні вихідні параметри, які потрібні для розрахунку механічного приводу.
10. Перелічіть параметри, які визначаються під час розрахунку механічного приводу.
11. Як визначається загальний ККД механічного приводу?
12. Опишіть порядок вибору електродвигуна для електромеханічного приводу.
13. Опишіть порядок розподілу загального передаточного числа по ступеням приводу.
14. Як визначити частоти обертання окремих валів приводу?
15. Як перевірити правильність розрахунку параметрів електромеханічного приводу?

Глава 4.

ПЕРЕДАЧІ ТЕРТЯМ

Відповідно до класифікації механічних передач фрикційні і пасові передачі відносяться до передач **т е р т я м**. З іншого боку, фрикційні передачі відносяться до передач **з б е з п о с е р е д н і м к о н т а к т о м** ведучого та веденого елементів, а пасові – до передач **з п р о м і ж н о ю г н у ч к о ю л а н к о ю**. Це і визначає їх призначення, принцип дії і використання в техніці, в тому числі і в військовій.

4.1. Фрикційні передачі

Фрикційні передачі поділяються на нерегульовані (тобто з відносно постійним передаточним числом) і регульовані (варіатори). Найпростіша фрикційна передача (рис. 4.1) складається з двох котків 1 і 2, змонтованих на валах.

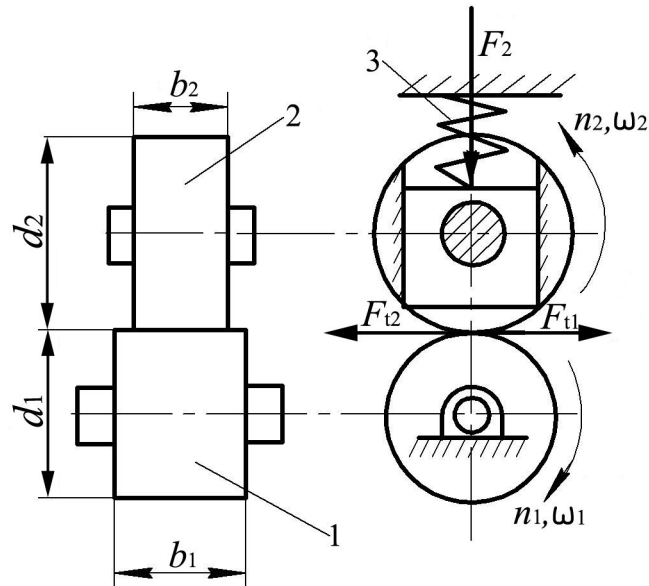


Рис. 4.1. Схема циліндричної фрикційної передачі

Під дією пружини 3 котки прижимаються одне до одного з силою F_2 . Навантаження передається силою тертя, що виникає в місці контакту. Умова працездатності передачі:

$$F_t \leq F_T = F_2 f, \quad (4.1)$$

де F_t – колова сила, Н;

F_T – сила тертя, Н;

F_2 – сила притиску котків, Н;

f – коефіцієнт тертя.

Якщо ввести коефіцієнт запасу тертя K , то нерівність (4.1) можна представити у вигляді рівняння

$$KF_t = F_2 f, \quad (4.2)$$

з якого можна знайти потрібну силу F_2 притиску веденого котка при заданій коловій силі F_t :

$$F_2 = \frac{KF_t}{f} \quad (4.3)$$

де $K=1,5\dots2,5$.

Коефіцієнти тертя при розрахунку сили притиску приймаються:

– для сталі по сталі або чавуна по сталі при сухому терті – $f=0,15\dots0,2$;

– для сталі по сталі або чавуна по сталі у маслі – $f=0,04\dots0,05$.

Сила F_2 набагато більша сили F_t . Наприклад, навіть при $K=1,5$ і $f=0,05$ вона складає:

$$F_2 = \frac{KF_t}{f} = \frac{1,5F_t}{0,05} = 30F_t, \quad (4.4)$$

що є великим недоліком фрикційних передач.

Крім вказаного, недоліками фрикційних передач є:

- великі навантаження на підшипники;
- непостійність передаточного числа;
- великий знос котків.

Переваги фрикційних передач:

- плавність і безшумність роботи;
- простота конструкцій;
- можливість запобігання машин від перевантаження.

Крім розглянутої циліндричної передачі використовують також конічні

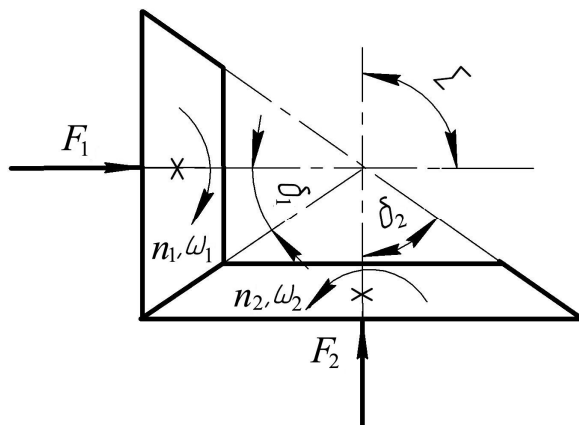


Рис. 4.2. Схема конічної фрикційної передачі

фрикційні передачі (рис.4.2), які дають можливість передавати обертальний момент між валами, осі яких перетинаються під кутом Σ (найчастіше $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$).

Передаточні числа для циліндричних фрикційних передач:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)},$$

де ξ – коефіцієнт проковзування.

Для конічної передачі:

$$u = \frac{\operatorname{ctg} \delta_1}{(1-\xi)} = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{(1-\xi)}.$$

Міцність котків перевіряють за умовами контактної витривалості по залежності:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{\rho}} \leq [\sigma_H], \quad (4.5)$$

де σ_H – діюче контактне напруження;

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження, $[\sigma_H] = 800 \dots 1200$ МПа – для сталевих котків (при модулі пружності $E = 2 \cdot 10^5$ МПа); $[\sigma_H] = 80 \dots 100$ МПа – для текстолітових котків (при модулі пружності $E = 6 \cdot 10^5$ МПа);

q – розрахункове погонне навантаження, Н/м, яке вираховується по залежності:

$$q = \frac{kF_2}{b},$$

у якій:

k – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині котка, $k = 1 \dots 1,3$;

b – довжина контактної лінії котків;

E – приведений модуль пружності передачі, який визначається за залежністю:

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

де E_1, E_2 – модулі пружності ведучого і веденого котків;

ρ – приведений радіус кривизни, який визначається:

– для циліндричної передачі:

$$\rho = \frac{0,5d_1u}{u+1}.$$

– для конічної передачі:

$$\rho = \frac{0,5d_1u}{\sqrt{u^2+1}}.$$

Для спеціальних машин використовують фрикційні передачі з плавною зміною передаточного числа – варіатори. Це торовий (рис. 4.3, а) і лобовий (рис. 4.3, б) варіатори.

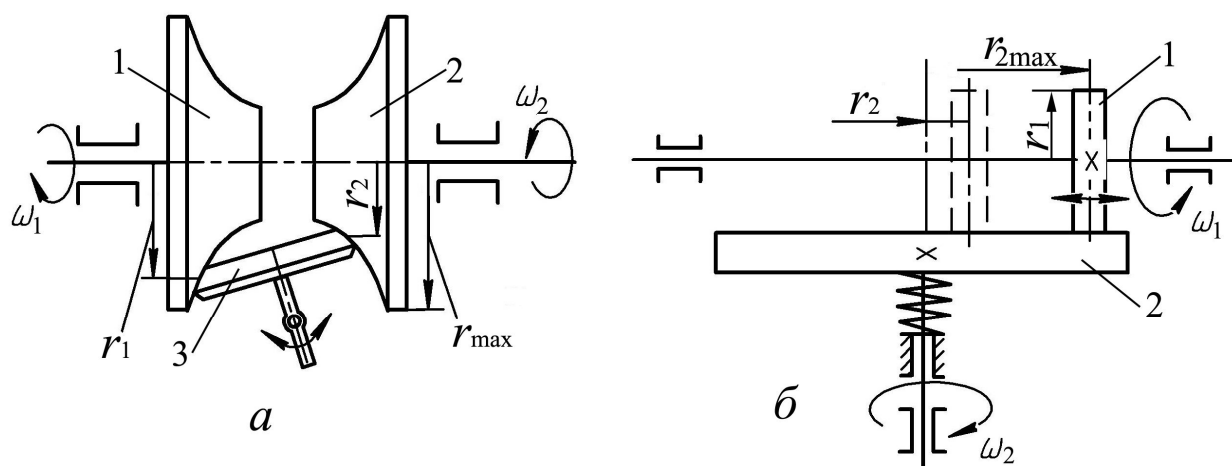


Рис. 4.3. Схеми фрикційних варіаторів:
а – торового; б – лобового

У торовому варіаторі зміна передаточного числа здійснюється за рахунок повороту проміжного ролика 3, при якому змінюються величина радіусів торкання r_1 і r_2 на ведучому 1 і веденому 2 роликах.

У лобовому варіаторі зміна передаточного числа здійснюється при переміщенні ведучого ролика 1 вздовж власної осі, що приводить до зміни радіуса торкання на веденому роликіві r_2 при постійному значенні r_1 .

В обох випадках передаточне число змінюється в діапазоні $D = \frac{u_{max}}{u_{min}}$, де максимальне і мінімальне передаточні числа розраховуються за залежностями:

– для торового варіатора:

$$u_{max} = \frac{r_{2max}}{r_{1min}}; u_{min} = \frac{r_{2min}}{r_{1max}};$$

– для лобового варіатора:

$$u_{\max} = \frac{r_{2\max}}{r_1}; \quad u_{\min} = \frac{r_{2\min}}{r_1}.$$

Звичайно варіатори використовуються в діапазоні передаточних чисел $D = 2 \dots 4$.

4.2. Пасові передачі

Пасова передача (рис. 4.4) складається з двох шківів – ведучого 1 і веденого 2, змонтованих на валах, і пасу 3, який охоплює шківи з попереднім натягом. Навантаження передається за рахунок сил тертя, що виникають між шківами і пасом.

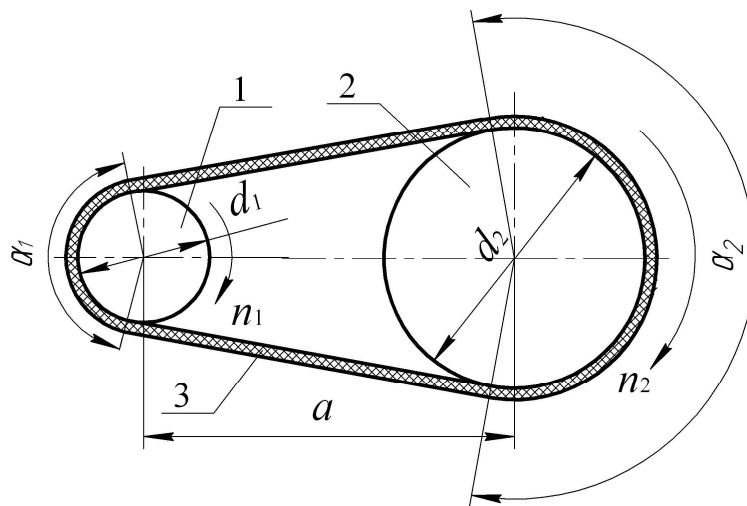


Рис. 4.4. Схема пасової передачі

Основне призначення пасових передач – передача обертальних моментів при потужностях $P = 0,2 \dots 50$ кВт, передаточних числах $u \leq 4$ на відстань до 10 м.

Як гнучку ланку в передачах використовують паси з різною формою поперечного перерізу: плоскі (рис. 4.5), клинові (рис. 4.6, а), поликлинові (рис. 4.6, б) і круглі паси.



Рис.4.5. Плоскі паси:

а – нарізні; б – з пошарово завернутим бельтингом

Найбільше поширення в техніці отримали клинові і поликлинові паси. Клинові паси в залежності від відношення $b/h=1,6$ і $b/h=1,2$ поділяються на паси нормального і вузького перерізу. Клинові паси нормального перерізу використовують при швидкості пасу до 30 м/с.

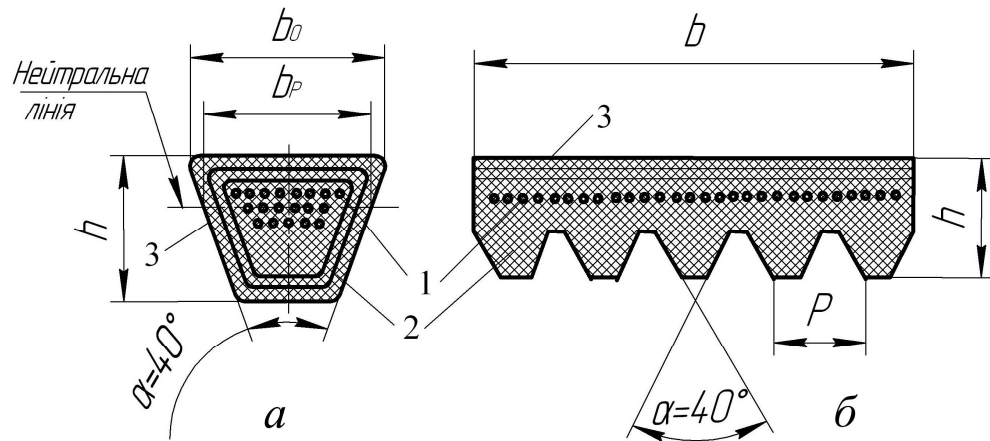


Рис. 4.6. Параметри клинових *a* і поликлинових *б* пасів

Клиновий пас складається з корду 1 (див. рис. 4.6, *a*, *б*), завулканізованого в гуму 2, і обгортки 3 з двох-трьох шарів прогумованої тканини – бельтингу. Клинові паси нормального перерізу виготовляються в залежності від

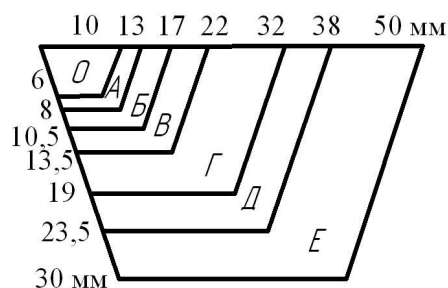


Рис. 4.7. Розміри перерізів клинових пасів

потужності, що передається, і частоті обертання малого шківів сімох типів – О, А, Б, В, Г, Д, Е з поступово зростаючими розмірами перерізу (рис. 4.7).

Форма і розмір шківів пасових передач залежить від профілю пасу і призначається по таблицям стандарту.

Попередній натяг пасів забезпечують з допомогою натяжних пристроїв різної конструкції, в тому числі:

- у вигляді полозок, на яких встановлено один з шківів;
- пристрій з хитною тягою, зв'язаною з рухомим шківом;
- пристрій з натяжним і відтяжним роликком;
- пристрій з автоматичним регулювання сили натягу пасу.

Переваги пасових передач:

- плавність і безшумність роботи простота конструкції;
- можливість передачі потужності на великі відстані (до 10 м);
- можливість запобігання машини від перевантаження.

Недоліки:

- великі габарити;
- непостійність передаточного числа;
- великі навантаження на вали.

Геометричні параметри пасових передач. Діаметр d_1 ведучого шківа розраховується по залежності:

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}},$$

де P_1, n_1 – відповідно, потужність і частота обертання ведучого шківа.

Найчастіше діаметр ведучого шківа обирають з таблиць за величиною обертального моменту на ньому і типом перерізу пасу (табл. Б1 Додатку Б).

Діаметр веденого шківа розраховують:

$$d_2 = d_1 u (1 - \xi), \quad (4.6)$$

де u – передаточне число передачі;

$\xi = 0,01 \dots 0,02$ – коефіцієнт проковзування пасу.

Надалі розрахунковий діаметр веденого шківа округлюють до найближчого більшого з ряду рекомендованих стандартних діаметрів, наприклад, за табл. Б8 Додатку Б.

Міжосьова відстань розраховується за залежністю:

$$a = C d_2, \quad (4.7)$$

де $C = 0,85 \dots 1,5$ для передаточних чисел $2 \dots 6$.

Довжину пасу спочатку визначають за залежністю:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}, \quad (4.8)$$

а потім по розрахунковому значенню довжини L_p за таблицями визначають стандартне значення довжини пасу L .

Фактичну міжосьову відстань уточнюють по стандартному значенню довжини пасу за залежністю:

$$a = \frac{1}{8} \left(2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right) \quad (4.9)$$

Кут α_1 обхвату пасом меншого з шківів (див. рис. 4.4) визначається:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (4.10)$$

Значення кута обхвату α_1 меншого шківa передачі повинно підкорятись умові:

$$\alpha_1 \leq \alpha_{1\min}, \quad (4.11)$$

де мінімальне значення цього кута приймають: для плосkopасових передач – $\alpha_{1\min} = 90^\circ$; для клинопасових передач – $\alpha_{1\min} = 120^\circ$.

Силкові параметри, тягова здатність і довговічність пасової передачі. В стані спокою і при холостому ході кожна з гілок пасу натягнута з однаковою силою F_0 (рис. 4.8, а).

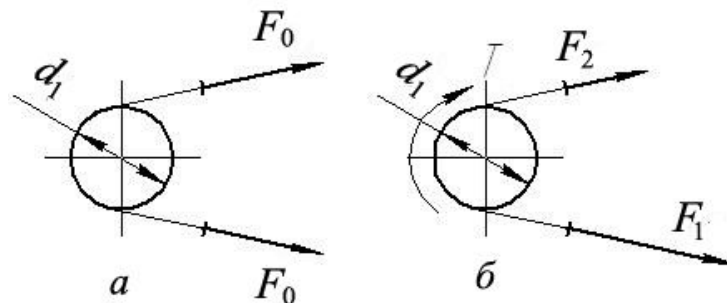


Рис. 4.8. До розрахунку зусиль у гілках пасу
а – при $T_1 = 0$; б – при $T_1 \neq 0$

При робочому ході зусилля в гілках перерозподіляються. В ведучій гілці F_0 збільшується до сили F_1 , а в веденій зменшується до сили F_2 .

З умови рівноваги шківa:

$$T_1 = 0,5d_1(F_1 - F_2) = 0,5d_1F_t, \quad (4.12)$$

звідкіля

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (4.13)$$

Оскільки сума сил натягу пасу постійна незалежно від навантаження передачі, то:

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (4.14)$$

Розв'язуючі спільно рівняння (4.13) і (4.14), одержимо:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t \quad (4.15)$$

$$F_2 = F_0 - 0,5F_t \quad (4.16)$$

Зв'язок між силами у гілках пасу встановлюється з допомогою формули Ейлера:

$$F_1 = F_2 e^{f' \alpha_1}$$

де f' – приведений коефіцієнт тертя. Середнє значення $f' = 3f$ – для пасів з кутом профілю $\alpha = 34^\circ \dots 40^\circ$, де f – коефіцієнт тертя пасу: $f = 0,25 \dots 0,4$ – для шкіряних пасів, $f = 0,3$ – для прогумованих пасів.

α_1 – кут обхвату ведучого шківа.

Тягова здатність пасу визначається коефіцієнтом тяги:

$$\psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{e^{f' \alpha_1} - 1}{e^{f' \alpha_1} + 1} \quad (4.17)$$

Значення, яке відповідає найбільшому допустимому навантаженню на пас називається критичним значенням коефіцієнта тяги ψ_K . Експериментально встановлено, що для плоских пасів $\psi_K = 0,4 \dots 0,6$, для клинових $\psi_K = 0,7 \dots 0,8$.

До цього часу ще не розроблена методика теоретичного обґрунтування довговічності пасів. З досвіду експлуатації частота циклу зміни напруження рівна частоті пробігів пасу, тому довговічність пасу перевіряється по емпіричній залежності:

$$i = \frac{V \cdot 10^3}{L} \leq [i], \quad (4.18)$$

де i – кількість пробігів пасу в секунду;

$[i]$ – 10...20 – допустиме значення кількості пробігів;

L – довжина пасу, мм.

V – колова швидкість пасу, м/с, яка визначається за залежністю:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \quad (4.19)$$

Практикою встановлено, що паси розраховані за тяговою здатністю при виконанні нерівності (4.18) мають середню довговічність 2000...3000 год.

Розрахунок пасових передач. Розрахунок клинопасових і поликлинопасових передач виконують із умови тягової здатності і довговічності. Обмежена кількість стандартних клинових і поликлинових пасів дозволила експериментально визначити номінальні потужності, що передаються одним пасом даного перерізу еталонної довжини при стандартних умовах ($d_1 = d_2$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$, базова довжина пасу l_0 , навантаження спокійне). Значення номінальних потужностей P_0 , кВт, в залежності від типу їх перерізу приводяться в табл. Б3 і Б4 Додатку Б.

Умови роботи передачі, що проектується, відрізняються від стандартних. Тому фактична допустима потужність, яку можна передати одним пасом $[P_0]$, кВт відрізняється від номінальної P_0 і визначається за формулою:

$$[P_0] = P_0 C_\alpha C_l C_p C_z \quad (4.20)$$

де C_α – коефіцієнт обхвату пасом меншого шківів, який визначається за залежністю:

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) \quad (4.21)$$

C_l – коефіцієнт фактичної довжини пасу, який визначається за залежністю:

$$C_l = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} \quad (4.22)$$

C_p – коефіцієнт режиму роботи (визначається за таблицями, наприклад, табл. Б7 Додатку Б);

C_z – коефіцієнт кількості пасів, що працюють паралельно у одній передачі, значення якого визначається за табл. Б5 Додатку Б.

Розрахунок потрібної кількості пасів здійснюється по залежності:

$$z = \frac{P_1}{[P_0]}, \quad (4.23)$$

де P_1 – потужність на ведучому шківу, кВт.

При необхідності корегують кількість пасів за залежністю:

$$z' = z \frac{C_z}{C'_z} \quad (4.24)$$

де z' – остаточне розрахункове число пасів;

C'_z – дійсний коефіцієнт кількості пасів, прийнятий за таблицею Б5 Додатку Б для розрахункової величини пасів z .

Остаточне число пасів приймають округленням остаточного розрахункового числа пасів до цілого в бік збільшення.

Сила попереднього натягу одного пасу без врахування відцентрових сил, Н:

$$F_0 = \frac{0,85 P_1 \cdot 10^3 C_p}{z V C_\alpha}, \quad (4.25)$$

де V – лінійна швидкість пасу, м/с.

Радіальна сила, з якою діє на вал ведучий шків пасової передачі, Н:

$$F_B = 2 F_0 z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (4.26)$$

Плоскопасові передачі в сучасній техніці через свої низькі експлуатаційні характеристики застосовуються рідше, тому їх розрахунок у межах даної розділу не розглядається.

4.3. Приклад розрахунку клинопасової передачі.

Постановка задачі. Виконати розрахунок клинопасової передачі стрічкового конвеєра від асинхронного електродвигуна до приводного барабану стрічки.

Вихідні дані:

- потрібна потужність $P_1 = 3,2$ кВт;
- частота обертання валу двигуна $n_1 = 1435$ об/хв;
- необхідне передаточне число $u = 2,6$;
- робота двохзмінна;
- навантаження спокійне.

Рішення.

Визначаємо обертальний момент на швидкохідному валу:

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{3,2}{1435} = 21,296 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для даного моменту за табл. Б1 Додатку Б вибираємо тип пасу нормального перерізу «А».

Діаметр меншого шківa приймаємо $d_1 = 100$ мм, маючи на увазі, що до передачі немає вимог обмеження габаритів.

Діаметр більшого шківa за формулою (4.6):

$$d_2 = d_1 u (1 - \xi) = 100 \cdot 2,6 \cdot (1 - 0,02) = 254,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення діаметру веденого шківa за табл. Б8 Додатку Б: $d_2 = 250$ мм.

Фактичне передаточне число:

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi)} = \frac{250}{100 (1 - 0,02)} = 2,55$$

Перевірка умови відхилення фактичного передаточного числа від заданого:

$$\Delta u = \left| \frac{u_\phi - u}{u} \right| \cdot 100\% \leq [\Delta u]$$

$$\Delta u = \left| \frac{2,55 - 2,6}{2,6} \right| \cdot 100\% = 1,92\% \leq [\Delta u]$$

де $[\Delta u] = 5\%$ – допустиме відхилення передаточного числа для клинопасових передач.

Таким чином, відхилення фактичного передаточного відношення не перевищує допустимого.

Визначимо швидкість пасу за залежністю (4.19):

$$V = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1435}{60 \cdot 1000} = 7,5 \text{ м/с}$$

Попереднє значення міжосьової відстані за залежністю (4.7):

$$a = 0,95d_2 = 0,95 \cdot 250 = 237,5 \text{ мм.}$$

Розрахункова довжина пасу за формулою (4.8):

$$L_p = 2 \cdot 237,5 + \frac{3,14}{2}(100 + 250) + \frac{(250 - 100)^2}{4 \cdot 237,5} = 1048,18 \text{ мм}$$

Обираємо стандартну довжину паса (табл. Б2 додатку Б): $L = 1060 \text{ мм.}$

Перевіряємо довговічність пасу за кількістю пробігів за нерівністю (4.18):

$$i = \frac{7,5 \cdot 1000}{1060} = 7,07 \leq [i] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}.$$

Уточнюємо фактичну міжосьову відстань за формулою (4.9):

$$a_\phi = \frac{1}{8} \left(2 \cdot 1060 - 3,14(100 + 250) + \sqrt{[2 \cdot 1060 - 3,14(100 + 250)]^2 - 8(250 - 100)^2} \right) = 243,71 \text{ мм.}$$

Перевіряємо умову достатності кута обхвату пасом малого шківів:

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \frac{250 - 100}{243,71} = 144,91^\circ > 120^\circ$$

Обираємо допустиму потужність, яка передається одним пасом при базових умовах (табл. Б3 Додатку Б): $P_0 = 1,275 \text{ кВт.}$

За залежністю (4.20) визначаємо потужність, яка може передаватись одним пасом реальної передачі, визначивши попередньо за залежностями (4.21)...(4.22) і табл. Б5...Б7 Додатку Б відповідні коефіцієнти:

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - 144,91^\circ) = 0,895; C_l = \sqrt[6]{\frac{1060}{1700}} = 0,924; C_p = 0,73;$$

Вважаючи $z = 4 \dots 6$, приймаємо: $C_z = 0,9$, тоді:

$$[P_0] = 1,275 \cdot 0,895 \cdot 0,924 \cdot 0,73 \cdot 0,9 = 0,693 \text{ кВт.}$$

Розраховуємо потрібну кількість пасів за формулою (4.23):

$$z = \frac{3,2}{0,693} = 4,62.$$

Оскільки число пасів, як і передбачалося, знаходиться у діапазоні $z = 4 \dots 6$, корегування числа пасів не потрібно, тому остаточно приймаємо: $z = 5$.

Визначаємо силу попереднього натягу пасу за формулою (4.25):

$$F_0 = \frac{0,85P \cdot 10^3 C_p}{zVC_a} = \frac{0,85 \cdot 3,2 \cdot 10^3 \cdot 0,73 \cdot 10^3}{5 \cdot 7,5 \cdot 0,895} = 59,16 \text{ Н}$$

Визначаємо силу, яка діє на вал за залежністю (4.26):

$$F_B = 2F_0z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 59,16 \cdot 5 \cdot \sin \left(\frac{144,91^\circ}{2} \right) = 564,08 \text{ Н}$$

Визначаємо геометричні параметри шківів. На цьому етапі на підставі обраних з таблиць розмірів обіду (табл. Б8 Додатку Б) розраховуються зовнішні діаметри шківів і їх ширина.

Розміри обіду шківів: $l_p = 11 \text{ мм}$; $h = 8,7 \text{ мм}$; $b = 3,3 \text{ мм}$; $e = 15 \pm 0,3 \text{ мм}$;
 $f = 10_{-2}^{+2} \text{ мм}$; $r = 1,0 \text{ мм}$; $h_{\min} = 6 \text{ мм}$.

Зовнішні діаметри шківів

$$d_{e1} = d_1 + 2b = 100 + 2 \cdot 3,3 = 106,6 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = d_2 + 2b = 250 + 2 \cdot 3,3 = 256,6 \text{ мм}.$$

Ширина обіду шківів

$$M = (z - 1) \cdot e + 2f = (5 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 80 \text{ мм}.$$

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. До яких передач в залежності від принципу передачі руху відносять:
 - фрикційні передачі?
 - пасові передачі?
2. За рахунок якої сили забезпечується сила тертя в фрикційній передачі?
3. Перелічить переваги і недоліки:
 - фрикційних передач;
 - пасових передач.
4. Які типи фрикційних передач за взаємним розташування валів у просторі використовуються у машинах і механізмах?
5. За якою умовою перевіряється міцність фрикційних передач?
6. Приведіть приклади конструкцій фрикційних варіаторів.
7. Перелічить елементи пасової передачі і опишіть принцип її дії.

8. Які паси за формою поперечного перерізу використовуються у пасових передачах?
9. Перелічить сім типів пасів нормального перерізу в залежності від потужності, що передається.
10. Перелічить основні геометричні параметри пасової передачі.
11. Як визначити передаточне число:
 - фрикційної циліндричної і конічної передачі?
 - пасової передачі?
12. Які сили діють у гілках пасової передачі:
 - у відсутності навантаження?
 - при наявності обертального моменту, який передається?
13. Як перевіряється довговічність пасу?
14. Від чого залежить кількість пасів у передачі?
15. Від яких факторів залежить радіальна сила, яка діє на ведучий вал пасової передачі? Приведіть залежність для розрахунку цієї сили.
16. Опишіть загальну послідовність розрахунку клинопасової передачі.

Глава 5.

ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

Відповідно до класифікації механічних передач, ланцюгові передачі відносяться до передач зачепленням з проміжною гнучкою ланкою, тобто мають властивості пасових передач – можливість передачі обертального моменту на значні (до 8 м) відстані, і передач зачепленням – можливість передачі значних потужностей з постійним передаточним числом за період одного оберту. У даній главі будуть розглянуті відомості про ланцюгові передачі, критерії і методи їх працездатності і розрахунків.

5.1. Загальні відомості про ланцюгові передачі

Ланцюгові передачі призначені для передачі обертального моменту між паралельними валами, розташованими на значній відстані, коли пасові передачі завдяки їх недоліків використовувати не можна (при необхідності збереження сталого передаточного числа і передачі значних потужностей). Найбільше поширення ланцюгові передачі здобули в транспортних засобах (мопеди, велосипеди, мотоцикли), в вантажопідйомних засобах, конвеєрах, верстатах і т. і.

Найбільше розповсюдження мають ланцюгові передачі потужністю до 100 кВт, при колових швидкостях до 15 м/с і передаточних числах $u \leq 6$. В

приводах з швидкохідними двигунами ланцюгові передачі звичайно використовують після редуктора, тобто, на тихохідному ступені, оскільки вони мають недолік – великі динамічні навантаження і шумність при великих швидкостях.

Звичайно ланцюгова передача складається з розташованих на відстані двох коліс, що називаються зірочками (ведуча 1 з кількістю зубців z_1 і ведена 2 з кількістю зубців z_2), які охоплюються приводним ланцюгом 3 (рис. 5.1).

Ланцюг може перегинатися тільки в одній площині, тому зірочки можуть бути змонтовані тільки на строго паралельних валах.

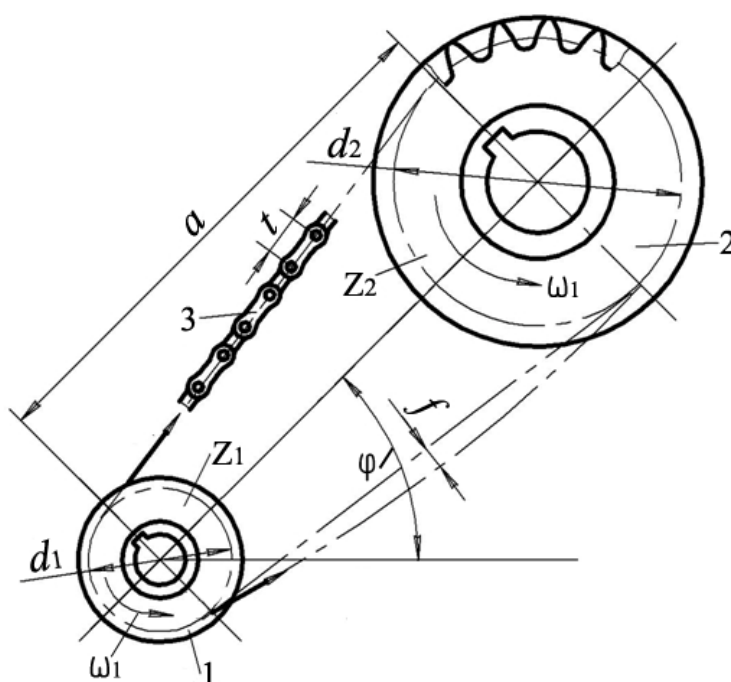


Рис. 5.1. Схема і параметри ланцюгової передачі

Потужність від ведучої зірочки може передаватися декільком зірочкам, наприклад, як в приводі механізму газорозподілення двигуна автомобіля (рис. 5.2). Від ведучої зірочки 1, встановленої на колінвалу, обертальний момент передається зірочкам 2 приводу розподільного валу та 3 приводу масляного насоса. Надлишковий провис ланцюга здійснюється натяжним башмаком 4.

Принцип дії ланцюгової передачі полягає в передачі обертального моменту від ведучої зірочки до веденої (або ведених) зачепленням через привідний ланцюг, тобто деякою мірою ланцюгова передача є частковим випадком

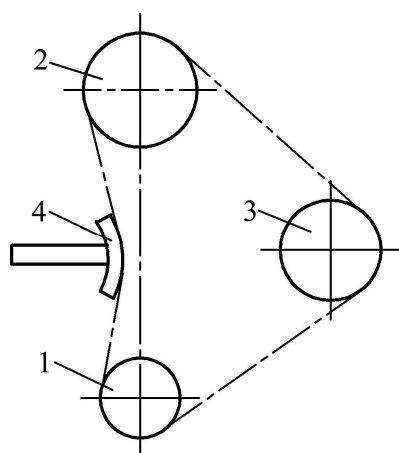


Рис. 5.2. Схема ланцюгового приводу механізму газорозподілення автомобіля

зубчастої передачі або передачі зубчастим пасом. З іншого боку, ланцюгова передача має якості пасової передачі, як передачі з гнучкою ланкою – ланкою нескінченної довжини.

Зміна фактичної довжини ланцюга (кількості ланок ланцюга) дає змогу зменшувати міжосьову відстань (відстань між осями ведучої і веденої зірочки), що забезпечує можливість більш гнучкого проектування механічного приводу.

Процес передачі навантаження у ланцюговій передачі здійснюється таким чином, що колове зусилля F_t передається за рахунок тиску зубців ведучої зірочки (див. рис. 5.1) на ланки ланцюга, а потім тиском ланок ведучої гілки ланцюга на зубці веденої зірочки.

Ланцюгові передачі класифікуються за такими основними ознаками.

1) За типом ланцюгів:

- з роликівими ланцюгами;
- з втулковими ланцюгами;
- із зубчастими ланцюгами.

2) За числом рядів:

- однорядні;
- багаторядні.

3) За розташуванням зірочок:

- горизонтальні;
- похилі;
- вертикальні.

5) За способом регулювання натягу ланцюгів:

- натяжними пристроями;
- натяжним роликом (зірочкою).

6) За конструктивним виконанням

- відкриті;
- закриті.

7) За способом мащення:

- з крапельним мащенням;
- з мащенням розбризкуванням;
- з циркуляційним мащенням;
- внутрішньшарнірним мащенням консистентним мастилом.

Ланцюгові передачі мають наступні переваги:

- можуть передавати потужність на значні відстані (до 5...8 м);
- мають умовно постійне передаточне число;
- відсутність попереднього натягу, що зменшує навантаження на вали

і підшипники.

Недоліки ланцюгових передач:

- значний шум, внаслідок ударів ланцюга при вході в зачеплення, особливо при малих числах зубців зірочок і великому кроці;
- порівняно швидке руйнування шарнірів ланцюгів;
- обмеженні швидкості через великі динамічні навантаження;
- подовження довжини ланцюгів через знос шарнірів.

Основні елементи ланцюгових передач. Основними типами приводних ланцюгів, які застосовуються є роликові, втулкові і зубчасті ланцюги.

Роликові ланцюги (рис. 5.3) складаються з зовнішніх А і внутрішніх Б ланок, які чергуються. Кожна ланка виконана із двох пластин 1 і 2.

Пластини, які складають зовнішню ланку, напресовані на валик 3, а ті, що складають внутрішню ланку – на втулку 4, яка обертається на валику. Втулка і валик складають шарнір. На втулку вільно насаджено ролик 5. Зачеплення ланцюга з зірочкою здійснюється через ролик, який перекочується по зубцю зірочки без ковзання і зменшує тертя у шарнірі.

При великих навантаженнях і швидкостях застосовуються двох і трьохрядні ланцюги.

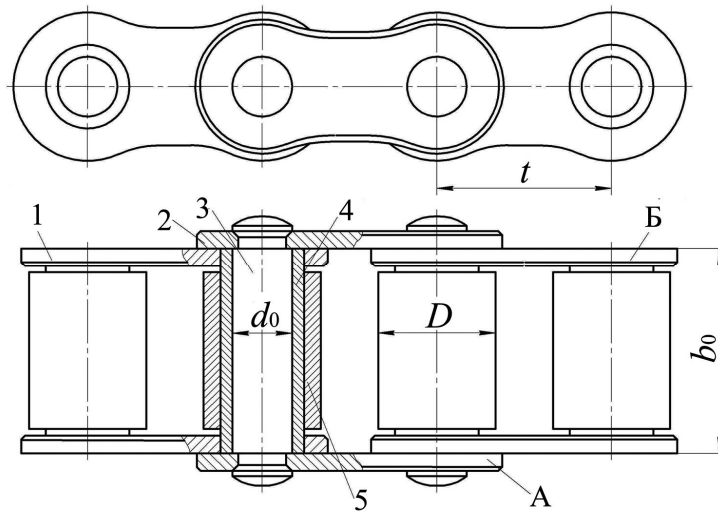


Рис. 5.3. Будова роликового ланцюга

Втулкові ланцюги відрізняються від роликових відсутністю ролика 5 на втулці 4, вони значно простіші по конструкції, дешевші, менші за масою, але швидше зношуються і використовуються при колових швидкостях не більше за 10 м/с.

Зубчасті ланцюги застосовуються рідше.

Основним геометричним параметром ланцюга є крок t , який стандартизується. З ростом кроку росте навантажувальна здатність ланцюга, але зменшується плавність і довговічність передачі. При великих швидкостях використовують ланцюги з малим кроком.

Зірочки по конструкції подібні до зубчастих коліс. Коло, що проходить через центри шарнірів ланцюга, називається ділильним колом зірочки (рис.

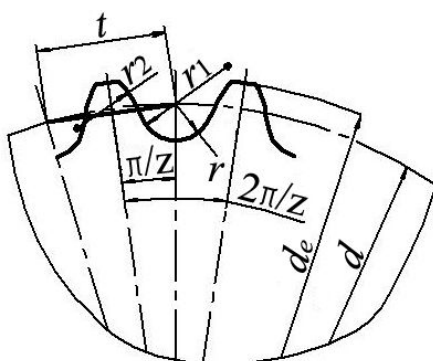


Рис. 5.4. Параметри профілю зірочки ланцюгової передачі

5.4). З рис. 5.4 випливає, що ділильний діаметр зірочки розраховується по формулі:

$$d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (5.1)$$

де t – шаг зубців по хорді ділильного діаметра;

z – кількість зубців зірочки. Діаметр кола вершин зірочки визначають по формулі:

$$d_e = t[0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z}] \quad (5.2)$$

Профілі зубців обмежені впадинами, які складаються з елементів:

– дуги радіуса: $r = 0,5025D + 0,05$;

– дуги радіуса $r_1 = 0,8D + r$;

– прямолінійного перехідного відрізка та головки, окресленої радіусом r_2 , який обирають таким, щоб ролик плавно входив у своє робоче положення на дні впадини.

У приведених формулах D – діаметр ролика.

Параметри ланцюгових передач. Для ланцюгових передач характерна не постійна, а середня швидкість руху ланцюга. Це пояснюється тим, що ланцюг складається з окремих ланок і знаходиться на зірочці не по колу, а по багатокутнику зі стороною t . Кут повороту при повороті зірочки на один крок змінюється в межах від $-\frac{180^\circ}{z}$ до $+\frac{180^\circ}{z}$, тому змінюється і швидкість V . Періодична зміна швидкості є наслідком непостійності передаточного числа і додаткових динамічних навантажень. Тому швидкість ланцюга при повертанні на один зубець не постійна, але постійна середня швидкість за один оберт ланцюга, яка розраховується за залежністю:

$$V = \frac{\omega_1 z_1 t}{2\pi \cdot 1000} = \frac{n_1 z_1 t}{60 \cdot 1000}, \quad (5.3)$$

де V – середня швидкість ланцюга, м/с;

n_1 – частота обертання ведучої зірочки, об/хв;

ω – кутова швидкість ведучої зірочки, с^{-1} ;

t – крок ланцюга, мм.

Передаточне число передачі:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (5.4)$$

Число зубців зірочок з досвіду експлуатації рекомендується:

$$z_{1\min} = 29 - 2u; \quad (5.5)$$

$$z_2 = uz_1 \quad (5.6)$$

Після розрахунку числа зубців зірочок округлюють до найближчого непарного числа.

Міжосьова відстань:

$$a = (30...50)t \quad (5.7).$$

Число ланок (довжину ланцюга в кроках) визначають по попередньо прийнятої міжосьової відстані, кількостям зубців і кроку ланцюга:

$$L_p = \frac{2a}{t} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \frac{t(z_2 - z_1)^2}{40a} \quad (5.8)$$

Вирахуване значення L_p округлюють до цілого парного числа.

Довжина ланцюга

$$L = L_p t \quad (5.9)$$

Після визначення числа ланок уточнюють міжосьову відстань:

$$\left. \begin{aligned} a &= 0,25t(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2}) \\ \Delta_1 &= L_p - 0,5(z_1 + z_2) \\ \Delta_2 &= \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

Попередній натяг ланцюга в передачі не потрібен, тому з достатньою ймовірністю можна вважати, що при малих швидкостях ($V < 10 \text{ м/с}$) $F_1 = F_t$; $F_2 = 0$ (див. рис. 5.1).

5.2. Розрахунок ланцюгових передач

Основним критерієм працездатності і розрахунку ланцюгових передач є зносостійкість шарнірів ланцюга. Для отримання необхідної довговічності і передачі середній тиск в шарнірах не повинен перевищувати допустимого:

$$p = \frac{F_t K_e}{S_{on} K_m} \leq [p] \quad (5.11)$$

де F_t – колова сила, що передається ланцюгом, Н, і визначається за залежністю:

$$F_t = \frac{P}{V};$$

S_{on} – площа проекції опорної поверхні шарніра, мм^2 , яка визначається за залежністю:

$$S_{on} = d_0 b_0,$$

де d_0 – діаметр валика, мм (див. рис. 5.3);

b_0 – довжина втулки, мм ;

K_m – коефіцієнт рядності ланцюга (значення K_m обираються за табл. В1 Додатку В);

K_e – коефіцієнт експлуатації, який розраховують по формулі:

$$K_e = K_d K_n K_a K_\varphi K_M K_{PP} \quad (5.12)$$

де K_d – коефіцієнт, що враховує динамічний характер навантаження;

K_n – коефіцієнт, який враховує спосіб регулювання натягу;

K_a – коефіцієнт, який залежить від міжосьової відстані;

K_φ – коефіцієнт, який залежить від кута нахилу лінії центрів зірочок до горизонту;

K_M – коефіцієнт, який залежить від способу мащення передачі;

K_{PP} – коефіцієнт, який залежить режиму роботи передачі.

Всі приведені коефіцієнти при практичних розрахунках передач беруться з таблиць, наприклад, табл. В2 Додатку В.

Звичайно для ланцюгових передач електромеханічних приводів загального призначення виконують проектний розрахунок передачі, при якому визначається крок ланцюга. Отримаємо залежність для проектного розрахунку кроку.

Виразивши S_{on} через крок t

$$S_{on} \cong 0,25t^2,$$

і, підставляючи це значення в (5.11), отримаємо:

$$\frac{F_t K_e}{0,25 t^2 K_m} \leq [p],$$

звідкіля остаточно маємо формулу для визначення розрахункового значення кроку:

$$t_p \geq 2 \sqrt{\frac{F_t K_e}{[p] K_m}} \quad (5.13)$$

Для попереднього визначення кроку при проектному розрахунку передачі використовують залежність

$$t_p \geq 30,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K_v}{n_1 \cdot K_m}}, \quad (5.14)$$

де K_v – швидкісний коефіцієнт, який визначають за залежністю:

$$K_v = \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{10}\right)^2} \quad (5.15)$$

Після цього, використовуючи розрахований за формулою (5.13) або за формулою (5.14) крок t_p , за таблицями (наприклад, табл. В3 Додатку В) обирають ланцюг з стандартним значенням кроку t при виконанні двох умов:

$$\frac{a}{80} \leq t \leq \frac{a}{25}; \quad t_p \leq t.$$

Після визначення кроку всі інші параметри передачі розраховують за залежностями (5.1)...(5.10).

5.3. Приклад розрахунку ланцюгової передачі

Вихідні дані до розрахунку:

- потужність на ведучому валу передачі: $P_1 = 3$ кВт;
- частота обертання ведучого валу передачі: $n_1 = 300$ об/хв.;
- передаточне число: $u_{\text{лп}} = 2,5$;
- тип ланцюга – роликовий однорядний;
- натяг ланцюга здійснюється переміщенням опор;
- робота двозмінна;

- навантаження спокійне;
- спосіб мащення – крапельний;
- передача розташована під кутом 45^0 до горизонту.

Розрахунок параметрів передачі. Кількість зубців ведучої зірочки за залежністю (5.5):

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u_{\text{лп}} = 29 - 2 \cdot 2,5 = 24.$$

Приймаємо цілу непарну кількість зубців $z_1 = 25$.

Кількість зубців веденої зірочки за залежністю (5.6):

$$z_2 = z_1 \cdot u_{\text{лп}} = 25 \cdot 2,5 = 62,5, \text{ приймаємо: } z_2 = 63.$$

Перевіряємо умову: $z_2 \leq z_{\text{max}} = 120$. Оскільки $z_2 = 63 \leq 120$, умова задовольняється.

Визначаємо крок ланцюга, використовуючи залежність (5.14):

$$t_p \geq 30,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K_v}{n_1 \cdot K_m}} = 30,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 9,65}{300 \cdot 1}} = 13,99 \text{ мм},$$

попередньо прийнявши коефіцієнт рядності для однорядного ланцюга $K_m = 1$ та розраховавши за залежністю (5.15) швидкісний коефіцієнт:

$$K_v = \sqrt[3]{\left(\frac{300}{10}\right)^2} = 9,65$$

За табл. В3 додатку В по розрахунковому значенню кроку ланцюга t_p вибираємо стандартний роликовий однорядний ланцюг типу ПР-15,875-2270-2 з кроком ланцюга $t_{TAB} = 15,875$ мм, розривною силою $Q_p = 22700$ Н, площею опорної поверхні шарніра $S_{on} = 70,9 \text{ мм}^2$.

Колова швидкість ланцюга за залежністю (5.3):

$$V = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot t_{TAB}}{60 \cdot 1000} = \frac{300 \cdot 25 \cdot 15,875}{60 \cdot 1000} = 1,98 \text{ м/с},$$

де t_{TAB} – прийнятий по стандарту крок ланцюга.

Визначаємо колове зусилля, яке передається ланцюговою передачею:

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V} = \frac{3 \cdot 10^3}{1,98} = 1515,15 \text{ Н}.$$

Міжосьову відстань попередньо визначаємо за залежністю (5.7):

$$a = 40 \cdot t_{TAB} = 40 \cdot 15,875 = 635 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт експлуатації за формулою (5.12):

$$K_e = K_o K_n K_a K_\phi K_M K_{PP} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,$$

де значення коефіцієнтів приймаємо за рекомендаціями табл. В2 Додатку В.

Виконуємо перевірочний розрахунок з умов зносостійкості шарнірів. Визначаємо середній тиск у шарнірах ланцюга і порівнюємо його з допустимим у відповідності з нерівністю (5.11):

$$P_u = \frac{F_t \cdot K_e}{S_{on} \cdot K_M} = \frac{1515,15 \cdot 1}{70,9 \cdot 1} = 21,37 \text{ МПа} < [P_u] = 28,97 \text{ МПа},$$

де допустимий тиск у шарнірах для втулкових та роликів ланцюгів при $z_1=15...30$ за табл. В4 Додатку В визначаємо за допомогою інтерполяції:

$$[P_u] = 28,97 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо кількість ланок ланцюга за залежністю (5.8):

$$L_p = \frac{2 \cdot a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{t(z_2 - z_1)^2}{40 \cdot a} = \frac{2 \cdot 635}{15,875} + \frac{25 + 63}{2} + \frac{15,875(63 - 25)^2}{40 \cdot 635} = 124,903$$

Округлюємо розрахункове значення L_p до найближчого ближчого парного числа, щоб запобігти використанню перехідної з'єднуючої ланки і приймаємо: $L_p = 124$.

Довжина ланцюга за формулою (5.9):

$$L = L_p t_{таб} = 124 \cdot 15,875 = 1968,5 \text{ мм.}$$

Визначаємо ділильні діаметри зірочок за залежністю (5.1):

– ведучої

$$d_1 = \frac{t_{TAB}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 126,66 \text{ мм};$$

– веденої

$$d_2 = \frac{t_{TAB}}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{63}} = 318,48 \text{ мм.}$$

Перевіримо похибку передаточного числа.

Визначасмо значення фактичного передаточного числа:

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1} = \frac{318,48}{126,66} = 2,514.$$

Перевіряємо похибку фактичного передаточного числа:

$$\Delta u = \left| \frac{u - u_\phi}{u} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{2,5 - 2,514}{2,5} \right| \cdot 100\% = 0,56\% \leq 5\%, \text{ що допустимо.}$$

Сила, яка діє на вал передачі:

$$F_B = K_1 F_t = 1515,15 \text{ Н.}$$

Питання і завдання до самоконтролю.

1. До яких передач за принципом передачі руху відносять ланцюгові передачі?
2. Перелічить елементи ланцюгової передачі.
3. Перелічить переваги і недоліки ланцюгових передач.
4. Опишіть принцип дії ланцюгової передачі.
5. Дайте класифікацію ланцюгових передач за наступними ознаками:
 - типом ланцюга, який застосовується;
 - кількістю рядів ланцюга;
 - способом регулювання натягу ланцюга;
 - конструктивним виконанням.
6. Опишіть устрій роликового ланцюга.
7. Перелічить параметри ланцюгової передачі:
 - геометричні;
 - кінематичні;
 - силові.
8. За яким критерієм розраховуються ланцюгової передачі?
9. Який параметр ланцюга визначається звичайно при проектному розрахунку передачі?
10. За якою умовою виконується перевірочний розрахунок ланцюгової передачі?
11. Як враховуються умови експлуатації при міцнісних розрахунках ланцюгової передачі?
12. Опишіть загальну послідовність розрахунку ланцюгової передачі.

Глава 6.

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Зубчасті передачі є найбільш розповсюдженими механічними передачами у сучасній техніці. Вони застосовуються як у механізмах точних прила-

дів, де розміри коліс складають декілька міліметрів, так і у найпотужніших машинах, де розміри коліс досягають декілька метрів. У цьому зв'язку, тема яка розглядається у даній главі посібника, є однією з найважливіших у курсі „Деталі машин”.

6.1. Призначення, характеристики і класифікація зубчастих передач

Зубчасті передачі відносять до передач з чепленням з безпосереднім контактом. Відповідно до ДСТУ ISO 1122-1:2006 менше з колес прийнято називати "шестерною", більше – "колесом". Термін „зубчасте колесо” є загальним.

Зубчасті передачі призначені для передачі обертового моменту при потужностях від долів до десятків тисяч кВт і колових швидкостях до 150 м/с та передаточним числом до декількох сотень, з діаметрами коліс від міліметра до 6...10 м.

Переваги зубчастих передач:

- постійність передаточного числа, високий ККД;
- висока надійність та довговічність;
- великий діапазон навантажень, компактність конструкції;
- незначні навантаження на вали та їх опори.

Недоліки:

- підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу;
- відносно великий шум при великих швидкостях;
- висока вартість виготовлення і експлуатації зубчастих передач;
- неможливість безступеневої зміни передаточного числа.

Зубчасті передачі класифікують за наступними ознаками:

1) За формою профілю зубців розрізняють евольвентні і неевольвентні зубчасті передачі (з круговим профілем, або передачі Новикова, і передачі з циклоїдальним профілем).

2) За взаємним розташуванням геометричних осей валів розрізняють зубчасті передачі:

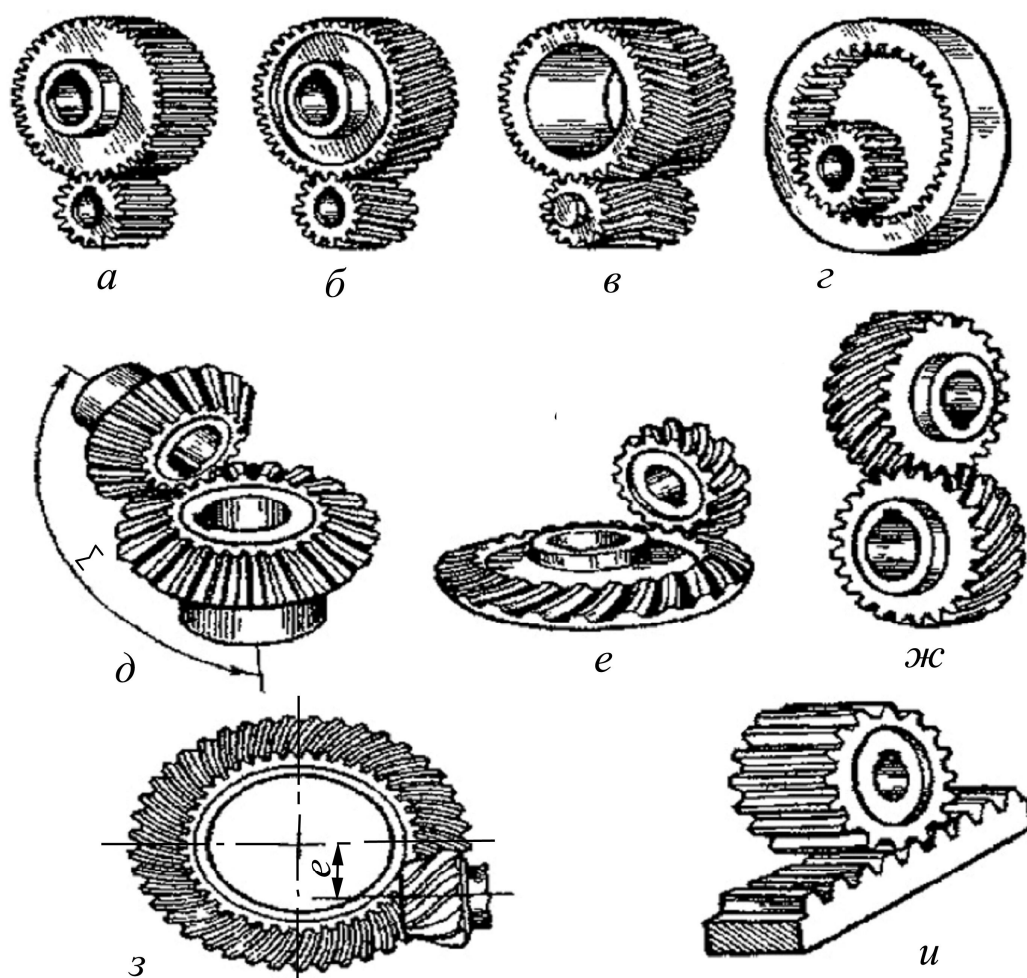


Рис. 6.1. Основні типи зубчастих передач:

a – циліндрична прямозуба; *б* – циліндрична косозуба; *в* – циліндрична шевронна; *г* – циліндрична прямозуба внутрішнього зачеплення; *д* – конічна прямозуба; *е* – конічна з круговим зубом; *ж* – циліндрична з гвинтовим зубом; *з* – гіпоїдна; *и* – рейкова.

– з паралельними осями – циліндричні (рис. 6.1, *a...г*), рейкові (рис. 6.1, *и*);

– з осями, що перетинаються – конічні (рис. 6.1, *д, е*);

– з осями, що перехрещуються – циліндричні гвинтові (рис. 6.1, *ж*), гіпоїдні (рис. 6.1, *з*).

3) В залежності від взаємного розташування зубчастих коліс розрізняють зубчасті передачі з зовнішнім (рис. 6.1, *a...в, д...и*) і внутрішнім (рис. 6.1, *г*) зачепленням.

4) За розташуванням на обіді та формою зубців:

– прямозубі (рис. 6.1, *a, г, д, и*);

– косозубі (рис. 6.1, *б*);

- шевронні (рис. 6.1, в);
- з круговими зубцями (рис. 6.1, е, з).

5) За конструктивним виконанням зубчасті передачі бувають закриті (розміщені у спеціальному корпусі і забезпечені постійним мащенням) і відкриті (працюють без мастила, або змащуються періодично).

6) За коловою швидкістю розрізняють передачі тихохідні ($V < 3$ м/с), середньошвидкісні ($V = 3...15$ м/с), швидкісні ($V > 15$ м/с).

6.2. Матеріали, критерії працездатності і розрахунків

Матеріали для виготовлення зубчастих коліс. Матеріали зубчастих коліс вибирають в залежності від призначення і умов роботи передачі. Найчастіше зубчасті колеса виготовляють з якісних вуглецевих та легованих сталей, які допускають термічну або хіміко-термічну обробку для підвищення твердості поверхонь зубців.

В залежності від твердості робочих поверхонь зубців сталіні колеса поділяють на дві групи.

Перша група – колеса з твердістю $H < 350$ HB. Термообробка – нормалізація або покращення – проводиться до нарізання зубців. Колеса добре притираються і не піддаються крихкому руйнуванню при динамічних навантаженнях. Для кращого притирання і рівномірного зносу для коліс першої групи рекомендується твердість зубців шестерні назначати дещо більшою за твердість зубців колеса, тобто:

- для прямозубих коліс:

$$HB_1 = HB_2 + (20...30);$$

- для передач з непрямым зубом:

$$HB_1 = HB_2 + (60...80).$$

Матеріалом для коліс першої групи служать сталі 35, 40, 45, 50, 40X, 45X, 40XH та інші (табл. Г1 Додатку Г).

Друга група – колеса з твердістю $H > 350$ HB. Термообробку коліс роблять після нарізання зубців. Для ліквідації короблення, яке є наслід-

ком багатьох видів хіміко-термічної обробки, застосовують дорогі фінішні операції. З цієї причини колеса другої групи застосовуються тільки у високонавантажених передачах з обмеженими габаритами.

Висока твердість робочих поверхонь зубців досягається об'ємним і поверхневим гартуванням, цементацією, нітроцементацією, азотуванням. Оскільки при високій твердості колеса не приробляються, для них не треба забезпечувати різницю твердостей зубців шестерні і колеса. Такі колеса потребують високої точності виготовлення і жорсткості валів і опор.

Матеріали для другої групи зубчастих коліс – сталі 40ХН, 40ХНЛ, 20Х, 18ХГТ, 25ХГМ та інші з відповідною термообробкою.

Основні критерії працездатності і розрахунків зубчастих коліс. Види руйнування зубців передачі визначені принципом її дії. При передачі моменту в зачепленні діє нормальна сила F_n і сила тертя F_f , яка зв'язана з ковзанням профілів зубців один по одному (рис. 6.2).

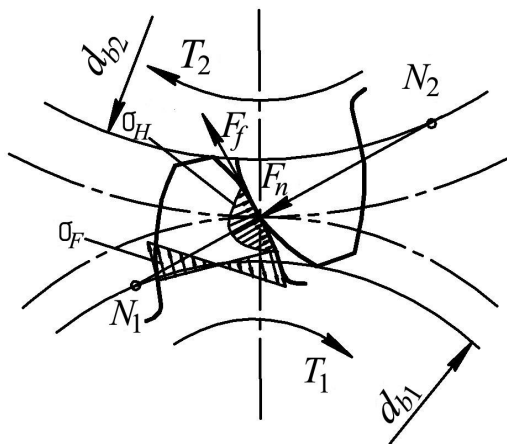


Рис. 6.2. Навантаження зубців зубчастої передачі

Під дією цих сил зубці знаходяться в складному напруженому стані. Вирішальний вплив на їх працездатність мають контактне напруження σ_H і напруження згину σ_F , що циклічно змінюються у часі.

В таких умовах навантаження основними видами руйнування зубців є поломка, втомлене викришування робочих поверхонь, пластична деформація, абразивний знос, заїдання.

П о л о м к а (злом, згин) – може статися від статичного згину, викликаного дією великих перенавантажень, або втомного згину під дією багаторазово повторюваних навантажень.

В т о м н е в и к р и ш у в а н н я є основним видом руйнування поверхонь зубців закритих передач, що працюють в умовах доброго мащення. Втомне викришування розвивається від втомних мікротріщин до раковин на

поверхнях зубців.

Пластична деформація – виникає під дією значного тиску у зоні контакту зубчастих коліс з великою твердістю поверхонь зубців. Сила тертя спричиняє зсув поверхневих шарів матеріалу у напрямку вектора швидкості ковзання.

Зношування зубців – основний вид руйнування відкритих зубчастих передач. Причиною зносу зубців є абразивний вплив навколишнього середовища, який може бути досить інтенсивним. Форма зубців при абразивному зносі зубців значно змінюється, що приводить до зростання динамічних навантажень і зменшення площі поперечного перерізу зубців.

Заїдання зубців – відбувається, частіш за все, у важконавантажених швидкохідних передачах. При цьому виникає явище зварювання поверхонь зубців внаслідок витискування мастила з зони їх контакту.

Таким чином, для закритих зубчастих передач відповідно ГОСТ 21354-87 рекомендуються такі основні розрахунки на міцність зубців циліндричних евольвентних зубчастих передач:

- на контактну витривалість робочих поверхонь;
- на витривалість зубців при згині;
- на контактну міцність;
- на міцність при згині.

Відкриті передачі розраховуються на контактну витривалість робочих поверхонь, на витривалість зубців при згині, на міцність при згині.

Допустимі напруження. Найбільш розповсюдженнями зубчастими передачами є закриті передачі, тобто, ізольовані від зовнішнього середовища і з гарним мащенням.

Розрахунки на контактну міцність і міцність при згині ведуться відповідно до допустимих напружень, відповідно, $[\sigma_H]$ і $[\sigma_F]$. Ці напруження визначаються відповідно до ГОСТ 21354-87 без деяких коефіцієнтів здебільшого близьких до одиниці.

Експериментальне встановлено, що контактна міцність робочих поверхонь зубців визначається в основному їх твердістю.

Допустимі напруження на контактну витривалість:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{[S_H]} K_{HL}, \quad (6.1)$$

де σ_{H0} – границя контактної витривалості робочих поверхонь зубців, що відповідає базі випробувань N_{H0} – числу циклів зміни напружень. Значення σ_{H0} залежить від марки сталі і термообробки і визначається за довідковою літературою, наприклад за табл. Г2 Додатку Г;

$[S_H]$ – нормативний коефіцієнт безпеки при розрахунках на контактну витривалість; для зубчастих передач загального призначення при однорідній структурі матеріалу (нормалізація, об'ємне гартування) $[S_H]=1,1$; при неоднорідній структурі (поверхневе гартування, цементация, азотування) і для коліс з поверхневим зміцненням $[S_H]=1,2$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який враховує можливості збільшення допустимих напружень при еквівалентному числі циклів навантажень зубців за строк служби передачі N_Σ , меншому від бази випробувань N_{H0} :

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_\Sigma}} \quad (6.2)$$

Базове число циклів зміни навантажень N_{H0} визначають в залежності від твердості робочих поверхонь зубців (наприклад, за спеціальними номограмами на рис. Г1 Додатку Г). Для сталених коліс базове число циклів зміни навантажень становить $N_{H0} = 10^7 \dots 10^8$

При постійному режимі навантаження з незначними (до 20%) відхиленнями еквівалентне число циклів навантаження зубців визначають:

$$N_\Sigma = 60nL_h, \quad (6.3)$$

де n – частота обертання колеса, об/хв;

L_h – повний ресурс роботи передачі, годин.

Термін роботи зубчастих редукторів звичайно становить 40000 годин

(ДСТУ ISO/TR 13593:2005). Тому в більшості випадків $N_{HO} < N_{\Sigma}$, а коефіцієнт довговічності $K_{HL} = 1$.

При короткочасному режимі роботи при $N_{HO} > N_{\Sigma}$ коефіцієнт K_{HL} приймають: при однорідній структурі матеріалу $K_{HL} < 2,6$, а при поверхнево-му зміцненні – $K_{HL} < 1,8$.

Допустимі напруження розраховуються для обох коліс передачі, а потім для подальших розрахунків обирають одне з них за правилом:

– для прямозубих передач (циліндричних і конічних) обирають менше значення з двох, тобто:

$$[\sigma_H] = \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2) \quad (6.4)$$

– для передач з непрямыми зубцями беруть трохи знижене середнє значення, тобто:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2), \quad (6.5)$$

причому значення $[\sigma_H]$ повинно задовольняти нерівності

$$[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_H]_{\min} \quad (6.6)$$

де $[\sigma_H]_{\min}$ – менше з двох значень $[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$.

Якщо нерівність (6.6) не виконується, то беруть: $[\sigma_H] = 1,23[\sigma_H]_{\min}$.

Допустиме напруження при розрахунках на дію максимального контактного навантаження приймають:

– $[\sigma_{HM}] = 2,8\sigma_T$, МПа – для коліс, підданих нормалізації, покращенню, або об'ємному гартуванню;

– $[\sigma_{HM}] = 40 \cdot HRC_{\sigma}$, МПа – для цементованих коліс, або коліс, підданих контурному гартуванню струмами високої частоти;

– $[\sigma_{HM}] = 3 \cdot HV$ МПа – для азотованих коліс.

Допустимі напруження на витривалість при згині визначаються за залежністю:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{[S_F]} K_{FL} K_{FC} \quad (6.7)$$

де σ_{F0} – границя витривалості зубців при згині відповідна базі N_{F0} випробувань;

$[S_F]$ – допустимий коефіцієнт безпеки при розрахунках на витривалість при згині; $[S_F] = 1,75$ для коліс, заготовки яких виготовлені куванням або штампуванням; $[S_F] = 2,3$ – для коліс з литих заготовок;

K_{FC} – коефіцієнт, який враховує несиметричне приклададння навантаження: $K_{FC}=1$ для нереверсивної передачі, $K_{FC}=0,7...0,8$ для реверсивної.

Коефіцієнт довговічності:

– для коліс з твердістю поверхонь $H \leq 350 \text{ HB}$:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{\Sigma}}}, \quad 1 < K_{FL} < 2,1 \quad (6.8)$$

– для коліс з твердістю поверхонь $H > 350 \text{ HB}$:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{\Sigma}}}, \quad 1 < K_{FL} < 1,63 \quad (6.9)$$

де N_{F0} – база випробувань відповідна границі витривалості зубців при згині; для сталених коліс приймають $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

Допустиме напруження при розрахунках на дію максимального навантаження згину:

$$[\sigma_{FM}] = \frac{\sigma_{F0M}}{[S_F]}, \quad (6.10)$$

де σ_{F0M} – граничне напруження, яке не викликає остатніх деформацій або крихкого надлому зубця. Значення σ_{F0M} визначають за таблицями довідників, наприклад, табл. ГЗ Додатку Г.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Назвіть область застосування зубчастих передач.
2. Приведіть основні класифікації зубчастих передач..
3. З яких матеріалів виготовляють зубчасті колеса?
4. Назвіть основні критерії працездатності зубчастих передач.
5. Від яких факторів залежать допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс. Як визначаються допустимі контактні напруження та напруження згину?

Глава 7.

ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

7.1. Геометричні параметри циліндричних зубчастих передач

Циліндричними називають колеса, зубці яких нарізані на обіді ц и л і - н д р и ч н о ї ф о р м и . По формі зубця і його розташуванню на обіді розрізняють прямозубі, косозубі і шевронні циліндричні зубчасті колеса (рис. 7.1).

Відмінністю косозубих коліс (рис. 7.1, б) є нахил зубців під кутом $\beta = 8...20^\circ$ до осі колеса, що забезпечує плавність зачеплення зубців, зменшення динамічних навантажень, зниження рівню шуму при роботі передачі. Це забезпечується збільшенням кута перекриття (кута повороту зубчастого колеса від положення входу зуба в зачеплення до його виходу із зачеплення) у косозубих і шевронних передачах по зрівнянню з прямозубими.

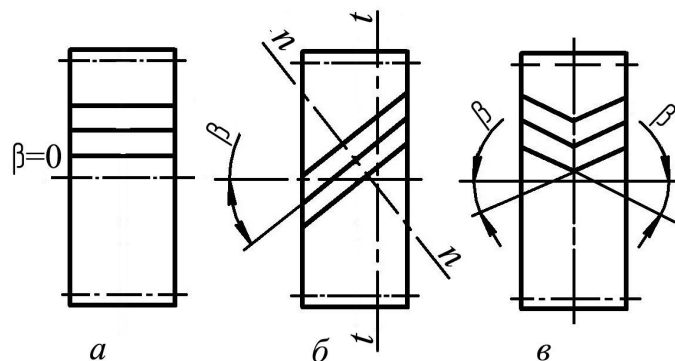


Рис.7.1. Циліндричні зубчасті колеса
а – прямозубе; б – косозубе; в – шевронне

Шевронні колеса (рис. 7.1, в) складаються з двох суцільно виготовлених різноспрямованих косозубих зубчастих вінців (напівшевронів), кут нахилу зубців у яких приймають у межах $\beta = 20...40^\circ$.

Головними геометричними характеристиками циліндричних зубчастих евольвентних коліс є:

- кут профілю у нормальному перерізі $\alpha = 20^\circ$ (для некоригованих коліс);
- нормальний модуль m_n відповідно до ДСТУ ISO 1122-1:2006 – ліній-

на величина, що в π раз менше за нормальний крок зубців, і характеризує розміри зубчастого вінця.

Нормальний модуль задається у площині nn (див. рис. 7.1, б). Модуль m_t , який задається у площині tt , називають торцевим. Для косозубих і шевронних коліс між нормальним та торцевим модулями існує співвідношення:

$$m_n = m_t \cos \beta.$$

Число зубців шестерні рекомендується призначати за умовою: $z_1 \geq z_{\min} + 2$, де $z_{\min}$ визначається за довідковою літературою (наприклад, табл. Г4 Додатку Д) в залежності від кута β нахилу зуба. Число зубців колеса розраховується за залежністю: $z_2 = z_1 u$.

Для обмеження номенклатури корпусних деталей редукторів сумарне число зубців необхідно обирати таким, щоби міжосьова відстань редуктора a_w відповідала стандартному ряду лінійних розмірів або стандартній міжосьовій відстані у відповідності із залежністю:

$$a_w = \frac{mz_c}{2 \cos \beta}$$

Інші геометричні параметри у відповідності з рис. 7.2 розраховуються за формулами, приведеним у табл. 7.1.

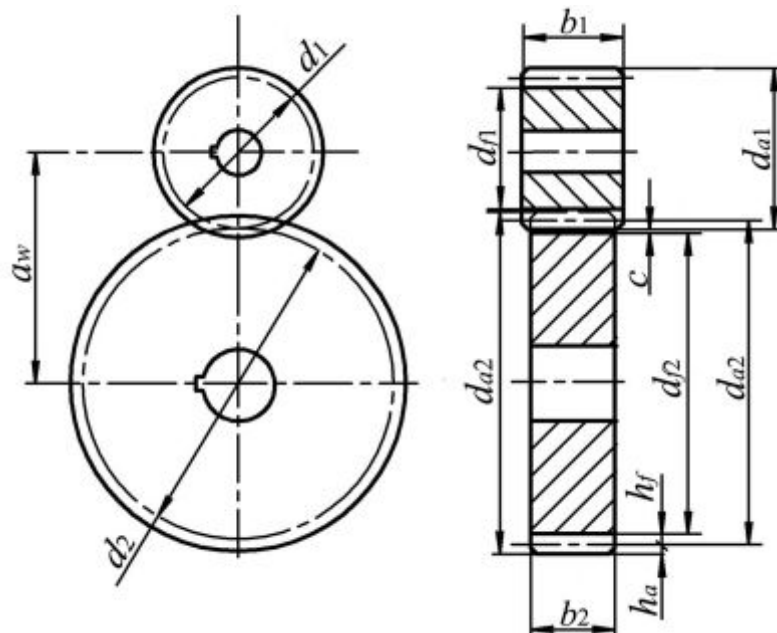


Рис. 7.2. Геометричні параметри циліндричної зубчастої передачі

Таблиця 7.1. Геометричні розміри циліндричних зубчастих коліс

Параметри		Передача	
		прямозуба	косозуба
Висота	головки	$h_a = h_a^* m = m$	
	ніжки	$h_f = (h_f^* + c^*) m = 1,25m$	
	зубця	$h = h_a + h_f = 2,25m$	
Радіальний зазор		$c = c^* m = 0,25m$	
Діаметр ділильного кола	шестерні	$d_1 = m z_1$	$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta$
	колеса	$d_2 = m z_2$	$d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$
Діаметр кола вершин	шестерні	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m$	
	колеса	$d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2m_n$	
Діаметр кола впадин	шестерні	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,5m_n$	
	колеса	$d_{f2} = d_2 - 2h_f = d_2 - 2,5m_n$	

Зауваження. Кут профілю α , коефіцієнти висоти головки h_a^* , ніжки зуба h_f^* , радіального зазору c^* є параметрами вихідного контуру зубців і задаються ГОСТ 13755-81.

Навантаження циліндричних зубчастих коліс. У загальному випадку шестерня косозубої зубчастої передачі (рис. 7.3) навантажена обертальним моментом T_1 .

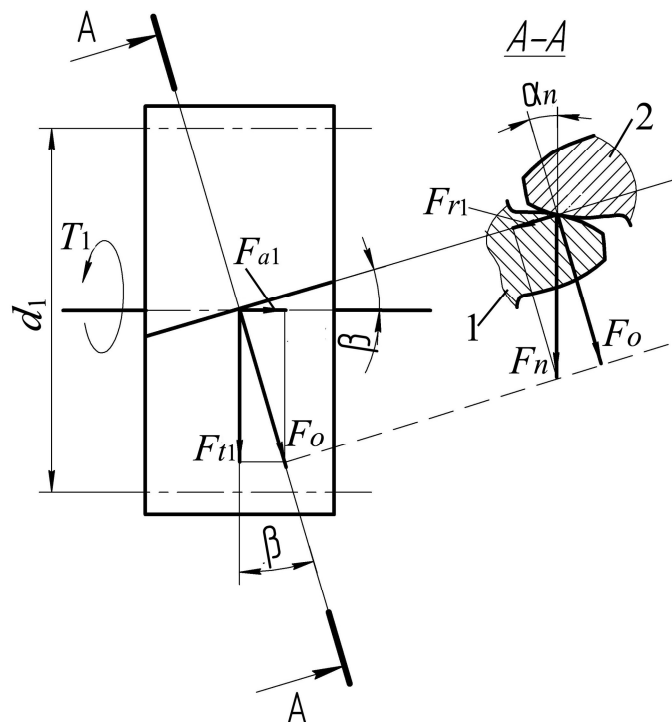


Рис. 7.3. Схема навантаження зубця циліндричного зубчастого колеса

На зубець колеса 1, зображеного на рис. 7.3, діє зубець спряженого з ним колеса 2 з силою F_n , направленою по нормалі до профілів зубців у точці їх контакту. Для зручності розрахунків нормальну силу F_n замінюють трьома її складовими, розташованими взаємно перпендикулярно у просторі:

- коловою силою F_{t1} , спрямованою дотичне ділильному колу колеса;
- радіальною силою F_{r1} , спрямованою по радіусу колеса до його центру;
- осьовою силою F_{a1} , спрямованою повздовж осі колеса в середину матеріалу зуба.

Колова сила лежить у площині дії моменту і визначається за залежністю:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (7.1)$$

Сили F_{r1} і F_{a1} визначаються через значення колової сили за залежностями:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (7.2)$$

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta \quad (7.3)$$

Для прямозубих коліс вказані вище сили визначаються при $\beta = 0$.

Особливості шевронних циліндричних зубчастих коліс. Шевронні передачі застосовують при великих навантаженнях і особливо важких умовах

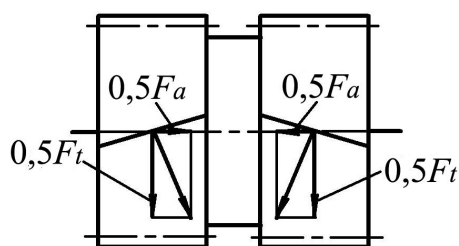


Рис. 7.4. Схема навантаження шевронного зубчастого колеса

роботи. Шевронне зубчасте колесо (рис. 7.4) складається з двох спарених різноспрямованих зубчастих вінців (напівшевронів), зубці яких можуть бути нахилені під кутом $\beta = 20 \dots 40^\circ$ до осі колеса.

Перевагою шевронних коліс у порівнянні з косозубими є відсутність осьової сили, яка додатково навантажує вали і підшипники.

7.2. Розрахунок циліндричних евольвентних зубчастих передач

Частіш за все розрахунок циліндричних зубчастих передач, відповідно до ГОСТ 21354-87, складається з наступних етапів:

– для закритих передач:

а) проектний розрахунок з умов контактної витривалості робочих поверхонь зубців;

б) перевірочний розрахунок з умов витривалості зубців при згині;

в) перевірочний розрахунок з умов контактної міцності зубців;

г) перевірочний розрахунок з умов міцності зубців при згині;

– для відкритих передач:

а) проектний розрахунок з умов витривалості зубців при згині;

б) перевірочний розрахунок на міцність при згині;

б) перевірочний розрахунок на контактну міцність.

В даному посібнику розглядається переважно розрахунок закритих передач, які входять до складу редукторів загального призначення.

Повний розрахунок зубчастих коліс виконують у такій послідовності:

– виконується проектний розрахунок, при якому визначаються геометричні параметри передачі;

– виконується один або декілька перевірочних розрахунків (в залежності від ступені відповідальності передачі), при яких перевіряється міцність розрахованої передачі за додатковими умовами. Якщо передача не відповідає додатковим умовам міцності, то коректують її розміри, матеріал, термообробку тощо;

– розраховуються остаточні геометричні розміри передачі;

– визначається колова швидкість у передачі і по її значенню призначається необхідна ступінь точності зубчастих коліс;

– розраховуються сили, які діють у зачепленні.

Вихідними даними для розрахунків є:

– обертальний момент на ведучому колесі передачі T_1 ;

– передаточне число передачі u ;

- коефіцієнт ширини зубчастого вінця ψ_{bd} ;
- вид передачі (прямозуба, косозуба або шевронна);
- матеріали зубчастих коліс.

Отримаємо залежності для виконання проектних і перевірочних розрахунків циліндричних передач.

Розрахунок на контактну витривалість робочих поверхонь зубців.

Як розрахункову модель даного розрахунку розглядають два циліндра, які стискаються по загальній твірній (рис. 7.5).

Відповідно до формули Г. Герца величина максимальних контактних напружень для вказаних умов взаємодії визначається за формулою:

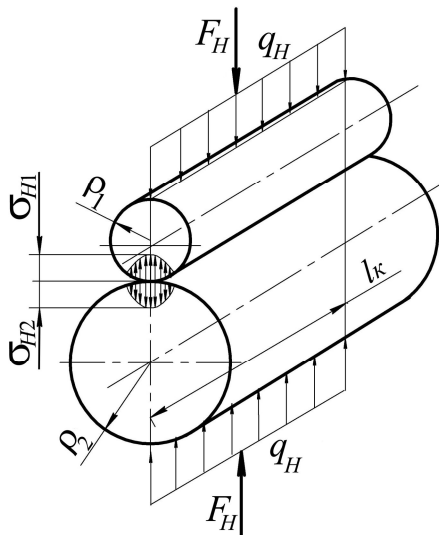


Рис. 7.5. Схема до розрахунку контактних напружень

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}2\pi(1-\mu^2)}}, \quad (7.4)$$

де q – навантаження на одиницю довжини контактної лінії, Н/м, яке визначається за залежністю:

$$q = \frac{F_H}{b} \quad (7.5)$$

де F_H – нормальна сила, яка стискує циліндри, Н;

b – довжина контактної лінії, м;

$\rho_{\text{пр}}$ – приведений радіус кривизни поверхонь в точці контакту, м, який визначається за залежністю:

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2},$$

де $E_{\text{пр}}$ – приведений модуль пружності матеріалів циліндрів, МПа, що визначається за залежністю:

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

де E_1, E_2 – модулі пружності, відповідно, для матеріалів першого і другого циліндрів;

μ – коефіцієнт Пуассона.

Розрахунок зубців на контактну витривалість здійснюється у полюсі зачеплення, оскільки втомне викришування зубців починається біля полюсної лінії.

Нормальне навантаження на одиницю довжини контактної лінії для прямозубих передач, у яких довжина контактних ліній рівна ширині вінця, тобто: $b_2 = \psi_{bd} d_1$:

$$q = \frac{F_t}{\psi_{bd} d_{w1} \cos \alpha_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}, \quad (7.6)$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень між зубцями (рис. Г3 Додатку Г);

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині контактних ліній (рис. Г2 Додатку Г);

K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження при розрахунках на контакту витривалість (табл. Г7 Додатку Г);

d_{w1} – діаметр початкового кола шестерні.

Приведений радіус кривизни визначається з умови, що:

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w = \frac{d_{w1} u}{2} \sin \alpha_w,$$

звідкіля:

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{\frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w \frac{d_{w1} u}{2} \sin \alpha_w}{\frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w + \frac{d_{w1} u}{2} \sin \alpha_w} = \frac{d_{w1} u \sin \alpha_w}{2(u+1)} \quad (7.7)$$

Підставляючи значення q і $\rho_{\text{пр}}$ з формул (7.6) і (7.7) в формулу Герца (7.4), отримуємо:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} E_{\text{пр}} 2(u+1) \cos \beta}{\psi_{bd} d_{w1} \cos \alpha_w u d_{w1} \sin \alpha_w 2\pi(1+\mu^2)}}. \quad (7.8)$$

Позначимо:

– коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу:

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_{\text{ПП}}}{\pi(1-\mu^2)}} , \quad (7.9)$$

для сталених коліс приймають: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$;

– коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців:

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta}{\sin \alpha_w \cos \alpha_w}} = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_w}} ; \quad (7.10)$$

– коефіцієнт, що враховує торцеве перекриття зубців (сумарну довжину контактних ліній):

а) для прямозубих передач:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} ; \quad (7.11)$$

б) для передач з непрямыми зубцями:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} , \quad (7.12)$$

де торцевий коефіцієнт перекриття для некоригованих циліндричних зубчастих коліс можна визначити за приближеною залежністю:

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cos \beta ; \quad (7.13)$$

– колова сила на шестерні:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} . \quad (7.14)$$

Підставляючи перелічені значення у формулу (7.8), отримаємо остаточно формулу для перевірного розрахунку на контактну витривалість:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1(u+1)}{\psi_{bd} u d_{w1}^3}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma_H] . \quad (7.15)$$

Прийmemo часткові значення деяких величин:

– модуль пружності і коефіцієнт Пуассона для сталених зубчастих ко-

ліс: $E_{\text{лп}} = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$;

- кут зачеплення для некоригованих евольвентних передач: $\alpha_w = 20^\circ$;
- середні значення коефіцієнтів: $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3$; $K_{H\alpha} = 1,1$.

Розв'язуючи нерівність (7.15) відносно d_1 з врахуванням приведених вище припущень отримаємо формулу для проектного розрахунку зубчастих коліс за умовами контактної витривалості:

$$d_{w1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1(u+1)K_{H\beta}}{\psi_{bd}u[\sigma_H]^2}}, \quad (7.16)$$

де $K_d = \sqrt{2Z_M^2 Z_H^2 Z_\varepsilon^2}$ – допоміжний коефіцієнт, який приймають:

- для прямозубих коліс: $K_d = 77$;
- для коліс з непрямими зубцями: $K_d = 67,5$.

Розрахунок зубців на згин. При отриманні розрахункової формули для розрахунку зубців на згин зробимо наступні допущення:

- все навантаження F_n (рис. 7.6) зачеплення передається однією парою зубців, причому, вказана сила прикладена до вершини зубця і спрямована

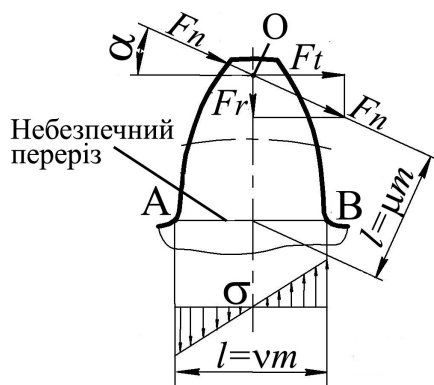


Рис 7.6. Схема до розрахунку зубчастих коліс на згин

нормально до його профілю;

- зубець розглядається, як консольна балка прямокутного перерізу;
- сили тертя і сила стиску F_r не враховуються як досить малі.

Перенесемо силу F_n по лінії зачеплення до вісі симетрії зубця і розкладемо цю силу на дві взаємно перпендикулярні складові F_t і F_r .

Сила F_r викликає стиск зубця, але як сказано вище, дією цієї сили ми нехтуємо. Сила F_t викликає деформацію згину зубця у небезпечному перерізі причому найбільше напруження згину визначиться за залежністю:

$$\sigma_F = \frac{F_n l K_T}{W_x} \quad (7.17)$$

де l – плече сили F_n ;

W_x – осьовий момент опору небезпечного перерізу біля ніжки зубця, який визначається за залежністю:

$$W_x = \frac{bs^2}{6};$$

K_T – теоретичний коефіцієнт концентрації напруження;

s – ширина зубця у небезпечному перерізі;

b – ширина зубчастого вінця колеса.

Визначимо силу F_n через F_t , а плече цієї сили і ширину зубця у небезпечному перерізі через модуль:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}; \quad l = \mu m; \quad s = \nu m,$$

де μ і ν – коефіцієнти, що враховують форму зубця.

Підставивши всі отримані значення у формулу (7.17) маємо:

$$\sigma_F = \frac{6F_t \mu m K_T}{b(\nu m)^2 \cos \alpha_w} = Y_F \frac{F_t}{bm}, \quad (7.18)$$

де $Y_F = \frac{6\mu K_T}{\nu^2 \cos \alpha_w}$ – коефіцієнт форми зубця, що визначається за таблицями

довідників в залежності від еквівалентної кількості зубців шестерні і колеса.

Враховуючи перекриття в зачепленні коефіцієнтом $K_{F\alpha}$, нерівномірність розподілу навантаження на ширині зубця коефіцієнтом $K_{F\beta}$ і додаткові динамічні навантаження в зачепленні коефіцієнтом K_{Fv} , а також співвідношення:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \quad d_1 = mz_1; \quad b = b_2 = \psi_{bd} d_1,$$

одержимо формулу перевірного розрахунку на витривалість при згині для зубця шестерні, підставивши всі розрахункові величини з індексом 1:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{2T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{\psi_{bd} m^3 z_1^2} \leq [\sigma_F] \quad (7.19)$$

Звичайно за формулою (7.19) розраховують тільки діюче напруження шестерні, перевірочний розрахунок колеса виконують за нерівністю:

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \sigma_{F1} \leq [\sigma_F]_2 \quad (7.20)$$

Розв'язавши нерівність (7.19) відносно m одержимо формулу проектного розрахунку – визначення модуля зачеплення з умови витривалості при згині:

$$m_F \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_F}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_F]}},$$

де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубцями при розрахунках на згин:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\alpha_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \quad (7.21)$$

n – ступень точності зубчастих коліс;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба при розрахунках на згин; $K_{F\beta}$ визначають за спеціальними номограмами, наприклад, рис. Г4 Додатку Г;

K_{Fv} – коефіцієнт, який враховує динамічний характер навантаження при розрахунках на згин і визначається за таблицями довідників, наприклад, табл. Г7 Додатку Г.

Якщо врахувати, що середнє значення $K_{Fv}=1,4$, то можна записати остаточний вид розрахункової формули проектного розрахунку з умов витривалості при згині:

$$m_F \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_F]}}, \quad (7.22)$$

де допоміжний коефіцієнт K_m приймають:

- для прямозубих передач $K_m=1,4$;
- для косозубих і шевронних передач $K_m=1,25$;

В формулу (7.22) з двох співвідношень $\frac{Y_1}{[\sigma_F]_1}$ і $\frac{Y_2}{[\sigma_F]_2}$ підставляють більше, як для більш слабкої конструкції.

Розрахунок зубчастих коліс на міцність під дією максимальних навантажень. Розрахунок зубчастої передачі на міцність під дією максимального контактного навантаження виконується за залежністю:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_1}} \leq [\sigma_{HM}], \quad (7.23)$$

де σ_H – діюче контактне напруження, розраховане за формулою (7.15);

$T_{\max}$ – максимальний короткочасно діючий момент на шестерні;

T_1 – номінальний момент на шестерні.

Розрахунок зубчастої передачі на міцність при згині під дією максимального навантаження виконується за залежністю:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_1} \leq [\sigma_{FM}], \quad (7.24)$$

де σ_F – діючі напруження згину, розраховані для шестерні і колеса по формулам (7.19) і (7.20).

Особливості розрахунків косозубих і шевронних передач. Відмінності розрахунку зубчастих коліс з непрямыми зубцями у порівнянні з розрахунком прямозубих коліс вже вказано вище. Нижче приведемо систематизацію цих відмінностей.

1. При визначенні допустимих контактних напружень для циліндричних косозубих і шевронних передач для подальшого розрахунку приймають як розрахункове значення $[\sigma_H]$ не менше з двох отриманих значень $([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2)$ допустимих напружень, а їх зменшене за формулою (6.5) середнє значення.

Значення $[\sigma_H]$ повинно задовольняти нерівності

$$[\sigma_H] \leq 1.23 [\sigma_H]_{\min}$$

де $[\sigma_H]_{\min}$ – менше з двох значень $[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$. Якщо нерівність не виконується, то беруть: $[\sigma_H] = 1.23[\sigma_H]_{\min}$.

2. При визначенні дільного діаметра з умов контактної витривалості в формулу (7.16) підставляють допоміжний коефіцієнт $K_d = 67,5$.

Модуль зачеплення з умови контактної міцності

$$m_H = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1},$$

де β – кут нахилу лінії зубця: $\beta = 8...20^\circ$ – для косозубих і $\beta = 20...40^\circ$ – для шевронних передач.

3. При визначенні модуля із умови міцності на згин в формулу (7.22) підставляють $K_m = 1,25$.

4. Для визначення коефіцієнта форми зубців попередньо треба визначити еквівалентні числа зубців шестерні і колеса по залежності:

$$z_e = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (7.25)$$

7.3. Конструкції зубчастих коліс

Конструкція коліс залежить від способу виробництва заготовки, розмірів коліс і об'єму їх виробництва.

Шестерні циліндричних зубчастих передач виготовляють двох видів: суцільно з валом (вали-шестерні, рис. 7.7, а) і насадні (рис. 7.7, б, в).

Вали-шестерні виготовляють у тих випадках, коли діаметр впадин шестерні незначно відрізняється від діаметра вала. В цих випадках значно спрощується механічна обробка, зменшується кількість з'єднань, підвищується жорсткість і точність зачеплення.

Насадними шестерні виконують якщо діаметр їх впадин значно більше за діаметр валу. Такі шестерні при $d_a < 150$ мм виготовляють з круглого прокату або поковок плоскими (рис. 7.7, б) і з однобічною або двохбічною матчиною (рис. 7.7, в).

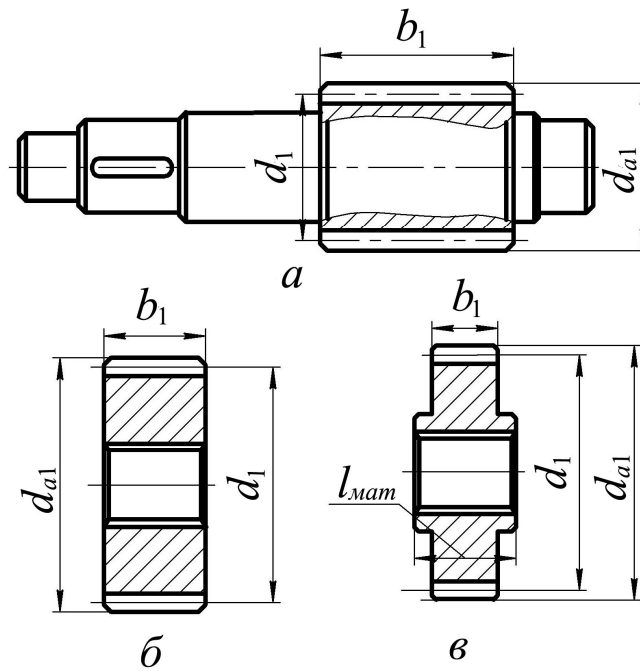


Рис. 7.7. Конструкції циліндричних шестерень

Заготовку зубчастих коліс середніх діаметрів ($d_a = 150 \dots 500$ мм) одержують штампуванням, куванням або литтям. Більшість таких коліс мають дискову конструкцію (рис. 7.8, а, б, в) з матчиною різної конструкції.

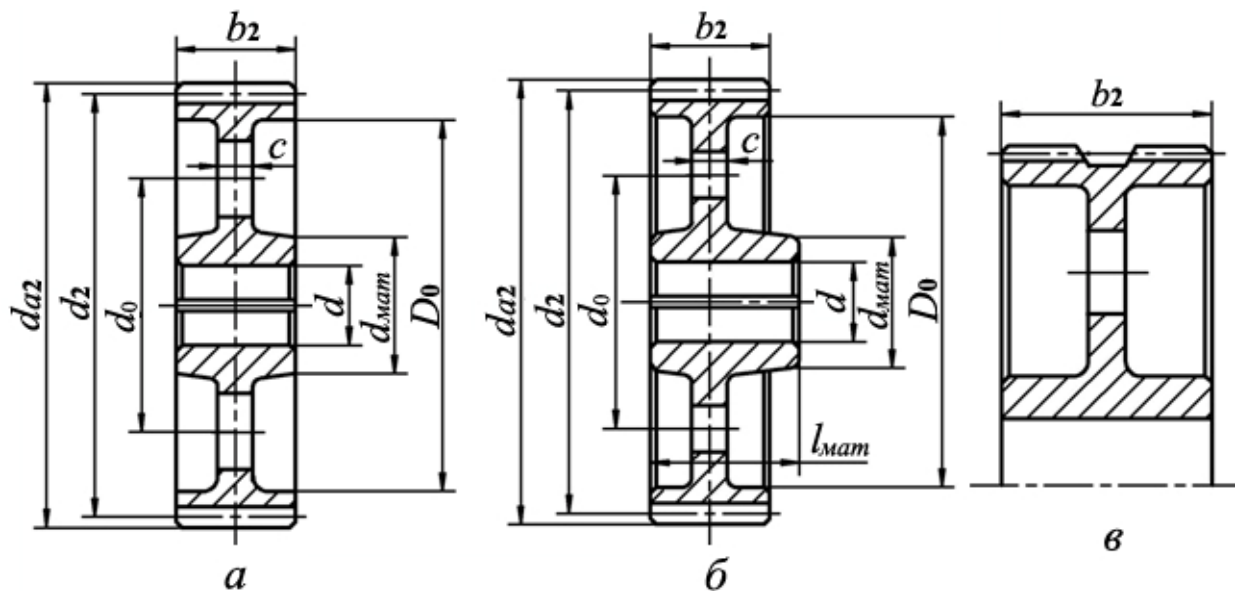


Рис. 7.8. Конструкції циліндричних зубчастих коліс

Шевронні колеса відрізняються від інших збільшеною шириною обіду (рис. 7.8, в). Як правило, шевронні колеса виготовляють з канавкою посередині для виходу черв'ячної фрези, що нарізає зубці.

Розміри маточини, обіду і інші розраховуються по формулам, наведеним у навчальній та довідковій літературі, наприклад, [7, с. 108...109].

Колеса великих розмірів виготовляють звичайно бандажованими: зубчастий вінець виготовляють з високоякісних вуглецевих або легованих сталей і насаджують на диск з дешевих сталей звичайної якості за допомогою пресової посадки.

Як насадні шестерні, так і колеса кріпляться на валах за допомогою шпонкових і шліцьових з'єднань, посадок з натягом, тощо.

7.4. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі

Завдання. Розрахувати циліндричну косозубу передачу одноступінчастого редуктора загального призначення.

Вихідні дані до розрахунку:

- номінальна потужність, що передається шестернею: $P_1 = 10,0$ кВт;
- частота обертання шестерні: $n = 1000$ об/хв;
- передаточне число передачі: $u = 5$;
- термін служби передачі: $L_h = 40000$ год.;
- навантаження постійне;
- короткочасно діюче максимальне навантаження вдвічі більше за номінальне ($T_{\max} / T_{\text{ном}} = 2$);
- передача нереверсивна;
- спосіб отримання заготовки – гаряче штампування;
- габарити редуктора не обмежені.

Вибір матеріалу і розрахунок допустимих напружень шестерні і колеса. Матеріал шестерні і колеса – сталь 40ХН с термообробкою покращення (табл. Г1 Додатку Г).

Для шестерні: $\sigma_{B1} = 850$ МПа; $\sigma_{T1} = 600$ МПа; $H_1 = 265$ НВ;

Для колеса: $\sigma_{B2} = 800$ МПа; $\sigma_{T2} = 580$ МПа; $H_2 = 241$ НВ;

1. Допустиме контактне напруження для шестерні за формулою (6.1):

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H01}}{[S_H]} K_{HL1} = \frac{2 \cdot H_1 + 70}{[S_H]} K_{HL1}, \quad (7.26)$$

де попередньо за табл. Г2 Додатку Г приймаємо $\sigma_{H01} = \sigma_{H \lim_b} = 2H_1 + 70$.

Коефіцієнт безпеки при однорідній структурі матеріалу зубця $[S_H] = 1,1$.

Розраховуємо еквівалентне число циклів зміни напружень для шестерні за формулою (6.3):

$$N_{\Sigma 1} = 60n_1L_h = 60 \cdot 1000 \cdot 40000 = 240 \cdot 10^7.$$

За номограмою на рис. Г1 Додатку Г визначаємо базове число циклів зміни напружень $N_{H01} = 1,8 \cdot 10^7$.

Оскільки $N_{H01} < N_{\Sigma 1}$ приймаємо: $K_{HL} = 1$.

Остаточно за формулою (7.26) отримуємо:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{2 \cdot 265 + 70}{1,1} \cdot 1,0 = 545,45 \text{ МПа}$$

2. Допустиме контактне напруження для колеса:

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H02}}{[S_H]} K_{HL2} = \frac{2 \cdot H_2 + 70}{[S_H]} K_{HL2}, \quad (7.27)$$

де попередньо за табл. Г2 Додатку Г приймаємо $\sigma_{H02} = \sigma_{H \lim_b} = 2H_2 + 70$.

Коефіцієнт безпеки при однорідній структурі матеріалу зубця $[S_H] = 1,1$.

Розраховуємо еквівалентне число циклів зміни напружень для колеса за формулою (6.3):

$$N_{\Sigma 2} = 60n_2L_h = 60 \frac{n_1}{u} L_h = 60 \cdot 1000 / 5 \cdot 40000 = 48 \cdot 10^7.$$

За номограмою на рис. Г1 Додатку Г визначаємо базове число циклів зміни напружень $N_{H02} = 1,7 \cdot 10^7$.

Оскільки $N_{H02} < N_{\Sigma 2}$ приймаємо: $K_{HL} = 1$.

Остаточно за формулою (7.27) отримуємо:

$$[\sigma_H]_2 = \frac{2 \cdot 241 + 70}{1,1} \cdot 1,1 = 501,81 \text{ МПа.}$$

3. Допустиме контактне напруження передачі за формулою (6.5):

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(545,45 + 501,81) = 471,267 \text{ МПа.}$$

Перевіряємо умову (6.6):

$$471,267 \text{ МПа} < 1,23 \cdot 501,18 = 616,45 \text{ МПа} - \text{виконується.}$$

Остаточно прийняте допустиме контактне напруження передачі:

$$[\sigma_H] = 471 \text{ МПа.}$$

4. Допустиме контактне напруження при дії максимального навантаження для шестерні і колеса (див. п. 6.2):

$$[\sigma_{HM}]_1 = 2,8\sigma_{T1} = 2,8 \cdot 600 = 1680 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_{HM}]_2 = 2,8\sigma_{T2} = 2,8 \cdot 580 = 1624 \text{ МПа.}$$

5. Допустиме напруження згину для шестерні за формулою (6.7):

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F01}}{[S_F]} K_{FL1} K_{FC} = \frac{1,8 \cdot H_1}{[S_F]} K_{FL1} K_{FC}, \quad (7.28)$$

де попередньо за табл. Г3 Додатку Г приймаємо $\sigma_{F01} = 1,8H_1$.

Коефіцієнт безпеки при отриманні заготовки методом гарячого штампування – $[S_F] = 1,75$.

Базове число зміни навантажень при згині для всіх сталевих коліс приймається: $N_{F01} = 4 \cdot 10^6$.

Оскільки $N_{F01} < N_{\Sigma 1}$ приймаємо: $K_{FL} = 1$.

Коефіцієнт, що враховує двобічне прикладання навантаження для нереверсивної передачі за табл. Г9 Додатку Г $K_{FC} = 1,0$.

Остаточно за формулою (7.28) отримуємо:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{1,8 \cdot 250}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 257,14 \text{ МПа.}$$

6. Допустиме напруження згину для колеса:

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F02}}{[S_F]} K_{FL2} K_{FC} = \frac{1,8 \cdot H_2}{[S_F]} K_{FL2} K_{FC}, \quad (7.29)$$

де попередньо за табл. ГЗ Додатку Г приймаємо $\sigma_{H02} = 1,8H_2$.

Коефіцієнт безпеки при отриманні заготовки методом гарячого штампування – $[S_F] = 1,75$.

Для всіх сталевих коліс приймається: $N_{F02} = 4 \cdot 10^6$.

Оскільки $N_{F02} < N_{\Sigma 2}$ приймаємо: $K_{FL} = 1$.

Коефіцієнт, що враховує двобічне прикладання навантаження для нереверсивної передачі за табл. Г11 Додатку Г $K_{FC} = 1,0$.

Остаточно за формулою (7.29) отримуємо:

$$[\sigma_F]_2 = \frac{1,8 \cdot 220}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 226,29 \text{ МПа.}$$

7. Допустиме напруження згину при дії максимального навантаження для шестерні і колеса за формулою (6.10):

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{F0M1}}{[S_F]} = \frac{4,8H_1}{[S_F]} \quad (7.30)$$

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{\sigma_{F0M2}}{[S_F]} = \frac{4,8H_2}{[S_F]}, \quad (7.31)$$

де вирази для визначення граничних напружень, які не викликають остаточних деформацій або крихкого руйнування зубців визначимо за табл. ГЗ Додатку Г:

$$\sigma_{F0M1} = 4,8H_1;$$

$$\sigma_{F0M2} = 4,8H_2.$$

Остаточно за формулами (7.30) і (7.31) отримаємо:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{4,8 \cdot 265}{1,75} = 726,857 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{4,8 \cdot 241}{1,75} = 661,02 \text{ МПа.}$$

Остаточно приймаємо: $[\sigma_{FM1}] = 727 \text{ МПа; } [\sigma_{FM2}] = 661 \text{ МПа.}$

Проектний розрахунок передачі на контактну витривалість. Розраховуємо початковий діаметр шестерні за формулою (7.16):

$$d_{w1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1(u+1)K_{H\beta}}{\psi_{bd}u[\sigma_H]^2}}$$

Попередньо визначаємо величини, необхідні для розрахунку.

Номинальний обертальний момент на шестерні:

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{10}{1000} = 95,5 \text{ Н} \cdot \text{м} = 95500 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця при симетричному розташуванні опор за табл. Г10 Додатку Г:

$$\psi_{bd} = (0,7 \dots 0,9) \psi_{bd \max} = 0,75 \cdot 1,6 = 1,2.$$

Емпіричний коефіцієнт для косозубої передачі $K_d = 67,5$.

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при розрахунках на контактну витривалість визначаємо за номограмою на рис. Г2 Додатку Г: $K_{H\beta} = 1,07$.

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} \geq 67,5 \sqrt[3]{\frac{95500 \cdot (5+1) \cdot 1,07}{1,2 \cdot 5 \cdot 471^2}} = 52,13 \text{ мм}.$$

Призначимо $\beta = 16^\circ$ і за табл. Г4 Додатку Г $z_{\min} = 16$, тоді відповідно до рекомендацій (див. п. 7.1), $z_1 = z_{\min} + 2 = 16 + 2 = 18$.

Число зубців колеса: $z_2 = 18 \cdot 5 = 90$.

Модуль зачеплення:

$$m = \frac{d_{w1}}{z_1} \cos \beta = \frac{52,13}{18} \cos 16^\circ = 2,79 \text{ мм}.$$

Приймаємо стандартне значення модуля $m = 3$ (табл. Г5 Додатку Г).

Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість. Виконуємо вказаний розрахунок, використовуючи формулу (7.15).

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1(u+1)}{\psi_{bd}u d_{w1}^3}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma_H]$$

Попередньо визначимо всі розрахункові величини.

Дільний діаметр шестерні:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 18 = 54 \text{ мм.}$$

Колова швидкість у передачі:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 54 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 2,83 \text{ м/с.}$$

Даній швидкості відповідає 9 ступінь точності зубчастих коліс (табл. Г6 Додатку Г).

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями $K_{H\alpha} = 1,13$ (по номограмі рис. Г3 Додатку Г).

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження $K_{Hv} = 1,0383$ (табл. Г7 Додатку Г, за допомогою інтерполювання).

Коефіцієнт, що враховує форму зубців визначаємо за залежністю (7.10):

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_w}} = \sqrt{\frac{2 \cos 16^\circ}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = 1,73$$

Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу для сталених коліс: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$.

Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній за залежністю (7.12):

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,6}} = 0,79,$$

де торцевий коефіцієнт перекриття для некоригованих циліндричних зубчастих коліс можна визначити по приближеній залежності (7.13):

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cos \beta] \cos \beta = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{90} \right) \cos 16^\circ = 1,6.$$

Визначаємо діюче напруження у передачі:

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,73 \cdot 0,79 \sqrt{\frac{2 \cdot 95500(5+1)}{1,2 \cdot 5 \cdot 54^3}} \cdot 1,13 \cdot 1,07 \cdot 1,0383 = 463,79 \text{ МПа} <$$

$$< [\sigma_H] = 471 \text{ МПа}$$

Перевіряємо недовантаження передачі:

$$\left| \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{\sigma_H} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{463,79 - 471}{463,79} \right| \cdot 100\% = 1,55\%, \text{ що допустимо.}$$

Перевірочний розрахунок на витривалість при згині. Визначаємо діюче напруження шестерні за формулою (7.19).

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{2T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{\psi_{bd} m^3 z_1^2} \quad (7.32)$$

Попередньо визначимо всі розрахункові величини.

Еквівалентні числа зубців шестерні і колеса за залежністю (7.25):

$$z_{e1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{18}{\cos^3 16^\circ} = 20,27;$$

$$z_{e2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{90}{\cos^3 16^\circ} = 101,33.$$

Коефіцієнти форми зуба за табл. Г10 Додатку Г:

$$Y_{F1} = 4,13; Y_{F2} = 3,6.$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубцями при розрахунках на згин по формулі (7.21):

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,6 - 1)(9 - 5)}{4 \cdot 1,6} = 1,0.$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при розрахунках на згин визначаємо номограми на рис. Г4 Додатку Г: $K_{F\beta} = 1,15$.

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження $K_{Fv} = 1,0991$ (за табл. Г7 Додатку Д, за допомогою інтерполявання).

Визначаємо діюче напруження згину:

– в шестерні за формулою (7.32):

$$\sigma_{F1} = 4,13 \frac{2 \cdot 95500 \cdot 1,0 \cdot 1,15 \cdot 1,0991}{1,2 \cdot 3^3 18^2} = 94,98 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 257,14 \text{ МПа.}$$

– в колесі за формулою (7.20):

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \sigma_{F1} = \frac{3,6}{4,13} 94,98 = 82,79 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 226,29 \text{ МПа.}$$

Перевірочний розрахунок на контактну міцність під дією максимального навантаження. Перевіряємо виконання умови контактної міцності по залежності (7.23):

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_1}} = 463,79\sqrt{2} = 655,89 \text{ МПа} \leq [\sigma_{HM}] = 1624 \text{ МПа.},$$

що свідчить про те, що контактна міцність передачі забезпечується.

Перевірочний розрахунок на міцність під дією максимального навантаження згину. Перевіряємо виконання умови міцності при згині по залежності (7.24) для обох коліс:

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \frac{T_{\max}}{T_1} = 94,98 \cdot 2 = 189,96 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 727 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \frac{T_{\max}}{T_1} = 82,79 \cdot 2 = 165,58 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 661 \text{ МПа}$$

що свідчить про те, що міцність передачі при згині максимальним навантаженням забезпечується.

Остаточні геометричні розміри передачі.

Кількості зубців шестерні і колеса:

$$z_1 = 18; z_2 = 90;$$

Модуль передачі: $m = 3$;

Кут нахилу зубця: $\beta = 16^\circ$;

Початкові діаметри шестерні і колеса:

$$d_{w1} = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{18 \cdot 3}{\cos 16^\circ} = 56,176 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{90 \cdot 3}{\cos 16^\circ} = 280,89 \text{ мм};$$

Ширина зубчастого вінця:

$$b_{w2} = \psi_{bd} d_{w1} = 1,2 \cdot 56,176 = 67 \text{ мм. За табл. К1 Додатку К приймаємо:}$$

$$b_{w2} = 70 \text{ мм.}$$

$b_{w1} = 1,12b_2 = 1,12 \cdot 70 = 78,4$ мм. За табл. К1 Додатку К приймаємо:
 $b_{w1} = 80$ мм.

Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{0,5m(z_1 + z_2)}{\cos \beta} = \frac{0,5 \cdot 3(18 + 90)}{\cos 16^\circ} = 168,529 \text{ мм.}$$

Всі інші геометричні параметри визначаємо за формулами, що приведені у табл. 7.1.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Дайте визначення елементів зубчастих передач.
2. Охарактеризуйте область застосування зубчастих передач, їх переваги і недоліки.
3. Приведіть класифікацію зубчастих передач за наступними ознаками:
 - за розташуванням геометричних осей валів у просторі;
 - за розташуванням на обіді та форми зубців;
 - за конструктивним виконанням.
4. Охарактеризуйте матеріали і технологію термічної обробки для:
 - зубчастих коліс з твердістю робочих поверхонь зубців ≤ 350 ;
 - зубчастих коліс з твердістю робочих поверхонь зубців > 350 .
5. Перелічіть основні види руйнування зубчастих коліс.
6. Які розрахунки виконують для закритих зубчастих передач відповідно до ГОСТ 21354-87?
7. Як розраховуються і від яких факторів залежать:
 - допустимі контактні напруження зубців зубчастих передач?
 - допустимі напруження згину зубців зубчастих передач?
8. Перелічіть основні геометричні параметри циліндричних зубчастих коліс.
9. Перелічіть основні відмінності різних типів циліндричних зубчастих коліс: прямозубих, косозубих і шевронних. Які переваги мають зубчасті колеса з непрямыми зубцями у порівнянні з прямозубими?
10. Які зусилля діють, де прикладені і як спрямовані у зубчастій циліндричній:
 - прямозубій передачі?
 - косозубій передачі?
 - шевронній передачі?
14. Які сили, з тих, що діють у зубчастій передачі є силами корисного опору, а які – шкідливі?
15. Перелічіть вихідні дані, необхідні для розрахунку циліндричних зубчастих коліс.
16. У якому елементі зубця діють контактні напруження? В якій точці ці напруження мають максимальні значення?
17. На основі аналізу формули проектного розрахунку на контактну витривалість вкажіть фактори, які найбільшою мірою впливають на габарити циліндричної зубчастої передачі.
18. У якому перерізу зубця діють найбільші напруження згину?
19. Поясніть сутність коефіцієнтів $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, $K_{H\gamma}$ та $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, $K_{F\gamma}$ при розрахунках зубчастих коліс на контактну витривалість та витривалість при згині.
20. Поясніть суть проектного розрахунку зубчастих коліс.

21. Дайте пояснення щодо суті перевірочних розрахунків зубчастих коліс. Які дії повинен виконати проектувальник, якщо при перевірних розрахунках встановлено невиконання додаткових умов щодо міцності зубців?

22. Опишіть конструкції циліндричних шестерень.

23. Дайте опис конструкцій зубчастих коліс середніх і великих діаметрів.

Глава 8.

КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

8.1. Загальні відомості про конічні зубчасті передачі

Загальні характеристики конічних зубчастих передач. Зубчасту передачу з осями, що пересікаються, а початкові і ділильні поверхні коліс конічні, називають **к о н і ч н о ю**.

Конічна передача складається з двох конічних коліс (рис.8.1) і служить для передачі обертального моменту між валами, осі яких пересікаються під міжосьовим кутом $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$.

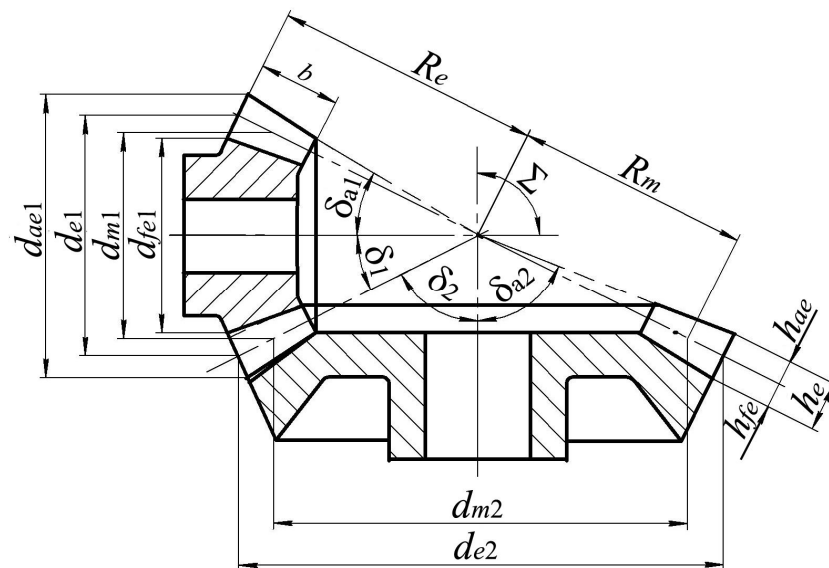


Рис. 8.1. Параметри конічної зубчастої передачі

Кут між осями може бути довільним, але як правило, він складає $\Sigma = 90^\circ$, і такі конічні передачі називають ортогональними.

У порівнянні з циліндричними, конічні передачі мають більше габарити і масу (при одній і тій потужності, що передається) і мають меншу несучу здатність (біля 85% від потужності еквівалентної циліндричної передачі).

Елементи конічних передач більш складні в виготовленні і складанні. Крім того, одне із коліс (як правило шестерня) розташовується консольно, що

ускладнює конструкцію опор. Тому використання цих передач повинно бути обґрунтованим.

Так, наприклад, конічні передачі використовуються в ведучих мостах автомобілів (наприклад, одинарна головна передача автомобіля Газель, подвійна головна передача – у автомобілі МАЗ-500А).

Відповідно до ГОСТ 19325-73 основними видами конічних передач є передачі з прямими, тангенціальними і круговими зубцями (рис. 8.2).

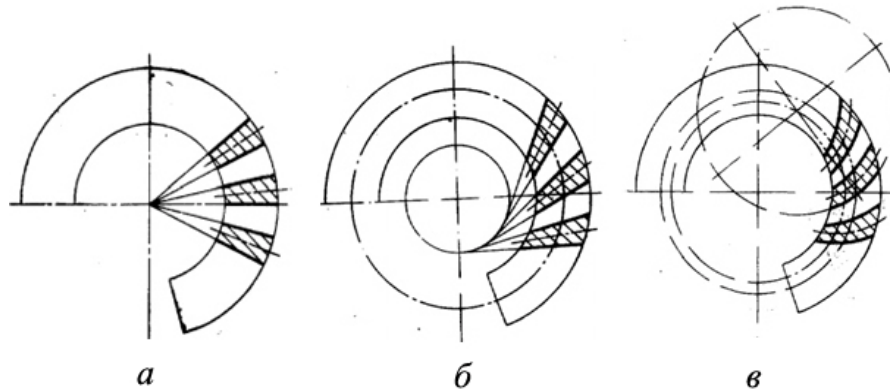


Рис. 8.2. Види конічних зубчастих коліс в залежності від форми і розташування лінії зуба

Як видно з рис. 8.2, *а* лінії зубців прямозубого колеса є прямі, які проходять через вершину ділильного конуса; лінії зубців конічного колеса з тангенціальними зубцями також прямі, дотичні до концентричного кола (рис. 8.2, *б*); лінії зубців конічних коліс з круговими зубцями – дуги кіл (рис. 8.2, *в*).

Конічні колеса виготовляють трьох різних форм осьового профілю зубця (рис. 8.3).

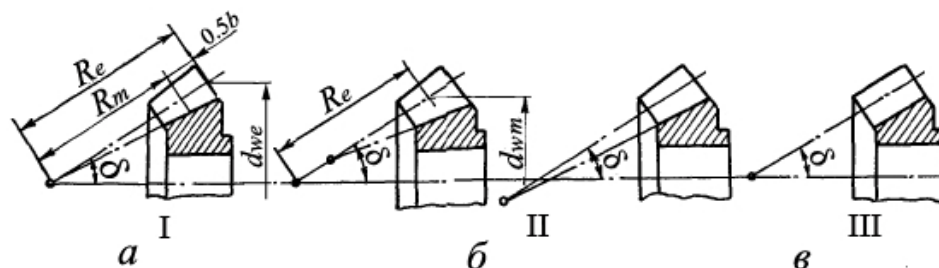


Рис. 8.3. Осьова форма зубців конічних коліс

Ф о р м а I – зубці, які пропорційно понижуються і у яких вершини ділильного конуса і конуса впадин співпадають (рис. 8.3, *а*). Висота ніжки зуба

пропорційна конусній відстані. Ця форма зуба є основною для прямозубих і косозубих конічних передач, але вона застосовується й для коліс з круговими зубцями.

Ф о р м а ІІ – зубці, які понижуються але у яких вершини ділительного конуса і конуса впадин не співпадають (рис. 8.3, б). Ширина дна впадини між зубцями постійна, а товщина зубця збільшується по мірі видалення від вершини, що дозволяє обробити одним інструментом обидві бокові поверхні зубців. Ця форма зуба є основною для конічних передач з круговими зубцями.

Ф о р м а ІІІ – рівновисокі зубці, у яких твірні ділительного конуса, конусів впадин і вершин паралельні (рис. 8.3, в). Застосовують для коліс з круговими зубцями при збільшених габаритах коліс і великих кутах нахилу зубців ($\beta_m = 25...45^\circ$).

Основні геометричні, кінематичні і силові співвідношення. Основні геометричні розміри передачі визначаються залежно від модуля і числа зубців, як і для циліндричної передачі.

Для зручності вимірювань конічних коліс їх розміри прийнято визначати по зовнішньому торцю зубця. Вихідними параметрами для геометричних розрахунків конічної прямозубої передачі є зовнішній коловий модуль m_{te} , який розраховується з умов забезпечення міцності передачі за визначеними критеріями, і його значення стандартизується. У коліс з круговими зубцями стандартним обирають середній нормальний модуль m_m . Задаються також кількість зубців коліс і параметри їх вихідного контуру, які повинні відповідати ГОСТ 13754-81 для прямозубих коліс і ГОСТ 16202-81 для коліс з круговими зубцями.

Мінімальне число зубців конічної шестерні призначається в залежності від кута β_m нахилу лінії зуба від $z_1 = 6$ при $\beta_m \geq 42^\circ$ до $z_1 = 17$ $\beta_m = 0...45^\circ$ (табл. Г11 Додатку Г).

Число зубців колеса розраховується за залежністю: $z_2 = z_1 u$.

Для конічних коліс застосовується висотна корекція зубців, при якій виконується умова: $x_1 + x_2 = 0$, де x_1 і x_2 – величини зміщення вихідного контуру шестерні і колеса, відповідно.

Застосування корегованих передач дозволяє підвищити зламну міцність зубців шестерні, виключити взаємне підрізання зубців, вирівняти питоми ковзання зубців шестерні і колеса. Для конічних передач рекомендується застосовувати наступне правило призначення величин висотної корекції:

а) у передачах з $u > 1$ і різницею твердості зубців колеса і шестерні $\leq 100\text{HB}$ шестерню рекомендується виконувати з додатним зміщенням ($+x_1$), величина якого обирається по табл. 1 Додатку 3 до ГОСТ 19326-73, а колеса – з рівним йому по величині від’ємним зміщенням ($x_2 = -x_1$);

б) у передачах з $u > 1$ і високому перепаді між твердістю шестерні і колеса ($> 100\text{HB}$) передачу рекомендується виконувати переважно без зміщення;

в) передачі з $u > 2,5$ і $m_n > 2$ рекомендується виконувати не тільки зі зміщенням, описаним у п. а), але також, з різною товщиною зубця вихідного контуру (збільшеною у шестерні і зменшеною у колеса). Коефіцієнт змінення розрахункової товщини зуба x_τ призначають додатним для шестерні і рівним йому по величині, але від’ємним для колеса.

Залежності для розрахунку інших геометричних параметрів конічної передачі приведені у табл. 8.1.

Таблиця 8.1. Геометричні розміри конічних зубчастих коліс

Параметри	Залежності для розрахунку параметрів	
	шестерні	колеса
Число зубців плоского колеса	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
Коефіцієнт ширини зубчастого вінця	$\psi_K = 0,20 \dots 0,30$	
Ширина зубчастого вінця	$b = \psi_K R_e \leq 10m_{te}$	
Зовнішня конусна відстань	$R_e = 0,5m_{te}z_c$	
Середня конусна відстань (при $b \leq 10m_e$)	$R_m = R_e - 0,5b$	

Продовження табл. 8.1

Середній нормальний модуль зубців	$m_m = m_{te} \frac{R_m}{R_e} \cos \beta$	
Зовнішній ділительний діаметр	$d_{e1} = m_{te} z_1$	$d_{e2} = m_{te} z_2$
Середній ділительний діаметр	$d_{m1} = m_m z_1 / \cos \beta_m$	$d_{m2} = m_m z_2 / \cos \beta_m$
Глибина заходу	$h_{ze} = 2m_{te} \cos \beta_m$	
Радіальний зазор	$c = c^* m_{te} = 0,2m_{te}$	
Висота зубця біля торця	$h_e = h_{ze} + c$	
Висота головки зубця біля торця	$h_{ae1} = m_{te} (1 + x_1 \cos \beta_m)$	$h_{ae2} = h_{ze} - h_{ae1}$
Висота ніжки зубця біля торця	$h_{fe1} = h_e - h_{ae1}$	$h_{fe2} = h_e - h_{ae2}$
Кут при вершині ділительного конуса	$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{1}{u}$	$\delta_2 = \arctg \frac{z_2}{z_1} = \arctg u = 90^\circ - \delta_1$
Кути ніжки зубця	$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{fe1}}{R_e}$	$\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{fe2}}{R_e}$
Кути конуса вершин	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$
Кути конуса впадин	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
Зовнішній діаметр кола вершин	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1$	$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2$
Зовнішній діаметр кола впадин	$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1} \cos \delta_1$	$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2} \cos \delta_2$
Товщина зубця по зовнішньому ділительному колу	$s_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 1}) m_{te}$	$s_{e2} = (0,5\pi + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 2}) m_{te}$
Відстань від вершини до площини зовнішнього кола вершин	$B_1 = R_e \cos \delta_1 - h_{ae1} \sin \delta_1$	$B_2 = R_e \cos \delta_2 - h_{ae2} \sin \delta_2$

Зауваження. 1. Кут профілю α , коефіцієнти висоти головки h_a^* , ніжки зуба h_f^* , радіального зазору c^* є параметрами вихідного контуру і задаються відповідними стандартами.

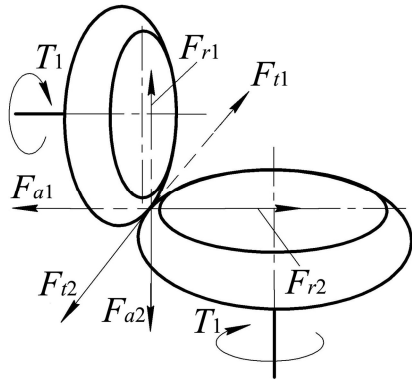
2. Формулі, приведені в таблиці, отримані для ортогональних конічних коліс з осовою формою зуба I при $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$.

3. При $\beta_m \neq 0$: $x_1 = x_{n1}$; $x_2 = x_{n2}$.

Передаточне число конічної передачі визначається:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 \quad (8.1)$$

Сили в кінцевому зачепленні. Колова сила (рис. 8.4) спрямована по спільній дотичній до ділительних конусів коліс і визначається:



$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}} \quad (8.2)$$

Радіальна сила на шестерні і осьова сила на колесі:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 \quad (8.3)$$

Осьова сила на шестерні і радіальна на

Рис.8.4. До розрахунку зусиль у кінцевому зачепленні колесі:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 \quad (8.4)$$

8.2. Розрахунок кінцевих зубчастих передач

Параметри еквівалентного зубчастого колеса. Розрахунок кінцевих передач на міцність базується на допущенні, що їх несуча здатність така ж як у

еквівалентного циліндричного колеса (рис. 8.5) з тією ж довжиною зуба b і профілем, що відповідає середньому перерізу зубця кінцевого колеса.

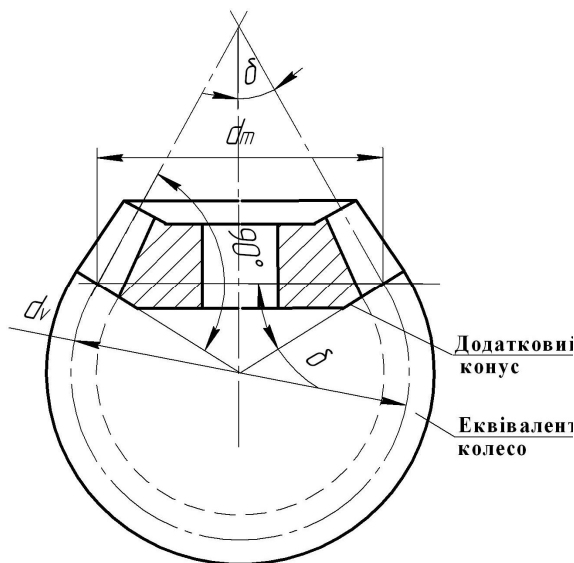


Рис. 8.5. Еквівалентне циліндричне зубчасте колесо

Прийняті припущення дозволяють розрахувати кінцеві передачі, користуючись методикою розрахунку циліндричних передач з урахуванням експериментальних даних, по яким навантажна здатність кінцевих коліс складає близько 85% від навантажної

здатності еквівалентних циліндричних коліс.

Геометричні параметри еквівалентного колеса, які використовуються при міцнісних розрахунках кінцевих коліс, визначаються наступним чином:

– модуль еквівалентного колеса дорівнює середньому коловому модулю кінцевого колеса, тобто: $m_e = m_m$;

– ширина вінця b_e еквівалентного колеса дорівнює ширині вінця конічних коліс b ;

– ділильні діаметри еквівалентних коліс:

$$d_{e1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}; d_{e2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} \quad (8.5)$$

– число зубців еквівалентних коліс:

$$z_{e1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; z_{e2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} \quad (8.6)$$

– передаточне число еквівалентної передачі:

$$u = \frac{z_{e2}}{z_{e1}} = u^2 \quad (8.7)$$

Розрахунок конічних передач. Для конічних коліс виконують такі ж розрахунки, що і для циліндричних.

Розрахунок конічних передач з формою зуба I (див. рис. 8.3) здійснюють по зовнішньому початковому діаметру і зовнішньому коловому (d_{we}, m_{te}) модулю, а колеса з зубцями форми II – по середньому початковому діаметру і середньому модулю (d_{wm}, m_m)

Вихідними даними для розрахунків є:

- обертальний момент на ведучому колесі T_1 ;
- передаточне число u ;
- коефіцієнт ширини зубчастого вінця ψ_K ;
- вид передачі (з прямими, тангенціальними або круговими зубцями);
- матеріал зубчастих коліс.

Проектний розрахунок з умов контактної витривалості. При цьому розрахункові виконується наступне.

1. Вираховується зовнішній початковий діаметр шестерні:

$$d_{we1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{(1 - \psi_K) \psi_K u [\sigma_H]^2}}, \quad (8.8)$$

де K_d – допоміжний коефіцієнт. Для прямозубих коліс $K_d = 102$, для коліс з непрямыми зубцями – $K_d = 89$.

2. Розраховуються зовнішній коловий модуль:

$$m_{teH} = \frac{d_{e1}}{z_1}, \quad (8.9)$$

де кількість зубців шестерні приймають в залежності від кута нахилу зуба β в межах: $z_1 = 11 \dots 30$ (табл. Г12 Додатку Г).

3. За формулами, приведеним в таблиці 8.1 розраховуються геометричні розміри передачі.

4. За формулами (8.2)...(8.4) розраховуються сили, що діють у зачепленні.

Проектний розрахунок з умов витривалості при згині. Послідовність цього розрахунку наступна.

1. Вираховується зовнішній коловий модуль:

$$m_{eF} = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_F Y_F}{(\psi_K z_1^2 \sqrt{1+u^2} [\sigma_F])}}, \quad (8.10)$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт. Для прямозубих коліс $K_m = 1,83$, для коліс з непрямыми зубцями $K_m = 1,47$.

Як і для циліндричних коліс в формулу (8.10) з двох співвідношень $\frac{Y_1}{[\sigma_F]_1}$ і $\frac{Y_2}{[\sigma_F]_2}$ підставляють більше, як для більш слабкої конструкції.

2. За формулами, приведеним в таблиці 8.1, розраховуються геометричні розміри передачі.

3. За формулами (8.2)...(8.4) розраховуються сили, що діють у зачепленні.

Перевірочні розрахунки конічної передачі. Ці розрахунки виконуються за наступними залежностями:

– на контактну витривалість:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{4,5 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{(1 - \psi_K) \psi_K d_{wm1}^3 u}} \leq [\sigma_H], \quad (8.11)$$

де коефіцієнти Z_M , Z_H , Z_ε розраховуються за залежностями (7.9)...(7.12) для циліндричних зубчастих коліс;

– на витривалість при згині:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\beta \frac{W_{Ft}}{0,85 m_m} \leq [\sigma_F]_1 \quad (8.12)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_F]_2, \quad (8.13)$$

де Y_β – коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу зубця на його напружений стан. Для прямозубих передач $Y_\beta = 1$, для косозубих і шевронних вираховується за залежністю:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}, \text{ при } \beta > 42^\circ \text{ приймають } Y_\beta = 0,7;$$

W_{Ft} – питоме колове зусилля при розрахунках на витривалість при згині, яке визначається за залежністю:

$$W_{Ft} = \frac{2 T_1}{d_{m1} b} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \quad (8.14)$$

У формулах (8.11) і (8.14) коефіцієнти $K_{H\beta}, K_{H\alpha}, K_{Hv}, K_{F\beta}, K_{F\alpha}, K_{Fv}$ визначаються так же, як і для циліндричних коліс.

Перевірочні розрахунки на міцність під дією максимальних навантажень виконуються аналогічно відповідним розрахункам для циліндричних зубчастих передач (див. п. 7.2).

8.3. Конструкції конічних зубчастих коліс

Конічні шестерні виготовляють, як правило, суцільне з валом, тобто у вигляді валів-шестерень (рис. 8.6, а). Суцільна конструкція зменшує загальну вартість шестерні і її валу, крім того, значно збільшується жорсткість з'єднання вал-шестерня, що сприятливо впливає на роботу всього зубчастого зачеплення.

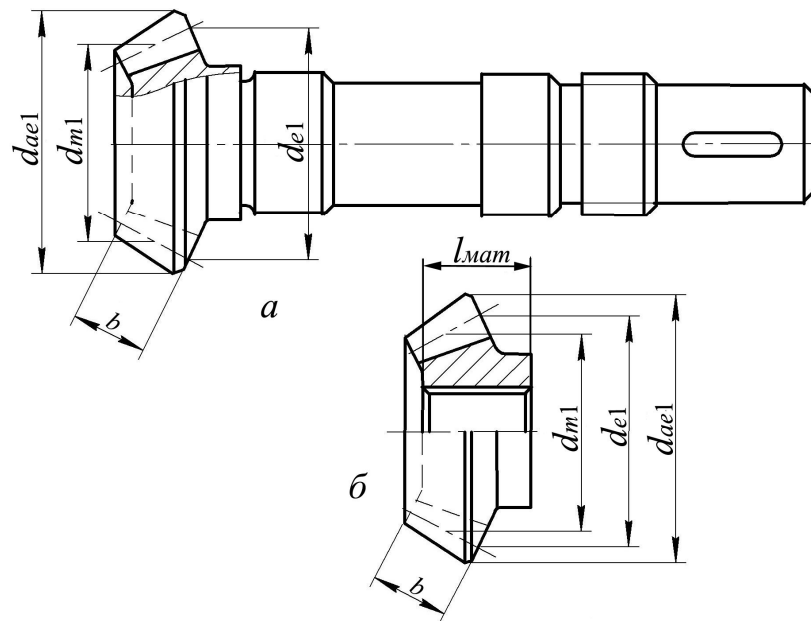


Рис. 8.6. Конструкції конічних шестерень

Якщо є конструктивна, технологічна, або економічна доцільність (наприклад, шестерня виготовляється з дорогої легированої сталі, а вал – зі звичайної вуглецевої) і відстань від впадини зуба до шпонкового пазу достатня, то шестерні виконуються знімними (насадними, рис. 8.6, б).

Конічні колеса частіше виконують насадними (рис. 8.7), з литих заготовок. У обіді коліс виконують 4...6 отворів, які використовуються як базові при обробці коліс, а також для зменшення їх маси.

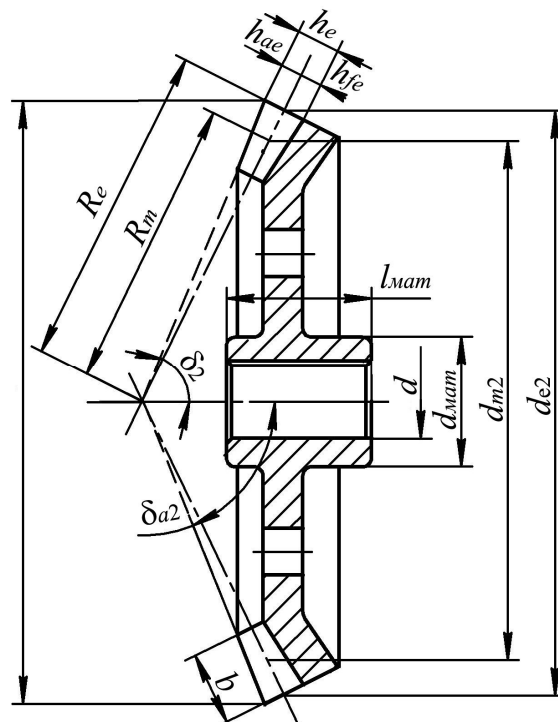


Рис. 8.7. Конструкція конічного колеса

Так же, як і циліндричні колеса, конічні колеса виготовляють частіш за все дискової конструкції, з симетричною або несиметричною маточиною. Аналогічно, колеса великих розмірів виготовляють бандажованими, причому вінець виконують з легованих сталей, а диск – з дешевих вуглецевих.

Основні залежності для розрахунку геометричних параметрів конічних коліс приводиться у табл. 8.1 даного посібника.

8.4. Приклад розрахунку конічної зубчастої передачі

Завдання. Розрахувати конічну прямозубу передачу одноступінчастого редуктора.

Вихідні дані до розрахунку. Для спрощення розрахунку вихідні дані залишаємо ті самі, що й для розрахунку циліндричної передачі у п. 7.4 :

- номінальна потужність, що передається шестернею: $P_1 = 10,0$ кВт;
- частота обертання шестерні: $n = 1000$ об/хв;
- передаточне число передачі: $u = 5$;
- термін служби передачі: $L_h = 40000$ год.;
- навантаження постійне;
- короткочасно діюче максимальне навантаження вдвічі більше за номінальне;
- передача нереверсивна;
- спосіб отримання заготовки – гаряче штампування;
- габарити редуктора не обмежені.

Вибір матеріалу і розрахунок допустимих напружень шестерні і колеса. Матеріали, термообробку і допустимі напруження також залишаємо з розрахунку п. 7.4.

Матеріал шестерні і колеса – сталь 40ХН с термообробкою покращення.

Для шестерні: $\sigma_{B1} = 850$ МПа; $\sigma_{T1} = 600$ МПа; $H_1 = 265$ НВ;

Для колеса: $\sigma_{B2} = 800$ МПа; $\sigma_{T2} = 580$ МПа; $H_2 = 241$ НВ;

1. Допустиме контактне напруження передачі: $[\sigma_H] = 471$ МПа.

2. Допустиме контактне напруження при дії максимального навантаження для шестерні і колеса:

$$[\sigma_{HM}]_1 = 1680 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{HM}]_2 = 1624 \text{ МПа}.$$

3. Допустиме напруження згину для шестерні:

$$[\sigma_F]_1 = 257,14 \text{ МПа}.$$

4. Допустиме напруження згину для колеса:

$$[\sigma_F]_2 = 226,29 \text{ МПа}.$$

5. Допустиме напруження згину при дії максимального навантаження для шестерні і колеса:

$$[\sigma_{FM1}] = 727 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{FM2}] = 661 \text{ МПа}.$$

Проектний розрахунок передачі на контактну витривалість. Розраховуємо початковий діаметр шестерні за формулою (8.8):

$$d_{we1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{(1-\psi_K) \psi_K u [\sigma_H]^2}}$$

Попередньо визначаємо величини, необхідні для розрахунку.

Номінальний обертальний момент на шестерні:

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{10}{1000} = 95,5 \text{ Н} \cdot \text{м} = 95500 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця приймаємо: $\psi_K = 0,2$.

Емпіричний коефіцієнт для прямозубої передачі: $K_d = 102$.

$$\text{Розрахуємо співвідношення: } \frac{u \cdot \psi_K}{2 - \psi_K} = \frac{5 \cdot 0,2}{2 - 0,2} = 0,556.$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при розрахунках на контактну витривалість визначаємо номограми на рис. Г5 Додатку Г: $K_{H\beta} = 1,04$, приймаючи схему розташування шестерні між опор, що підвищує жорсткість передачі (схема II).

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{we1} = 1023 \sqrt{\frac{95500 \cdot 1,04}{(1 - 0,20) \cdot 0,20 \cdot 5 \cdot 471^2}} = 84,06 \text{ мм.}$$

Кількість зубців шестерні за табл. Г10 Додатку Г призначимо $z_1 = 18$, який відповідає при $\beta = 0$ коефіцієнт торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha = 1,58$.

Число зубців колеса: $z_2 = 18 \cdot 5 = 90$.

Зовнішній модуль зачеплення:

$$m_{te} = \frac{d_{we1}}{z_1} = \frac{84,06}{18} = 4,67 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення модуля $m_{te} = 5$ (табл. Г7 додатку Г).

Перераховуємо значення початкового діаметра:

$$d_{we1} = m_{te} z_1 = 5 \cdot 18 = 90 \text{ мм.}$$

Кількість зубців плоского колеса:

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{18^2 + 90^2} = 91,78.$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 m_{te} z_c = 0,5 \cdot 5 \cdot 91,78 = 229,46 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастого вінця:

$$b_w = \psi_k R_e = 0,2 \cdot 229,46 = 45,89 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b_w = 46$ мм.

Перевіряємо умову: $b_w \leq 10 m_{te} = 46 < 10 \cdot 5 = 50$ мм – умова задовольняється.

Середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0,5 b_w = 229,46 - 0,5 \cdot 46 = 206,46 \text{ мм.}$$

Середній нормальний модуль:

$$m_m = m_{te} \frac{R_m}{R_e} \cos \beta_m = 5 \cdot \frac{206,46}{229,46} \cos 0 = 4,5 \text{ мм.}$$

Середній початковий діаметр:

$$d_{m1} = \frac{m_m z_1}{\cos \beta_m} = \frac{4,5 \cdot 18}{\cos 0} = 81 \text{ мм.}$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість. Виконуємо цей розрахунок, використовуючи формулу (8.11).

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{4,5 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{(1 - \psi_K) \psi_K d_{m1}^3 u}} \leq [\sigma_H]$$

Попередньо визначимо всі розрахункові величини.

Колова швидкість у передачі:

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 81 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 4,24 \text{ м/с.}$$

Даній швидкості відповідає 8 ступінь точності зубчастих коліс (табл. Г6 Додатку Г).

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями $K_{H\alpha} = 1$, оскільки передача прямозуба.

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження приймаємо для точності на одиницю грубіше, тобто для 9 ступені точності: $K_{Hv} = 1,215$ (табл. Г7 Додатку Г), за допомогою інтерполювання).

Коефіцієнт, що враховує форму зубців визначаємо за залежністю (7.10):

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_w}} = \sqrt{\frac{2 \cos 0}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = 1,76$$

Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу для сталевих коліс: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$.

Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній за залежністю (7.11):

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,6}{3}} = 0,894.$$

Визначаємо діюче напруження у передачі:

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,76 \cdot 0,894 \sqrt{\frac{4,5 \cdot 95500 \cdot 1,0 \cdot 1,04 \cdot 1,215}{(1 - 0,2) \cdot 0,2 \cdot 81^3 \cdot 5}} = 489,01 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 471 \text{ МПа}$$

Перевіряємо перевантаження передачі:

$$\left| \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{\sigma_H} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{489,01 - 471}{489,01} \right| \cdot 100\% = 3,68\%, \text{ що допустимо.}$$

Перевірочний розрахунок на витривалість при згині. Визначаємо діюче напруження шестерні за формулами (8.12) і (8.13).

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_{\beta} \frac{W_{Ft}}{0.85 m_m} \leq [\sigma_F]_1;$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_F]_2.$$

Попередньо визначимо всі розрахункові величини.

Кути ділильного конусу:

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{18^\circ}{90^\circ} = 11,31^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 11,31^\circ = 78,69^\circ$$

Еквівалентні числа зубців шестерні і колеса за залежністю (8.6):

$$z_{e1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{18}{\cos 11,31^\circ} = 18,356;$$

$$z_{e2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{90}{\cos 78,69^\circ} = 458,91.$$

Коефіцієнти форми зуба за номограмою на рис. Г6 Додатку Г:

$$Y_{F1} = 4,63; Y_{F2} = 4,3.$$

Коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу зуба на витривалість при згині для прямозубих коліс: $Y_{\beta} = 1,0$.

Коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубцями при розрахунках на згин для прямозубих коліс $K_{F\alpha} = 1,0$.

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при розрахунках на згин визначаємо номограми на рис. Г5 Додатку Г: $K_{F\beta} = 1,07$.

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження $K_{Fv} = 1,54$ (за табл. Г9 Додатку Г за допомогою інтерполявання).

Визначаємо питоме колове зусилля при розрахунках на витривалість при згині по залежності (8.14):

$$W_{Ft} = \frac{2T_1}{d_{m1}b} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = \frac{2 \cdot 95500}{81 \cdot 46} \cdot 1,0 \cdot 1,07 \cdot 1,54 = 84,62 \text{ МПа}$$

Визначаємо діюче напруження згину:

– в шестерні:

$$\sigma_{F1} = 4,63 \cdot 1,0 \frac{84,62}{0,85 \cdot 4,5} = 102,43 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 257,14 \text{ МПа.}$$

– в колесі:

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \sigma_{F1} = \frac{4,3}{4,63} 102,61 = 95,13 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 226,29 \text{ МПа.}$$

Таким чином, умови витривалості передачі при згині задовольняються.

Перевірочний розрахунок на контактну міцність під дією максимального навантаження. Перевіряємо виконання умови контактної міцності:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_1}} = 491,2\sqrt{2} = 694,66 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1624 \text{ МПа},$$

що свідчить про достатню контактну міцність передачі.

Перевірочний розрахунок на міцність під дією максимального навантаження згину. Перевіряємо виконання умови міцності при згині для обох коліс:

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \frac{T_{\max}}{T_1} = 102,43 \cdot 2 = 204,86 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 727 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \frac{T_{\max}}{T_1} = 95,13 \cdot 2 = 190,26 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 661 \text{ МПа}$$

що свідчить про те, що міцність передачі при згині максимальним навантаженням забезпечується.

Остаточні геометричні розміри передачі. Кількості зубців шестерні і колеса:

$$z_1 = 18; z_2 = 90;$$

Модуль передачі: $m_{te} = 5$;

Початкові діаметри шестерні і колеса:

$$d_{we1} = 90 \text{ мм};$$

$$d_{we2} = 450 \text{ мм};$$

Ширина зубчастого вінця:

$$b_w = 46 \text{ мм}.$$

Кути ділильного конуса:

$$\delta_1 = 11,31^\circ;$$

$$\delta_2 = 78,69^\circ.$$

Всі інші геометричні параметри визначаються за формулами, що приведені у табл. 8.1.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Дайте визначення конічної зубчастої передачі.
2. Перелічить елементи конічної зубчастої передачі.
3. Приведіть порівняльні характеристики конічних і циліндричних зубчастих передач. Визначить область раціонального застосування конічних передач.
4. Перелічить основні геометричні параметри конічних передач.
5. Як визнається передаточне число конічної зубчастої передачі?
6. Які сили діють у конічній зубчастій передачі? Де вони прикладені і як спрямовані відносно осей зубчастих коліс?
7. Дайте визначення еквівалентного зубчастого колеса. Приведіть співвідношення основних параметрів конічного і еквівалентного йому циліндричного колеса (модулів, ділильних діаметрів, ширини зубчастого вінця, чисел зубців).
8. Поясніть сутність коефіцієнтів $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, $K_{H\nu}$ та $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, $K_{F\nu}$ при розрахунках конічних зубчастих коліс на контактну витривалість та витривалість при згині.
9. На основі аналізу формули проектного розрахунку на контактну витривалість вкажіть фактори, які найбільшою мірою впливають на габарити конічної зубчастої передачі.
10. Опишіть конструкції конічних зубчастих шестерень.
11. Дайте опис конструкцій конічних зубчастих коліс середніх діаметрів.
12. Як виготовляють конічні зубчасті колеса великих діаметрів?

Глава 9.

ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

9.1. Циліндричні гвинтові і гіпоїдні передачі

Циліндричні гвинтові передачі. Таки передачі використовують при необхідності передавати обертальний момент між валами, осі яких мимобіж-

ні у просторі під деяким кутом. Найбільш поширеними є циліндричні гвинтові передачі з кутом 90° між осями валів (рис. 9.1).

Головною перевагою гвинтової зубчастої передачі є можливість розміщення опор валів по обидві боки від зубчастих коліс, що дозволяє передавати обертальний рух від одного ведучого колеса декільком веденим.

Недоліки гвинтових циліндричних:

- низька несуча здатність, оскільки дотик зубців здійснюється в точці;
- значне ковзання у зачепленні зубців, властиве всім передачам з мимобіжними осями валів, що приводить до швидкого спрацювання та заїдання зубців;

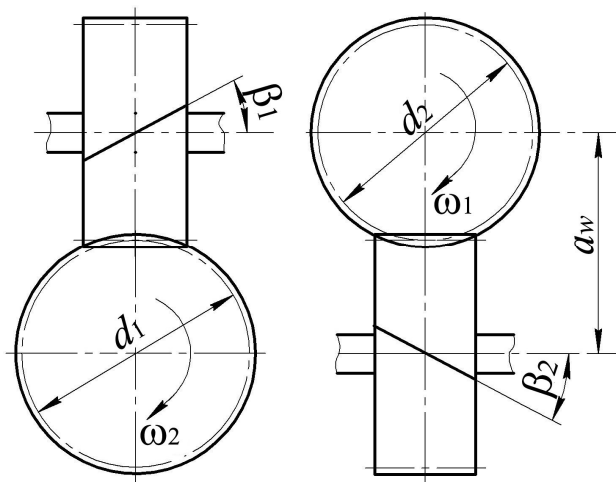


Рис. 9.1. Схема гвинтової зубчастої передачі

– потреба у використанні антифрикційних матеріалів для виготовлення коліс і дорогих якісних мастилах для їх мащення під час експлуатації.

Розрахунок зубчастих коліс гвинтових передач виконується в тій же послідовності, що й косозубих зубчастих коліс. При цьому, кути нахилу зубців колеса і шестерні, призначають:

- у відсутності спеціальних обмежень на величини кутів нахилу зубців коліс $\beta_1 = \beta_2$;
- для нереверсивних передач кут нахилу зубців шестерні призначають більший за кут нахилу зубців колеса, тобто: $\beta_1 > \beta_2$.

За розрахунковий модуль у гвинтових циліндричних передачах при-

ймають нормальний модуль m_n . Ділильні діаметри, як і для косозубих коліс, визначають за залежностями:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta_1}; \quad d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta_2} \quad (9.1)$$

а міжосьова відстань визначається за залежністю:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m_n \left(\frac{z_1}{\cos \beta_1} + \frac{z_2}{\cos \beta_2} \right) \quad (9.2)$$

Ширина зубчастих коліс визначається в залежності від модуля та кутів нахилу їх зубців:

$$b_1 = 3\pi m_n \sin \beta_1; \quad b_2 = 3\pi m_n \sin \beta_2 \quad (9.3)$$

Передаточне число гвинтової передачі

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (9.4)$$

Якщо визначити визначити числа зубців коліс із залежностей

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta_1}{m_n}; \quad z_2 = \frac{d_2 \cos \beta_2}{m_n} \quad (9.5)$$

і підставити їх значення в (9.4) при умові що $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ отримаємо:

$$u = \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg} \beta_1 \quad (9.6)$$

Аналізуючи залежність (9.6), можемо дійти висновку, що при незмінних діаметрах коліс ($d_2 / d_1 = \text{const}$), передаточне число гвинтової циліндричної передачі можна змінювати за рахунок зміни кута нахилу зубців шестерні β_1 .

Розрахунок на стійкість проти спрацьовування і заїдання зубців виконують за умовою обмеження питомого тиску у зубчастому зачепленні за емпіричною залежністю:

$$p = \frac{2T_1}{d_1^3 K_u K_s \cos \alpha_n \cos \beta_1} \leq [p], \quad (9.7)$$

де K_u – коефіцієнт передаточного числа, який визначають за залежністю:

$$K_u = \frac{4u^2}{(u + tg\beta_1^2)};$$

K_s – коефіцієнт швидкості ковзання, який визначають за залежністю:

$$K_s = \frac{1 + 0,5V_s}{1 + V_s};$$

α_n – кут зачеплення у нормальному перерізі зубців;

$[p]$ – допустимий умовний тиск у контакті зубців приймають в залежності від сполучення матеріалів зубчастих коліс:

– $[p] = 0,035 \dots 0,085$ МПа для матеріалів **с т а л ь** ($H > 50$ HRC) – **б р о н з а**;

– $[p] = 0,040 \dots 0,105$ МПа для матеріалів **с т а л ь** ($H > 50$ HRC) – **с т а л ь** ($H > 50$ HRC);

– $[p] = 0,040 \dots 0,105$ МПа для матеріалів **с т а л ь** ($H > 50$ HRC) – **с т а л ь** ($H > 50$ HRC);

– $[p] = 0,055 \dots 0,140$ МПа для матеріалів **ч а в у н** – **ч а в у н** або **б р о н з а**;

– $[p] = 0,070 \dots 0,175$ МПа для матеріалів **п л а с т м а с а** – **ч а в у н** або **с т а л ь** ($H > 50$ HRC).

Менше значення допустимого тиску приймають для зубчастих коліс після короткочасного притирання, більше – для прироблених коліс.

Гіпоїдна зубчаста передача – це особливий вид гвинтової зубчастої передачі, яка здійснюється конічними колесами з мимобіжними осями (рис. 9.2), при чому, вісь шестерні зміщена відносно осі зубчастого колеса на деяку відстань E , яка називається гіпоїдним зміщенням.

Колеса можуть мати тангенціальні або криволінійні зубці; кут схрещування осей звичайно дорівнює 90° .

Передаточне число більшості гіпоїдних передач не перевищує 10, однак у деяких випадках досягає 30 і більше.

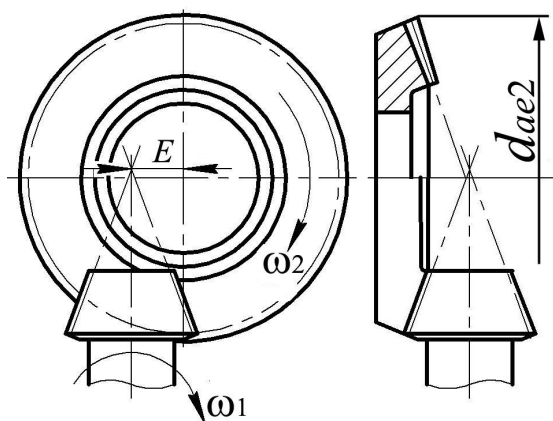


Рис. 9.2. Схема гіпоїдної зубчастої передачі

Перевагами гіпоїдної передачі є:

- більша навантажувальна здатність у порівнянні з іншими передачами з мимобіжними осями вище завдяки лінійному контакту зубів і збільшенню перекриття;

- гарне притирання сполучених поверхонь, що забезпечує плавну й безшумну роботу передачі;

- при тих же діаметрах колеса і передаточних числах u шестерня гіпоїдної передачі має більший розмір, чим звичайна конічна, що дозволяє збільшити діаметр валу шестерні і зробити його більше жорстким, застосувати підшипники більшого розміру і більшої довговічності.

Недоліком гіпоїдної передачі, як і циліндричної гвинтової, є також небезпека заїдання, обумовлена ковзанням уздовж ліній контакту зубів. Це явище супроводжується зниженням несучої здатності масляного клина. Під час експлуатації заїдання зубців запобігають шляхом використання протизадирного мастила (гіпоїдного масла) і термічною обробкою зубів, що забезпечує високу твердість їхньої поверхні – до 60...65 HRC.

Гіпоїдні передачі застосовують у приводах ведучих коліс автомобілів і тракторів, у тепловозах, у текстильних машинах для передачі обертання від одного вала багатьом десяткам веретен, у верстатах для забезпечення високої точності при великому передаточному числі, у прецизійних верстатах замість черв'ячних передач.

При проектуванні гіпоїдних передач гіпоїдне зміщення приймають:

- для передач загального призначення при передаточному числі $u = 1 \dots 2,5$ зміщення складає $E \leq (0,33 \dots 0,23) D_{ae2}$, де D_{ae2} – зовнішній діаметр вершин колеса (див. рис.9.2), при $u > 2,5$ зміщення $E \leq 0,2 D_{ae2}$;

– для передач легкових автомобілів $E \leq 0,2m_{te}z_c$, а для передач вантажних автомобілів $E \leq 0,1m_{te}z_c$, де діаметр плоского колеса

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Кут нахилу зубців шестерні вибирають в залежності від числа її 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 приймають у межах $\beta_2 = 30^\circ \dots 35^\circ$.

Передаточне число гіпоїдної передачі розраховують за залежністю:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1} \quad (9.8)$$

КПД гіпоїдної передачі визначається за формулою:

$$\eta_{гп} = \frac{1 + f \cdot \operatorname{tg} \beta_2}{1 + f \cdot \operatorname{tg} \beta_1} \quad (9.9)$$

де $f = 0,05 \dots 0,1$ – коефіцієнт тертя між зубцями.

ККД гіпоїдної передачі трохи нижче ККД конічної й циліндричної передач і становить приблизно $\eta = 0,96 \dots 0,97$, що пов'язане з наявністю по-ряд з поперечним поздовжнього ковзання зубців зі швидкістю

$$V_k = \frac{V_1 \sin(\beta_1 - \beta_2)}{\sin \beta_2} \quad (9.10)$$

де V_1 – колова швидкість шестерні.

Розрахунок зубців на міцність виконують аналогічно розрахунку конічних зубчастих передач з непрямыми зубцями.

Особливості гіпоїдних передач задніх мостів автомобілів. Відомо, що гіпоїдна передача була створена в 1925 році завдяки прагненню конструкторів автомобілів знизити центр мас легкових автомобілів, і застосована як головна передача. На початку передача застосовувалася тільки на легкових автомобілях. Потім, коли з'ясувалися інші достоїнства гіпоїдної передачі, її стали широко використати й на вантажних автомобілях. В теперішній час гіпоїдна передача найчастіше використовуються у ведучих мостах автомобілів

як одноступінчаста головна передача, або як перша ступінь двоступінчастої головної передачі.

Зубці шестерні гіпоїдної передачі завжди мають лівий напрямок спіралі для того, щоб не було вгвинчування шестерні на передачах переднього ходу, що може бути причиною її заклинювання. В експлуатації спостерігаються випадки заклинювання шестерні при задньому ході, коли підшипники недостатньо затягнуті.

На автомобілях з декількома осями шестерню зміщують нагору для того, щоб вал шестерні виконати прохідним, а на передньоприводних автомобілях – за умовами компоновки. Щоб уникнути заклинювання при русі на передачах переднього ходу в гіпоїдної передачі при нижньому зміщенні, зуби шестерні мають лівий напрямок спіралі, а при верхньому зміщенні – правий.

9.2. Зубчасті передачі із зачепленням Новикова

Особливістю цієї передачі у порівнянні із передачами з евольвентним зачепленням є теоретичний **т о ч к о в и й** контакт зубців замість лінійного, який під навантаженням перетворюється у локальний поверхневий.

Найчастіше в передачах Новикова використовують профілі зубців, окреслені дугою кола, причому зубці одного зі спряжених коліс виготовляють випуклим, а другого увігнутими (рис. 9.3, а). Торцеві профілі зубців 1 і 2 коліс окреслені дугами кіл з радіусами ρ_1 і ρ_2 . Точкою контакту вказаних профілів є точка K , яка не співпадає з полюсом зачеплення P і знаходиться від нього на постійній відстані $PK = const$. При роботі передачі точка контакту K рухається вздовж зубців еквідістантне полюсній лінії (паралельно осям зубчастих коліс). Щоб забезпечити безперервне зачеплення і сталість передаточного числа зубчасті колеса передач Новикова виготовляють тільки косозубими і осьовий коефіцієнт перекриття ε_β повинен бути більше за одиницю, а торцевий коефіцієнт перекриття ε_α дорівнює нулю.

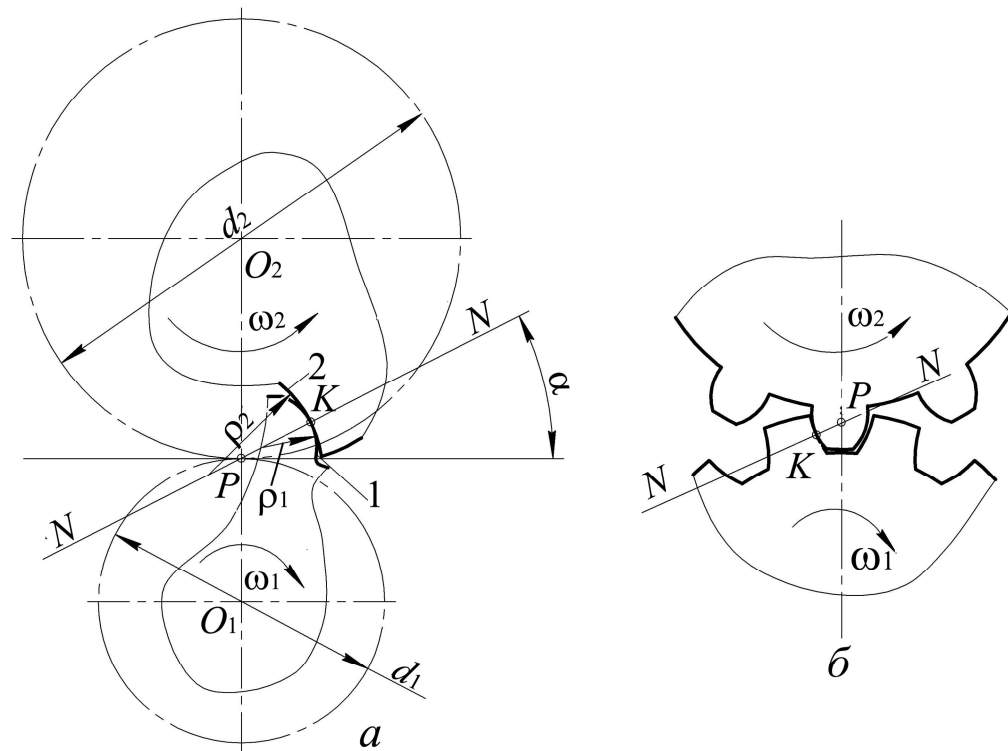


Рис. 9.3. Схема зачеплення зубців з круговим профілем (передача Новикова)

Спільна нормаль NN до профілів зубців у точці їхнього контакту проходить через полюс P , центри дуг, якими окреслені профілі, і утворює кут зачеплення α зі спільною дотичною до ділільних кіл з діаметрами d_1 і d_2 .

Зубчасті колеса передач Новикова дуже гарно приробляються, причому площа контакту збільшуються як за рахунок збільшення довжини контакту по висоті зубців, так і за рахунок збільшення контакту вздовж зубців за рахунок великих радіусів кривини косих зубців. З цієї причини зубчасті передачі із зачепленням Новикова мають несучу здатність у 1,5...2 рази більшу у порівнянні з евольвентними.

Недоліками передач із зачепленням Новикова є чутливість до неточності монтажу і необхідність високої жорсткості їхніх опор.

Лінія зачеплення у передачах Новикова може розміщуватись до полюсної лінії і за полюсною лінією (за напрямком обертання ведучого колеса). У першому випадку зачеплення називають дополюсним, у другому – заполюсним. Одна й та ж пара зубчастих коліс може мати заполюсне зачеплення (ве-

дуче колесо має випуклий профіль, рис. 9.3, а) і доплюсне (ведуче колесо має увігнутий профіль, рис. 9.3, б) зачеплення.

Основні геометричні розміри зубчастих коліс передач Новикова визначають за залежностями:

– ділильні діаметри

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta}; d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta} \quad (9.11)$$

– діаметри вершин

$$d_{a1} = d_1 + 1,8m; d_{a2} = d_2 + 1,8m \quad (9.12)$$

– діаметри впадин

$$d_{f1} = d_1 - 1,95m; d_{f2} = d_2 - 1,95m \quad (9.13)$$

– нормальний крок зубців

$$P = \pi m; \quad (9.14)$$

– ширина вінців коліс

$$b_2 = (1.25 \dots 1.35) \frac{\pi m}{\sin \beta}; b_1 = b_2 + (0,4 \dots 1,5)m \quad (9.15)$$

– міжосьова відстань

$$a = \frac{0,5m(z_1 + z_2)}{\cos \beta} \quad (9.16)$$

де m – стандартизоване значення модуля зачеплення, мм, яке приймають відповідно до нормативно довідкової літератури;

β – кут нахилу зубців, приймають у межах: $\beta = 10 \dots 25^\circ$ для косозубих, $\beta = 25 \dots 35^\circ$ для шевронних передач Новикова;

z_1 – число зубців шестерні, яке приймають у межах $z_1 = 12 \dots 25$ (більше число зубців відповідає швидкохідним передачам);

z_2 – число зубців колеса, яке визначають за залежністю: $z_2 = z_1 u$, де u – передаточне число передачі.

Головним фактором руйнування передач Новикова, як і евольвентних зачеплень, є втомне викришування поверхонь зубців, тому для цих передач виконують розрахунки на контакту витривалість і витривалість при згині.

При проектному розрахунку визначають наближене значення ділильного діаметра за залежністю:

$$d_1 \leq 210 \sqrt[3]{\frac{T_1 z_1 (u+1)}{[\sigma_H]^2 u}} \quad (9.17)$$

де T_1 – обертальний момент на ведучому валу передачі, Н·м;

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження, МПа, яке визначають так же, як і для евольвентних передач.

Сили у зачепленні Новикова визначають так же, як і для косозубих (шевронних) евольвентних передач, за умовою, що кут профілю зубців у передачах Новикова складає $\alpha = 27^\circ$.

9.3. Планетарні зубчасті передачі

П л а н е т а р н и м и називаються передачі, які вміщують зубчасті колеса з геометричними осями, що переміщаються (рис. 9.4). Зубчасті колеса, осі яких переміщаються, називають с а т е л і т а м и , а ті колеса, з якими зчіпляються сателіти – ц е н т р а л ь н и м и . Ланка передачі, в якому закріплюються осі сателітів називається в о д и л о . Одне з центральних коліс планетарної передачі встановлено нерухомо. Ведучим (або веденим) валом передачі служить вал рухомого центрального колеса, а веденим (або ведучим) – вал водила.

Планетарна зубчаста передача, в якій рухомі всі зубчасті колеса і водило, то така передача називається д и ф е р е н ц і а л о м . У диференціалі дві основних ланки ведучі (або ведені), а третя – ведена (ведуча).

Найбільш поширена найпростіша планетарна передача, схема якої наведена на рис. 9.4, а. В цій передачі центральне колесо 1 – ведуче, водило H – ведене, три сателіта 2 обертаються навколо центральної осі передачі, центральне колесо 3 закріплено нерухомо. Передаточне відношення такої передачі визначається за залежністю:

$$i = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (9.18)$$

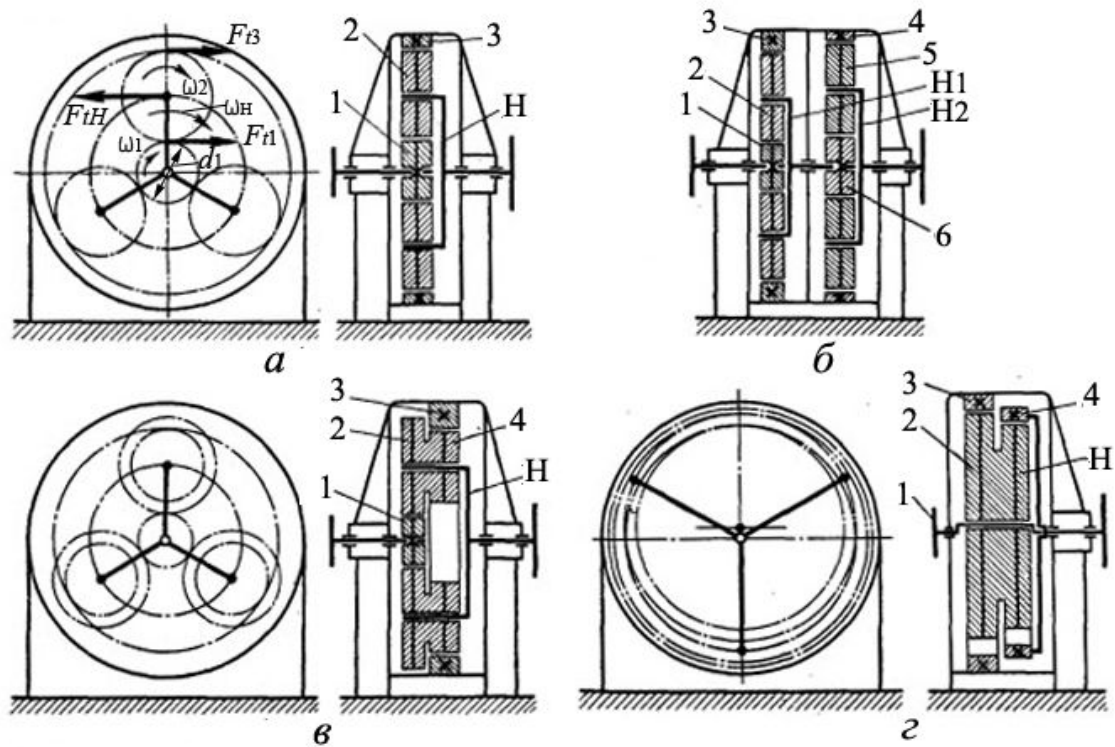


Рис. 9.4. Планетарні передачі

Для двохступінчастої планетарної передачі (рис. 9.4, б), в якій кожна ступінь являє собою планетарну передачу за схемою на рис. 9.4, а, центральне колесо 1 – ведуче, водило H_2 – ведене, центральні колеса 3 і 4 закріплені у корпусі, передаточне відношення обчислюється за формулою:

$$i = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \left(1 + \frac{z_4}{z_6}\right), \quad (9.19)$$

Для двохступінчастої планетарної передачі (рис. 9.4, в), центральне зубчасте колесо 1 – ведуче, водило H – ведене, сателіти 2 і 4 жорстко з'єднані між собою і центральне колесо 3 закріплено нерухомо, передаточне відношення обчислюється за формулою:

$$i = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_4}, \quad (9.20)$$

Для двохступінчастої планетарної передачі (рис. 9.4, г), водило H – ведуче, центральне колесо 3 – ведене, сателіти 1 і 4 жорстко з'єднані між собою і центральне колесо 2 закріплено нерухомо, передаточне відношення обчислюється за формулою:

$$i = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}, \quad (9.21)$$

Передаточне відношення i вважається додатним, якщо при однакових напрямках обертання обох зубчастих коліс i від'ємним при протилежних напрямках обертання.

Колові сили у планетарній передачі (див. рис. 9.4, *a*) визначаються наступним чином. З рисунка очевидно, що

$$F_{t1} = F_{t3} = \frac{2T_1 k_n}{d_{w1} a}, \quad (9.22)$$

а також

$$F_{tn} = 2F_{t1}, \quad (9.23)$$

де T_1 – обертальний, що передається шестернею 1;

d_{w1} – початковий діаметр цієї шестерні;

a – число сателітів;

$k_n = 1, 2, \dots, 2$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між сателітами.

Радіальні і осьові сили у планетарних передачах визначаються в функції від колових сил так же, як і для простих зубчастих передач.

Розрахунок на міцність зубців планетарних передач виконують так же, як і розрахунок зубців звичайних зубчастих передач.

Перевагами планетарних передач у порівнянні зі звичайними зубчастими передачами є:

- зменшення навантаження на зубці зубчастих коліс в декілька разів, оскільки передача потужності від ведучого до веденого валу здійснюється декількома потоками (по числу сателітів);

- можливість отримання великих передаточних відношень при невеликих габаритах, масі і кількості зубчастих коліс.

Недоліками планетарних передач при великих передаточних відношеннях низький ККД, складність у виготовленні і складанні.

Планетарні передачі знайшли широке застосування у верстатобудуванні, транспортному машинобудуванні, приладобудуванні.

9.4. Хвильові передачі

Принцип дії хвильових передач – перетворення параметрів руху за рахунок хвильового деформування однієї з ланок передачі.

В кінематичному відношенні хвильові зубчасті передачі являють собою планетарні передачі з одним гнучким зубчастим колесом. Найпоширеніша хвильова зубчаста передача (рис 9.5, *а*) складається з водила Н з двома роликками, що вільно обертаються на осях, закріплених у водилі, нерухомого жорсткого зубчастого колеса 1 із внутрішніми зубцями й гнучким колесом 2 із зовнішніми зубцями, яке обертається. Жорстке зубчасте колесо з'єднане з корпусом передачі. Гнучке зубчасте колесо виготовляють або у вигляді стаканка з тонкою стінкою, що легко деформується, як у наведеному прикладі, або у вигляді вільно кільця, що деформується.

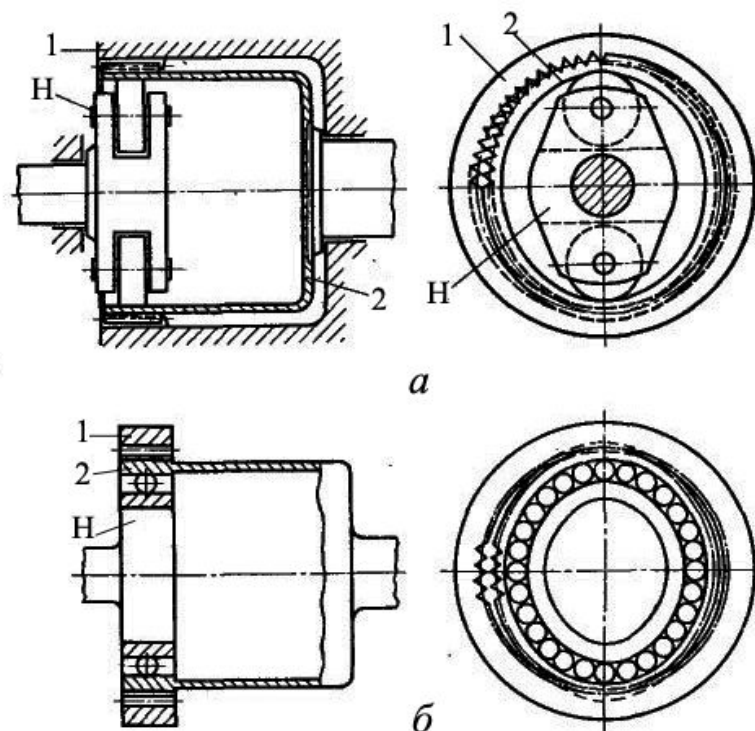


Рис. 9.5. Схеми хвильових передач
а – з двома роликками; *б* – з еліптичним генератором

Ділильний діаметр d_2 гнучкого зубчастого колеса менше ділильного діаметра d_1 жорсткого колеса.

$$\delta = d_1 - d_2 \quad (9.24)$$

Гнучке зубчасте колесо міститься усередині жорсткого зубчатою колеса в якому воно обкатується, а водило вставляється усередину гнучкого зубчастого колеса. Зовнішній розмір водила більше внутрішнього діаметра обіду гнучкого зубчастого колеса на величину δ , тому гнучке зубчасте колесо розтягується й приймає форму еліпса.

Обертальний рух у хвильовій зубчастій передачі здійснюється від ведучої ланки до веденої завдяки рухомій хвильовій деформації гнучкого зубчастого колеса. Ведучою ланкою у хвильовій зубчастій передачі принципово може бути водило або будь-яке зубчасте колесо. Звичайно ведучою ланкою служить водило. При обертанні водила деформація гнучкого зубчастого колеса переміщається по окружності, що охоплює водило, у вигляді хвилі, що біжить. Тому передача називається хвильовою, а водило – хвильовим генератором. Оскільки у хвильовій передачі з генератором із двома роликами (рис. 9.5, а) утворюються дві хвилі, то така передача називається двохвильовою. Замість передачі із двороликовим генератором іноді застосовують двохвильову передачу з еліптичним генератором (рис. 9.5, б). Крім двохвильових передач застосовують також трихвильові передачі з генератором із трьома роликами.

Різниця чисел зубів хвильової передачі приймається рівної або кратної числу хвиль k :

$$k = z_1 - z_2 \quad (9.25)$$

де z_1 , і z_2 – відповідно число зубців жорсткого й гнучкого зубчастих коліс.

Якщо ведучою ланкою гнучкої передачі служить хвильовий генератор, а веденою – гнучке колесо, те передаточне відношення такої передачі

$$i = \frac{-\omega_n}{\omega_2} = \frac{-n_n}{n_2} = \frac{-z_2}{z_1 - z_2} = \frac{-z_2}{k} = \frac{-d_2}{\delta} \quad (9.26)$$

де ω_n – кутова швидкість хвильового генератора;

n_n – частота обертання хвильового генератора:

ω_2 – кутова швидкість гнучкого зубчастого колеса.

З аналізу формули (9.26) очевидне, що хвильова зубчаста передача може бути здійснена з дуже великим передаточним відношенням $i \geq 1000$). Хвильова зубчаста передача може передавати великі навантаження, тому що в зачепленні одночасно перебуває велике число зубців (до 50%). Перевага гнучкої зубчастої передачі полягає також у можливості передачі руху в герметичний простір.

Недоліки хвильових передач: складність конструкції, знижені надійність і довговічність гнучкого зубчастого колеса, підвищені втрати потужності на тертя в передачі й на деформацію гнучкого зубчастого колеса. Зубці зубчастих коліс хвильових передач виготовляють різних профілів, але найчастіше евольвентного.

Гнучкі зубчасті колеса виготовляють залежно від призначення передачі або з високоміцних сталей, або з поліамідів і інших пластмас.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. В яких випадках у трансмісіях і приводах використовуються циліндричні гвинтові передачі?
2. Як розташовані у просторі один відносно другого вали циліндричної гвинтової передачі?
3. Назвіть переваги і недоліки циліндричних гвинтових передач.
4. Перелічить основні геометричні параметри циліндричних гвинтових передач.
5. Який перевіірочний розрахунок виконують для циліндричних гвинтових передач?
6. Яка механічна передача називається гіпоїдною?
7. Як розташовані у просторі один відносно другого вали гіпоїдної передачі? Дайте пояснення поняття гіпоїдного зміщення.
8. З якою ціллю була створена і де застосовуються гіпоїдна передача? Перелічить її переваги і недоліки.
9. Назвіть конструктивні особливості гіпоїдної передачі, яка використовуються у задніх ведучих мостах автомобілів.
10. Яка механічна передача називається передачею М. Новикова?
11. Назвіть головну перевагу зубчастих передач М. Новикова у порівнянні із евольвентними зубчастими передачами. Які недоліки має ця передача?
12. Перелічить основні геометричні параметри зубчастих коліс М. Новикова.
13. Які передачі називають планетарними?
14. Назвіть елементи планетарної передачі.
15. Яка планетарна передача називається диференціалом?
16. Перелічить переваги і недоліки планетарних передач.
17. Поясніть принцип дії хвильової передачі.

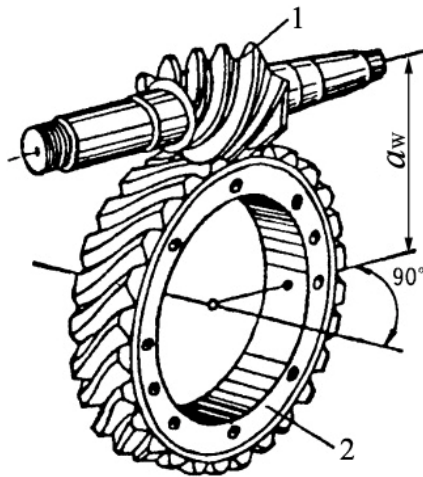
18. Перелічить елементи хвильової передачі.
 19. Наведіть переваги й недоліки хвильової передачі. Де застосовується хвильова передача?

Глава 10.

ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

10.1. Загальні відомості про черв'ячні передачі

Черв'ячна передача (рис. 10.1) складається з черв'яка 1, що має форму



гвинта, і черв'ячного колеса 2, яке уявляє собою зубчасте колесо з косими зубцями увігнутої форми. Осі черв'яка і колеса перехрещуються під кутом 90^0 .

Передавання руху у черв'ячній передачі здійснюється за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як, а черв'ячне колесо являє собою вузьку частку довгої гайки, вигнутої по колу різьбою зовні, що збільшує довжину кон-

тактних ліній і підвищує несучу здатність передачі.

Черв'ячні передачі призначені для передачі моменту між валами, осі яких перехрещуються під прямим кутом.

Переваги черв'ячних передач:

- можливість одержання великих передаточних чисел при малих габаритах передачі ($u = 8...63$);
- плавність зачеплення і безшумність роботи;
- можливість одержання самогальмування.

Недоліки:

- порівняно низький ККД;
- підвищений знос, нагрівання і схильність до заїдання;
- необхідність використовувати для вінців черв'ячних коліс дорогих антифрикційних матеріалів.

Використовують такі передачі в машинах, де по умові компоновання необхідно передати рух між валами, осі яких перехрещуються, і якщо необхідно забезпечити велике передаточне число.

Класифікація черв'ячних передач. Черв'ячні передачі поділяються на різні типи за наступними ознаками:

– за формою поверхні, на якій нарізані гвинтові канавки, черв'яки поділяються на циліндричні (рис. 10.2, а) і глобоїдні (рис. 10.2, б).

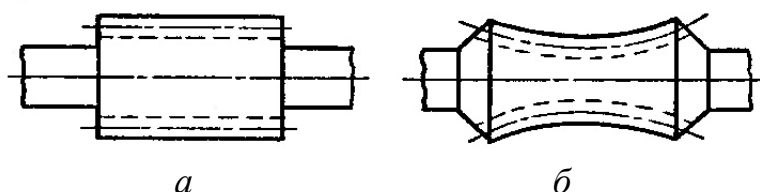


Рис. 10.2. Типи черв'яків за формою вихідної поверхні
а – циліндричний; б – глобоїдний

– за формою профілю витків у торцевому перерізі черв'ячні передачі бувають:

а) з архімедовим черв'яком (позначення ZA), профіль якого окреслений архімедовою спіраллю;

б) з конволютним черв'яком (позначення ZN), профіль якого окреслений скороченою або подовженою евольвентою (конволютою);

в) з евольвентним черв'яком (позначення ZI), профіль якого окреслений нормальною евольвентою;

– за кількістю нарізаних витків (заходів) – 1-, 2- і 4-хзаходні;

– за напрямком лінії витка черв'яки виготовляють з лівим і правим напрямком.

– за взаємним розташуванням черв'яка і черв'ячного колеса черв'ячні передачі бувають з нижнім, верхнім і боковим розташуванням черв'яка.

Найбільше застосування у техніці знайшли циліндричні черв'ячні передачі з архімедовим черв'яком, як найбільш прості у виготовленні.

Геометричні параметри черв'яка. Кількість заходів черв'яка (кількість гвинтових ліній) для циліндричних черв'яків (рис. 10.3) приймають $z_1=1, 2, 4$.

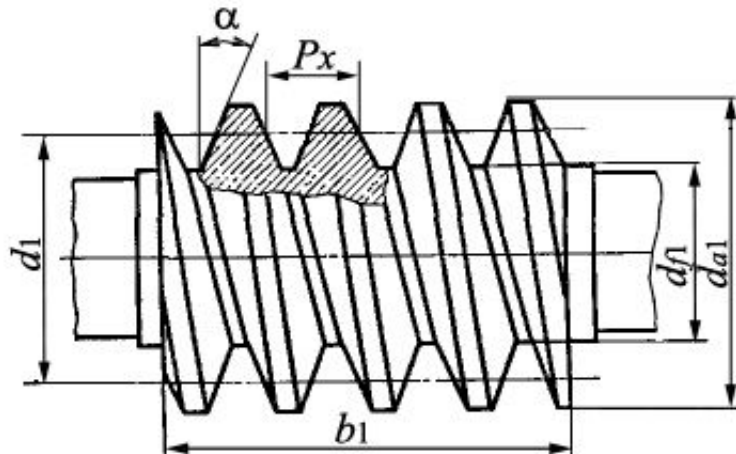


Рис. 10.3. Параметри циліндричного архімедового черв'яка

З збільшенням z_1 підвищується ККД передачі, але ускладнюється технологія її виготовлення, збільшується число зубців колеса і габарити передачі. Рекомендується:

- при $u \geq 31,5$ приймати: $z_1=1$;
- при $u = 16...31,5$ приймати: $z_1=2$;
- при $u < 16$ приймати: $z_1=4$.

Однозахідні передачі використовуються тільки при необхідності самогальмування, або для одержання великих передаточних чисел.

Крок гвинтової лінії черв'яка визначається по залежності:

$$P = \pi m, \quad (10.1)$$

де m – модуль передачі, який чисельно дорівнює: $m = \frac{P}{\pi}$.

Хід гвинтової лінії – відстань між двома суміжними точками одного і того ж витка визначають для багатозахідних черв'яків (рис. 10.4):

$$P_h = Pz_1 \quad (10.2)$$

Кут профілю архімедового черв'яка $\alpha = 20^\circ$.

Дільний кут підйому ліній витка:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_h}{\pi d_1} = \frac{mz_1}{d_1}.$$

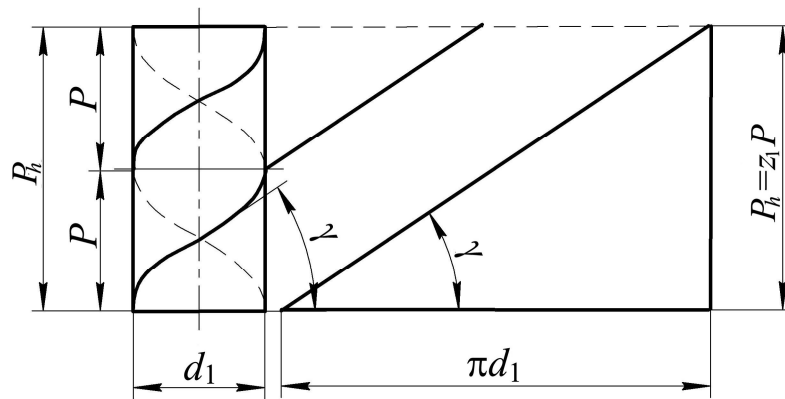


Рис. 10.4. До розрахунку кута підйому витка

звідкіля ділительний діаметр черв'яка:

$$d_1 = \frac{mz_1}{\operatorname{tg} \gamma}$$

Для полегшення розрахунків вводиться поняття коефіцієнта діаметра черв'яка, якій дорівнює числу модулів в ділительному діаметрі черв'яка:

$$q = \frac{d_1}{m},$$

тоді остаточно отримуємо формулу для розрахунку ділительного діаметра черв'яка:

$$d = qm \quad (10.3)$$

Значення q стандартизовані і пов'язані з модулем m . Щоб запобігти одержанню тонких черв'яків ГОСТ передбачає збільшення q зі збільшенням m . Орієнтовно приймають

$$q \geq 0,25z_2 \quad (10.4)$$

з округленням до стандартного значення.

Геометричні параметри черв'ячного колеса. Кількість зубців черв'ячного колеса (рис. 10.5) визначається за залежністю:

$$z_2 = z_1 u \quad (10.5)$$

Мінімальна кількість зубців колеса для силових передач визначається з умов їх непідрізання: $z_{2\min} \geq 28$.

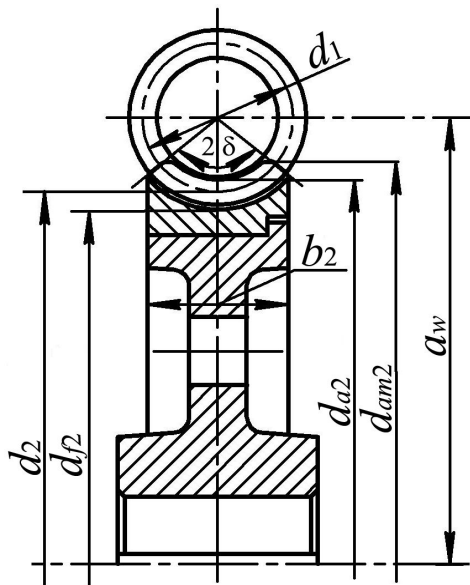


Рис. 10.5. Геометричні параметри черв'ячного колеса

При збільшенні z_2 збільшується діаметр колеса і відстань між опорами валів. При $z_2 > 80$ виникає небезпека злому зубців колеса і незабезпечення потрібної жорсткості. Тому, звичайно, кількість зубців після розрахунку за формулою (10.5) перевіряють на відповідність умові:

$$80 > z_2 > 28 \quad (10.6)$$

Кут δ обхвату черв'яка колесом (рис.10.5):

$$\delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}. \quad (10.7)$$

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

Ділильний діаметр черв'ячного колеса визначається так же, як і для косозубого циліндричного колеса по залежності:

$$d_2 = mz_2, \quad (10.8)$$

тоді залежність для визначення міжосьової відстані черв'ячної передачі буде мати вигляд:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2). \quad (10.9)$$

Діаметри вершин зубців та впадин черв'ячного колеса, радіальний зазор і висотні параметри зубців визначаються так же, як і для циліндричного косозубого колеса. Довжина нарізаної частини черв'яка b_1 та ширина вінця b_2 черв'ячного колеса визначаються по емпіричним формулам в залежності від кількості заходів черв'яка, кількості зубців колеса і модуля передачі (табл. 10.1).

Таблиця 10.1. Основні геометричні параметри черв'ячних передач

Параметри		Залежності для розрахунку параметрів	
		черв'яка	колеса
Кут підйому витка		$\gamma = \arctg \frac{mz_1}{d_1}$	
Висота	голівки	$h_a = h_a^* m = m$	
	ніжки	$h_f = (h_f^* + c^*) m = 1,2m$	
	зубця	$h = h_a + h_f = 2,2m$	
Радіальний зазор		$c = c^* m = 0,2m$	
Діаметр ділильного кола		$d_1 = qm$	$d_2 = mz_2$
Діаметр кола вершин		$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2m$
Діаметр кола впадин		$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,4m$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f = d_2 - 2,4m$
Найбільший діаметр черв'ячного колеса		$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$	
Міжосьова відстань		$a = 0,5m(q + z_2)$	
Ширина зубчастого вінця (довжина нарізаної частини черв'яка)		$b_1 = (11 + 0,06z_2)m$ при $z_1 = 1; 2$ $b_1 = (12,5 + 0,09z_2)m$ при $z_1 = 4$	$b_2 \geq 0,75d_{a1}$ при $z_1 = 1; 2$ $b_2 \geq 0,67d_{a1}$ при $z_1 = 4$

10.2. Критерії працездатності і розрахунків черв'ячних передач

Особливості робочого процесу черв'ячної передачі. У порівнянні з іншими механічними передачами, черв'ячні передачі мають такі особливості робочого процесу, як підвищене взаємне ковзання робочих поверхонь зубців черв'яка і колеса і несприятливі умови мащення.

Підвищене ковзання в передачі виникає тому, що черв'як і колесо обертуються у двох взаємно перпендикулярних площинах і їх колові швидкості неоднакові по модулю і напрямку (рис. 10.6).

Швидкість ковзання V_s є рівнодіючою швидкостей V_1 і V_2 , направлена по до дотичній лінії витків черв'яка і визначається по залежності:

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000 \cos \gamma} \quad (10.10)$$

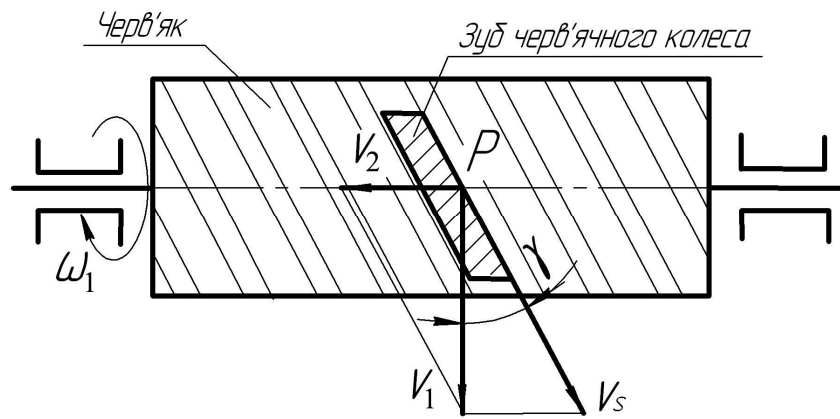


Рис. 10.6. До визначення відносної швидкості ковзання у черв'ячному зачепленні

Орієнтовно при розрахунках на міцність приймають:

$$V_s = 4 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} \quad (10.11)$$

де n_1 – частота обертання вала черв'яка, об/хв;

T_2 – обертальний момент на валу черв'ячного колеса, Н·м.

При вказаних умовах роботи зачеплення коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі нижче, ніж у зубчастих передачі і досягає значень $\eta = 0,7 \dots 0,9$. Значення ККД для конкретної черв'ячної передачі визначається по залежності:

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (10.12)$$

де φ' – приведений кут тертя, який визначається за таблицями довідників.

У попередніх розрахунках, коли ще невідомі розміри передачі, ККД орієнтовно приймають в залежності від кількості заходів черв'яка z_1 , користуючись наступними рекомендаціями:

- при $z_1 = 1$ $\eta = 0,7 \dots 0,75$;
- при $z_1 = 2$ $\eta = 0,75 \dots 0,82$;
- при $z_1 = 3$ $\eta = 0,82 \dots 0,87$;
- при $z_1 = 4$ $\eta = 0,87 \dots 0,92$.

Сили в зачепленні. В зачепленні (рис. 10.7) черв'яка і черв'ячного колеса діють наступні сили:

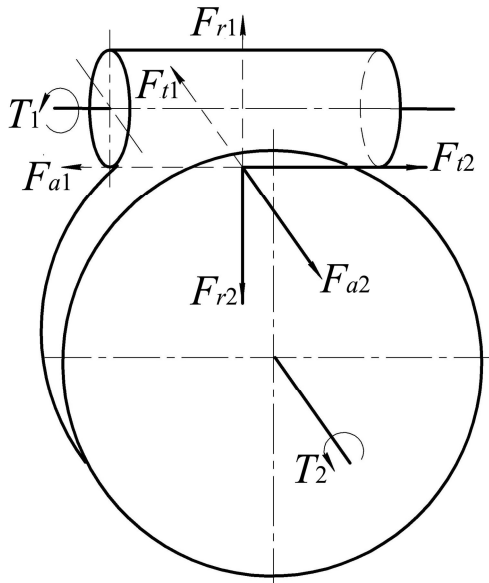


Рис. 10.7. Сили у черв'ячному зачепленні

– колова сила на колесі F_{t2} , яка дорівнює осьовій силі F_{a1} на черв'яку:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} \quad (10.13)$$

– колова сила F_{t1} на черв'яку, яка дорівнює осьовій силі F_{a2} на колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \tan \gamma \quad (10.14)$$

– радіальна сила на черв'яку F_{r1} , яка дорівнює радіальній силі F_{r2} на колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha \quad (10.15)$$

– нормальна сила на поверхні зубця:

$$F_n = \frac{2F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha \cos \gamma} \quad (10.16)$$

Напрямок осьових сил F_{a1} і F_{a2} залежить від напрямку обертання черв'яка. Колові сили F_{t1} і F_{t2} завжди направлені проти відповідних осьових сил.

Критерії працездатності і розрахунку черв'ячних передач. Високі швидкості ковзання у черв'ячному зачепленні, а значить, наявність значних зусиль тертя, обумовлюють виготовлення зубців колеса з антифрикційних матеріалів. В першу чергу, це різні види бронз – олов'янисті, алюмінієво-залізні, свинцеві тощо. Зважаючи на невисокі міцнісні характеристик вказаних матеріалів, можна стверджувати, що зубці черв'ячних коліс є найслабкішими елементами черв'ячних передач.

Таким чином, найбільш характерним видом руйнування елементів черв'ячної передачі є заїдання і знос зубців черв'ячного колеса, як менш міцного елемента передачі.

Так як заїдання і знос зубців викликані дією контактних напружень, то основним критерієм працездатності і розрахунку черв'ячних передач є контактна витривалість робочих поверхонь зубців колеса.

Таким чином, рекомендується наступний порядок розрахунку черв'ячної передачі:

- проектний розрахунок передачі з умов контактної витривалості;
- перевірочний розрахунок з умов витривалості при згині;
- перевірочний розрахунок на контактну міцність при дії максимального навантаження;
- перевірочний розрахунок зубців колеса на міцність при згині при дії максимального навантаження.
- перевірочний тепловий розрахунок.

10.3. Розрахунок черв'ячних передач

Матеріали, з яких виготовляються елементи черв'ячних передач. В черв'ячних передачах переважає тертя ковзання, тому матеріали черв'ячної пари повинні мати низький коефіцієнт тертя, бути зносостійкими і мати низьку схильність до заїдання. З цієї причини в черв'ячній передачі використовують сполучення різних матеріалів.

Черв'яки виготовляють з середньовуглецевих сталей марок сталь 40, 45, 50 або легованих сталей марок сталь 40ХН, 40Х, 35ХГА з об'ємним або поверхневим гартуванням до твердості 45...53 HRC₃. Після гартування робочі поверхні витків черв'яка шліфуються і поліруються.

Черв'ячні колеса виготовляють збірними, тобто зубчастий вінець колеса виготовляють з спеціальних антифрикційних матеріалів, а корпус колеса і його маточину – з чавуну або конструкційних сталей.

Зубчасті вінці черв'ячних коліс виготовляють, в основному, з бронзи (інколи з латуні і чавуну) і вибір її марки залежить від швидкості ковзання V_s і терміну роботи передачі.

При високих швидкостях ковзання ($V_s = 5...25$ м/с) і значному терміну роботи використовують олов'яні бронзи марок БрОФ10-1, БрОНФ10-1-1, які мають добрі антифрикційні якості і зменшують можливість заїдання переда-

чі, але дуже кошовні, тому застосовуються лише для відповідальних передач.

При середніх швидкостях ($V_s = 2...5$ м/с) використовують алюмінієво-залізну бронзу марок БрАЖН10-4-4, БрАЖ9-3, БрАЖ9-4. Ці матеріали мають високі показники міцності, але дещо гірші антифрикційні властивості.

Для допоміжних, мало навантажених та тихохідних передач ($V_s < 2$ м/с) черв'ячні колеса можуть бути виконані з чавуну марок СЧ 15, СЧ 18 або з пластмас (текстоліту, поліаміду).

Допустимі напруження. Критеріями розрахунку черв'ячних передач по аналогії з зубчастими є контактна міцність і витривалість та міцність і витривалість при згині.

Допустимі контактні напруження для коліс з олов'янистих бронз:

$$[\sigma_H]_2 = [\sigma_{H0}] C_V K_{HL}, \quad (10.17)$$

де $[\sigma_{H0}]$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{H0} = 10^7$;

C_V – коефіцієнт інтенсивності зносу;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Допустиме контактне напруження для бази випробувань при твердості черв'яка $H \geq 45$ HRC₂ визначають за залежністю:

$$[\sigma_{H0}] = 0,9\sigma_B,$$

де σ_B – границя міцності при розтягу.

Коефіцієнт інтенсивності зносу C_V приймають в залежності від швидкості V_s по табл. 10.2.

Таблиця 10.2. Значення коефіцієнтів інтенсивності зносу вінців черв'ячних коліс

V_s , м/с	5	6	7	≥ 8
C_V	0,95	0,88	0,83	0,8

Коефіцієнт довговічності визначають:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\Sigma}}},$$

де N_{Σ} – число циклів навантаження за весь термін роботи L_h , год, яке для постійного режиму навантаження визначаємо за залежністю:

$$N_{\Sigma} = 60n_2L_h$$

де n_2 – частота обертання колеса.

Якщо розрахункове значення $N_{\Sigma} > 25 \cdot 10^7$, то вважають, що $N_{\Sigma} = 25 \cdot 10^7$ і приймають $K_{HL} = 0,67$. Якщо $N_{\Sigma} < 10^7$, то вважають, що $N_{\Sigma} = 10^7$ і приймають $K_{HL} = 1,0$.

Допустиме контактне напруження для коліс з безолов'янистих бронз визначають за залежностями:

– для черв'яків твердістю $H \leq 45\text{HRC}$

$$[\sigma_H]_2 = 250 - 25V_s \quad (10.17')$$

– для черв'яків твердістю $H > 45\text{HRC}$

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25V_s \quad (10.17'')$$

Допустиме контактне напруження при розрахунках на міцність під дією максимального навантаження приймають:

– для бронз при $\sigma_B \leq 350 \text{ МПа}$ $[\sigma_{HM}]_2 = 4\sigma_T$;

– для бронз і латуней при $\sigma_B > 350 \text{ МПа}$ $[\sigma_{HM}]_2 = 2\sigma_T$;

– для сірих і модифікованих чавунів при $[\sigma_{HM}]_2 = 1,5[\sigma_H]_2$.

Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F]_2 = [\sigma_{F0}]K_{FL}, \quad (10.18)$$

де $[\sigma_{F0}]$ – допустиме напруження згину для бази випробувань $N_{F0} = 10^6$ визначається по таблицям довідників в залежності режиму роботи передач.

З врахування відомої бази випробувань коефіцієнт довговічності визначається за залежністю:

$$K_{HL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\Sigma}}} \quad (10.19).$$

Якщо розрахункове значення $N_{\Sigma} > 25 \cdot 10^7$, то вважають, що $N_{\Sigma} = 25 \cdot 10^7$ і приймають $K_{FL} = 0,54$. Якщо $N_{\Sigma} < 10^7$, то вважають, що $N_{\Sigma} = 10^7$ і приймають $K_{FL} = 1,0$.

Допустиме напруження на згин при розрахунках на міцність під дією максимального навантаження приймають:

- для бронз і латуней $[\sigma_{FM}]_2 = 0,8\sigma_T$;
- для чавунів $[\sigma_{HM}]_2 = 0,6\sigma_B$.

При практичних розрахунках черв'ячних передач, як допустимі контактні напруження, так і допустимі напруження згину визначають, частіш за все, за таблицями довідників, наприклад, табл. Д1...Д3 додатку Д, а також табл. 3.30 [3].

Проектний розрахунок передачі на контактну витривалість. Під час цього розрахунку визначається міжосьова відстань за залежністю:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{[\sigma_H] \frac{z_2}{q}} \right)^2 T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} K_{HV} }, \quad (10.20)$$

де z_2 – розраховане за залежністю (10.5) і уточнене у відповідності з обмеженням (10.6) число зубців колеса;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, попередньо розрахований за залежністю (10.4);

T_2 – обертальний момент на колесі, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, враховуючий розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса:

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^2 (1 - m_p), \quad (10.21)$$

де θ – коефіцієнт деформації черв'яка, який визначається за табл. 10.3 в залежності від кількості заходів черв'яка z_1 і коефіцієнта діаметру q ;

m_p – коефіцієнт, який враховує вплив режиму роботи передачі на прироблення зубців и визначається за табл. 10.4;

Таблиця 10.3. Значення коефіцієнта деформації черв'яка

z_1	θ при q						
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14
1	57	72	89	108	127	157	190
2	45	57	71	86	102	125	152
3	40	51	61	76	89	110	134
4	37	47	58	70	82	101	123

Таблиця 10.4. Значення коефіцієнтів прироблення

Типовий режим навантаження	Постійний (П)	Важкий (В)	Середній рівномірний (СР)	Середній нормальний режим	Легкий (Л)
Коефіцієнти m_p	1	0,77	0,6	0,5	0,31

K_{HV} – коефіцієнт, що враховує динамічний характер навантаження в зачепленні і визначається за залежністю:

$$K_{HV} = K_{FV} = K_V = 0,3 + 0,1n + 0,02V_s, \quad (10.22)$$

де n – ступінь точності передачі;

V_s – швидкість взаємного ковзання поверхонь черв'яка і зубців черв'ячного колеса, попередньо визначена за залежністю (10.11).

Після розрахунку міжосьової відстані a_w за формулою (10.20) визначають осьовий модуль за залежністю:

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2}. \quad (10.23)$$

Отримане значення модуля m звичайно округлюють до найближчого стандартного (табл. Д6 і Д7 Додатку Д) і по ньому уточнюють значення q , після чого перераховують значення a_w по формулі (10.9), а всі інші геометричні параметри передачі визначають по формулам, що приведені у табл. 10.1.

Далі розраховується фактична швидкість ковзання V_s' у передачі по залежності (10.10), потім уточняється ККД за залежністю (10.12) і обертальний момент за залежністю

$$T_2' = 9550 \frac{P_1}{n_1} u \eta', \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (10.24)$$

де η' – уточнене значення ККД.

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість. Вказаний розрахунок виконується при відомих геометричних параметрах передачі і його суттю є перевірка виконання умови:

$$\sigma_{H2} = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w} \right)^3 T_2' \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} K_{HV}'} \leq [\sigma_H]', \text{ МПа} \quad (10.25)$$

де T_2' – уточнене значення моменту на колесі, Н·м;

K_{HV}' – значення коефіцієнта динамічності, уточнене по фактичній швидкості ковзання;

$[\sigma_H]'$ – допустиме контактне напруження, уточнене з врахуванням фактичної швидкості ковзання V_s' .

Розрахунок на витривалість при згині. Цей розрахунок виконують тільки як перевірочний так же, як і для косозубої зубчастої передачі з деякими поправками.

Умови витривалості при згині для черв'ячних коліс записуються:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{1,7 \cdot T_2' \cdot 10^3 \cdot \cos \gamma}{m^3 q z_2} K_{F\beta} K_{FV}' \geq [\sigma_F] \quad (10.26)$$

де σ_{F2} – діюче (фактичне) напруження згину в зубцях колеса;

Y_{F2} – коефіцієнт форми зуба колеса, який визначають з довідкової літератури (табл. Д4 Додатку Д) в залежності від еквівалентного числа зубців колеса, що визначають за формулою:

$$z_{e2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}; \quad (10.27)$$

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінця, який визначають за формулою (10.21);

K'_{FV} – коефіцієнт, що враховує динамічність навантаження і визначається за формулою (10.22) з врахуванням фактичної швидкості ковзання V'_S .

Перевірочні розрахунки на міцність під дією максимальних навантажень. Розрахунок черв'ячної передачі на міцність під дією максимального контакт ного навантаження виконується так же, як і для косозубих циліндричних коліс за залежністю (7.23), яка для даного випадку має вигляд:

$$\sigma_{HM2} = \sigma_{H2} \sqrt{\frac{T_{\max 2}}{T'_2}} \leq [\sigma_{HM}]_2, \quad (10.28)$$

де σ_{H2} – діюче контактне напруження, розраховане за формулою (10.25);

$T_{\max 2}$ – максимальний короткочасно діючий момент на колесі;

T'_2 – уточнений обертальний момент на колесі, прийнятий при розрахунку на контактну витривалість;

$[\sigma_{HM}]_2$ – допустиме контактне напруження при дії максимальних навантажень.

Розрахунок зубчастої передачі на міцність п р и з г и н і під дією максимального навантаження виконується за залежністю:

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \frac{T_{\max 2}}{T'_2} \leq [\sigma_{FM}], \quad (10.29)$$

де σ_F – діюче контактне напруження, розраховане за формулою (10.26);

$[\sigma_{FM}]_2$ – допустиме напруження згину при дії максимальних навантажень.

Тепловий розрахунок. Для черв'ячних передач тепловий розрахунок має велике значення, тому що при їх низькому ККД значна частина потужності переходить у тепло і нагріває масло, елементи передачі, підшипники.

Під час експлуатації передачі повинна виконуватись умова:

$$t_M = t_{II} + \frac{(1-\eta)P_1}{K_T A} \leq [t_M], \quad (10.30)$$

де t_M – температура масла, °C;

t_{II} – температура повітря, °C;

P_1 – потужність на валу черв'яка, Вт;

K_T – коефіцієнт теплопередачі, який призначається у межах $K_T = 9...17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})$;

$[t_M]$ – допустима температура масла, °C; ($[t_M] = 95^\circ \text{C}$ – при нижньому розташуванні черв'яка, $[t_M] = 75^\circ \text{C}$ – при верхньому розташуванні черв'яка);

A – площа охолодження корпуса, м^2 , яка визначається за залежністю:

$$A \approx 20 \cdot a_w^2 + A_p K_p \quad (10.31)$$

A_p – площа ребер корпуса, м^2 ; ‘

$K_{E\phi}$ – коефіцієнт ефективності ребер ($K_{E\phi} = 1$ – для вертикальних ребер; $K_{E\phi} = 0,5$ – для горизонтальних ребер).

Якщо при розрахунку нерівність (10.30) не виконується, то необхідно збільшити площу охолодження A (наростити ребра), або застосувати один з штучних методів охолодження, приведених на рис. 10.8, а, б, в.

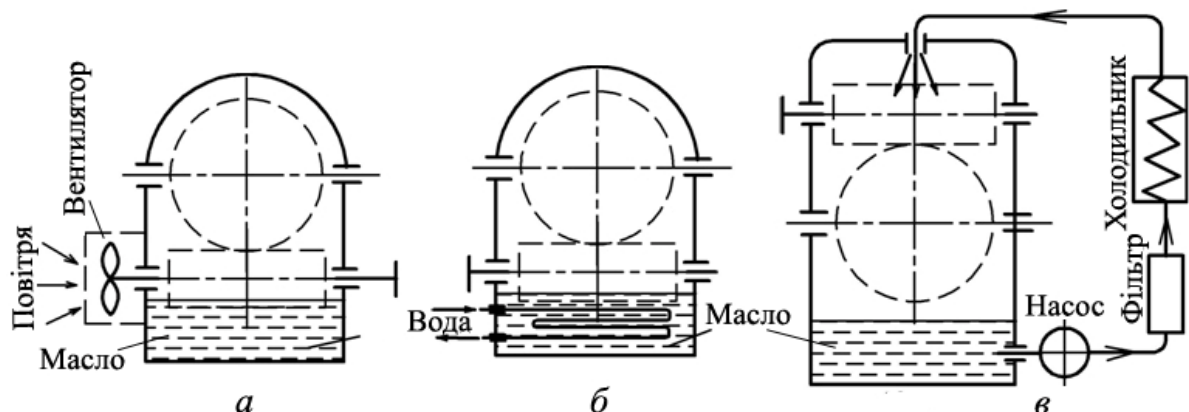


Рис. 10.8. Способи охолодження черв'ячних передач у редукторах
а) – за допомогою вентилятора; б) – за допомогою охолоджуючої води; в) – примусове циркуляційне мащення черв'ячної передачі охолодженим маслом

10.4. Особливості конструкцій елементів передачі

Як правило, черв'як виготовляють, як одне ціле з валом (рис. 10.9, а), рідше насадними (рис. 10.9, б).

В останньому випадку черв'ячний вінець встановлюють на вал на шпoнкy і фіксують з допомогою спеціальної гайки.

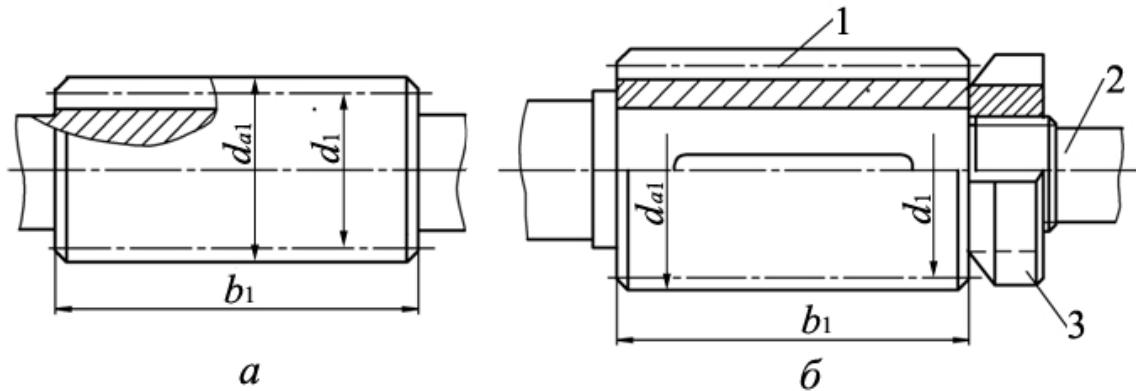


Рис. 10.9. Конструкції черв'яка:

a – виконаного разом з валом; *б* – насадного; 1 – черв'як; 2 – вал; 3 – стопорна гайка

Черв'ячне колесо відповідальних черв'ячних передач для економії бронзи, виготовляють збірним (рис. 10.10, *a, б*), тобто, зубчастий вінець 1 виготовляють з бронзи, а маточину виготовляють суцільно зі сталевим або чавунним диском 2, до якого прикріплюється вінець. Невідповідальні тихохідні черв'ячні колеса виготовляють монолітними, частіш за все, сталевими (рис. 10.10, *в*).

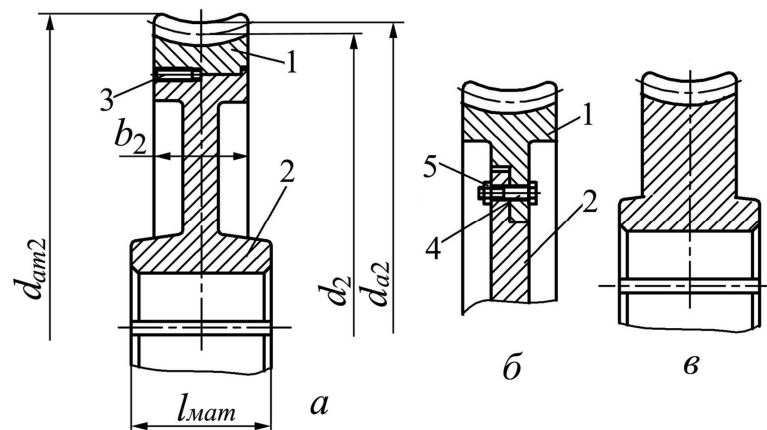


Рис. 10.10. Конструкції черв'ячних коліс:

a, б – збірного; *в* – монолітного; 1 – зубчастий вінець; 2 – сталевий диск з маточиною; 3 – стопорний гвинт; 4 – болт кріпильний; 5 – гайка

10.5. Приклад розрахунку черв'ячної передачі

Завдання. Розрахувати черв'ячну передачу з архімедовим черв'яком одноступінчастого черв'ячного редуктора загального призначення.

Вихідні дані до розрахунку:

– номінальна потужність, що передається черв'яком: $P_1 = 11,0$ кВт;

- частота обертання черв'яка: $n = 900$ об/хв;
- передаточне число передач: $u = 20$;
- термін служби передач: $L_h = 40000$ год.;
- навантаження постійне;
- короткочасно діюче максимальне навантаження вдвічі більше за номінальне;
- передача нереверсивна;

Вибір матеріалу і розрахунок допустимих напружень черв'яка і колеса. Матеріал черв'яка – сталь 45 з гартуванням до твердості 45...50 HRC і наступним шліфуванням витків.

Для вінця черв'ячного колеса, оскільки редуктор загального призначення, попередньо прийmemo за табл. Д1 Додатку Д порівняно дешеву алюмінієву бронзу БрАЖ9-4 (лиття в пісок) з наступними характеристиками:

$$\sigma_{B2} = 400 \text{ МПа}; \sigma_{T2} = 200 \text{ МПа}.$$

1. Приймаємо число заходів черв'яка для передаточного числа 20: $z_1 = 2$.
2. Приймаємо орієнтовне значення ККД: $\eta = 0,82$.
3. Обертальний момент на валу колеса:

$$T_2 = 9550 \frac{P_1 \eta u}{n_1} = 9550 \frac{11 \cdot 0,82 \cdot 20}{900} = 1914,244 \text{ Н/м}.$$

4. Орієнтовна швидкість ковзання за формулою (10.11):

$$V_s = 4 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 900 \sqrt[3]{1914,244} = 4,47 \text{ м/с}.$$

5. При даній швидкості ковзання за табл. Д5 Додатку Д ступінь точності передачі 8-ма.

6. Допустиме контактне напруження за табл. Д1 Додатку Д:

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25 \cdot V_s = 300 - 25 \cdot 4,47 = 188,25 \text{ МПа}.$$

7. Допустиме контактне напруження при дії максимального навантаження (див. п. 10.3):

$$[\sigma_{HM}]_2 = 2\sigma_{T2} = 2 \cdot 200 = 400 \text{ МПа}.$$

8. Допустиме напруження згину для колеса розраховуємо за формулою (10.18):

$$[\sigma_F]_2 = [\sigma_{F0}] K_{FL}.$$

Попередньо приймаємо допустиме напруження згину при базовому числі зміни навантаження $N_{F0} = 10^6$ (табл. Д3 Додатку Д: $[\sigma_{F0}] = 102$ МПа.

Сумарне число навантажень передачі:

$$N_{\Sigma} = 60 n_2 L_h = 60 \frac{n_1}{u} L_h = 60 \frac{900}{20} \cdot 40000 = 108 \cdot 10^6.$$

Коефіцієнт довговічності за формулою (10.19):

$$K_{HL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\Sigma}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{108 \cdot 10^6}} = 0,594$$

Остаточно отримаємо допустиме напруження колеса на згин:

$$[\sigma_F]_2 = 102 \cdot 0,594 = 61 \text{ МПа.}$$

9. Допустиме напруження згину при дії максимального навантаження для колеса (див. п. 10.3):

$$[\sigma_{FM2}] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа.}$$

Проектний розрахунок передачі на контактну витривалість.

Число зубців черв'ячного колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 20 = 40.$$

Коефіцієнт діаметра черв'яка за формулою (10.4):

$$q = 0,25 z_2 = 0,25 \cdot 40 = 10,$$

що відповідає стандартному значенню (табл. Д6 Додатку Д).

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця за формулою (10.21) при постійному навантаженні ($\theta = 86$ за табл. 10.3, $m_p = 1$ за табл. 10.4):

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^2 (1 - m_p) = 1 + \left(\frac{40}{86} \right)^2 (1 - 1) = 1,0.$$

Коефіцієнт, що враховує динамічність навантаження за формулою (10.22):

$$K_{HV} = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 4,47 = 1,189.$$

Номінальний обертальний момент на колесі:

$$T_2 = 9550 \frac{P_1}{n_1} u \eta = 9550 \frac{11}{900} 20 \cdot 0,82 = 1914,244 \text{ Н/м.}$$

Розраховуємо міжосьову відстань передачі з умов контактної витривалості за формулою (10.20):

$$\begin{aligned} a_w &= \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{[\sigma_H] \frac{z_2}{q}} \right)^2 T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} K_{HV} } = \\ &= \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{188,25 \frac{40}{10}} \right)^2 1914,244 \cdot 10^3 \cdot 1,0 \cdot 1,189 } = 243,86 \text{ мм} \end{aligned}$$

Визначаємо осьовий модуль за залежністю (10.23):

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 243,86}{10 + 40} = 9,75 \text{ мм.}$$

За табл. Д6 і Д7 Додатку Д обираємо стандартні значення коефіцієнта діаметра і модуля черв'яка: $q = 10$; $m = 10$.

За формулою (10.9) перераховуємо міжосьову відстань:

$$a_w = 0,5m(q + z_2) = 0,5 \cdot 10(10 + 40) = 250 \text{ мм.}$$

Ділильні діаметри черв'яка і колеса:

$$d_1 = mq = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм}; \quad d_2 = mz_2 = 10 \cdot 40 = 400 \text{ мм.}$$

Ділильний кут підйому витка

$$\gamma = \arctg \frac{mz_1}{d_1} = \arctg \frac{10 \cdot 2}{100} = 11,3^\circ$$

Уточнюємо швидкість ковзання за залежністю (10.10):

$$V'_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000 \cos \gamma} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 900}{60 \cdot 1000 \cos 11,3^\circ} = 4,803 \text{ м/с.}$$

При даній швидкості ковзання за табл. Д5 Додатку Д ступінь точності передачі 8-ма.

Приведений кут тертя для сталевго черв'яка і бронзового вінця колеса за табл. Д9 Додатку Д : $\varphi' = 1^\circ 40' = 1,7^\circ$

Уточнюємо значення ККД передачі:

$$\eta' = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = 0,96 \frac{\operatorname{tg} 11,3^\circ}{\operatorname{tg}(11,3^\circ + 1,7^\circ)} = 0,83$$

Уточнене значення моменту за залежністю (10.24):

$$T_2' = 9550 \frac{P_1}{n_1} \eta' = 9550 \frac{11}{900} 20 \cdot 0,83 = 1937,59 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість. Виконуємо цей розрахунок, перевіряючи виконання нерівності (10.25):

$$\sigma_{H2} = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w'} \right)^3 T_2' \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} K_{HV}'} \leq [\sigma_H]'. \quad (10.25)$$

Попередньо визначимо необхідні розрахункові величини.

Уточнене значення допустимого контактного напруження :

$$[\sigma_H]_2' = 300 - 25 \cdot V_s' = 300 - 25 \cdot 4,803 = 179,925 \text{ МПа}.$$

Уточнюємо коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження за формулою (10.22):

$$K_{HV} = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 4,803 = 1,196.$$

Остаточні діючі контактні напруження в черв'ячному колесі при уточнених значеннях $a_w', T_2', K_{HV}', [\sigma_H]'$:

$$\begin{aligned} \sigma_{H2} &= \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w'} \right)^3 T_2' \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} K_{HV}'} = \frac{170}{\frac{40}{10}} \sqrt{\left(\frac{\frac{40}{10} + 1}{\frac{250}{250}} \right)^3 1937,59 \cdot 10^3 \cdot 1,0 \cdot 1,196} = \\ &= 183 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Перевіряємо перевантаження передачі:

$$\left| \frac{\sigma_{H2} - [\sigma_H]_2}{\sigma_{H2}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{183 - 179,925}{183} \right| \cdot 100\% = 1,68\%, \text{ що допустимо.}$$

Перевірочний розрахунок на витривалість при згині.

Визначаємо діюче напруження шестерні за формулою (10.26).

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{1,7 T_2' \cdot 10^3 \cdot \cos \gamma}{m^3 q z_2} K_{F\beta} K_{FV}' \geq [\sigma_F]$$

Попередньо визначимо всі розрахункові величини.

Еквівалентне число зубців колеса за залежністю (10.27):

$$z_{e1} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{\cos^3 11,3^\circ} = 42,42$$

Коефіцієнт форми зуба по табл. Д4 Додатку Д: $Y_{F2} = 1,51$.

Остаточно діюче напруження згину в черв'ячному колесі при уточних значеннях a_w', T_2', K_{FV}' :

$$\sigma_{F2} = 1,51 \frac{1,7 \cdot 1937,59 \cdot 10^3 \cos 11,3^\circ}{10^3 \cdot 10 \cdot 40} 1,0 \cdot 1,196 = 14,58 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 61 \text{ МПа.}$$

Перевірочний розрахунок на контактну міцність під дією максимального навантаження. Перевіряємо виконання умови контактної міцності за залежністю (10.28):

$$\sigma_{HM2} = \sigma_{H2} \sqrt{\frac{T_{\max 2}}{T_2}} = 183 \sqrt{2} = 258,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_{HM}]_2 = 400 \text{ МПа,}$$

що свідчить про те, що контактна міцність передачі забезпечується.

Перевірочний розрахунок на міцність під дією максимального навантаження згину. Перевіряємо виконання умови міцності при згині за залежністю (10.29) для колеса:

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \frac{T_{\max 2}}{T_2} = 14,58 \cdot 2 = 29,16 \leq [\sigma_{FM}]_2 = 160 \text{ МПа.}$$

Основні геометричні розміри передачі.

Кількості зубців черв'яка і колеса:

$$z_1 = 2; z_2 = 40.$$

Модуль передачі: $m = 10$ мм.

Кут нахилу витків черв'яка: $\gamma = 11,3^\circ$.

Ділильні діаметри черв'яка і колеса:

$$d_1 = 100 \text{ мм}; d_2 = 400 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань:

$$a_w = 250 \text{ мм}.$$

Всі інші геометричні параметри визначаємо за формулами, що приведені у табл. 10.1.

Діаметри вершин черв'яка і колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 100 + 2 \cdot 10 = 120 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 400 + 2 \cdot 10 = 420 \text{ мм}.$$

Діаметри впадин черв'яка і колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 100 - 2,4 \cdot 10 = 76 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 400 - 2,4 \cdot 10 = 376 \text{ мм}.$$

Найбільший діаметр колеса:

$$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 420 + \frac{6 \cdot 10}{2 + 2} = 435 \text{ мм}.$$

Довжина нарізаної частини черв'яка:

$$b_1 = (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 10 = 134 \text{ мм}.$$

За табл. К1 Додатку К нормальних лінійних розмірів, приймаємо:
 $b_1 = 140$ мм.

Ширина зубчастого вінця колеса:

$$b_2 = 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 120 = 90 \text{ мм}.$$

Приймаємо: $b_2 = 90$ мм.

Тепловий розрахунок. Перевіряємо виконання умови (10.30):

$$t_M = t_{II} + \frac{(1 - \eta')P_1}{K_T A} \leq [t_M].$$

Попередньо визначаємо розрахункові параметри.

Оскільки розміри корпусу невідомі, площину його охолодження визначаємо по наближеній залежності (10.31), приймаючи корпус з вісьмома охолоджуючими вертикальними ребрами загальною площиною $A_p = 0,8 \text{ м}^2$:

$$A \approx 20 \cdot a_w^2 + A_p K_p = 20 \cdot 0,25^2 + 0,8 \cdot 1 = 2,05 \text{ м}^2.$$

Температуру повітря приймаємо $t_b = 20^\circ\text{C}$, оскільки в вихідних даних не вказано про підвищений температурний режим роботи передачі.

Приймаємо схему черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка, тоді $[t_M] = 95^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі призначаємо $K_T = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Остаточню маємо:

$$t_M = 20^\circ + \frac{(1 - 0,83) \cdot 11000}{17 \cdot 2,05} = 73,65^\circ > [t_M] = 95^\circ\text{C}.$$

Таким чином, тепловий режим роботи передачі забезпечується.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Перелічить елементи черв'ячної передачі.
2. Опишіть принцип роботи черв'ячної передачі.
3. Приведіть класифікації черв'ячних передач за наступними ознаками:
 - за формою поверхонь, на яких нарізані гвинтові канавки;
 - за формою профілю витків у торцевій площині;
 - за кількістю нарізаних витків (заходів) черв'яка;
 - за взаємним розташуванням черв'яка і черв'ячного колеса.
4. Які переваги і недоліки мають черв'ячні передачі?
5. Перелічить основні геометричні параметри черв'яка і черв'ячного колеса.
6. Як обирають кількість заходів черв'яка?
7. Дайте визначення кроку і ходу гвинтової лінії черв'яка.
8. Опишіть особливості робочого процесу черв'ячної передачі. Вкажіть причину виникнення великої відносної швидкості ковзання у передачі.
9. Які сили діють у черв'ячній передачі? Де вони прикладені і як спрямовані відносно осей черв'яка і черв'ячного колеса?
10. Опишіть критерії працездатності і розрахунків черв'ячних передач.
11. Які розрахунки виконують для черв'ячних передач?
12. Які матеріали частіш за все використовуються для виготовлення:
 - черв'яка?
 - вінця черв'ячного колеса?
13. Які фактори найбільшою мірою впливають на габаритні розміри черв'ячної передачі при проектному розрахунку?
14. Обґрунтуйте необхідність перевірного теплового розрахунку черв'ячної передачі.
15. Які засоби і пристрої використовуються для охолодження черв'ячних редукторів?

16. Перелічить типи конструкцій черв'яка. В яких випадках вони використовуються?
17. Які конструкції колеса використовують у черв'ячних передачах?

Глава 11.

ЗУБЧАСТІ І ЧЕРВ'ЯЧНІ РЕДУКТОРИ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

11.1. Загальні характеристики редукторів

Р е д у к т о р – це механізм, який складається з однієї або декількох зубчастих або черв'ячних передач, що змонтовані у окремому закритому корпусі, призначений для зміни параметрів обертового руху – зменшення частоти обертання і збільшення моменту. Редуктор, як закінчений механізм, з'єднується з двигуном (безпосередньо або через механічну передачу, наприклад, пасову), і робочим органом (машиною) з допомогою муфт. В корпусі редуктора на валах жорстко закріплені зубчасті колеса (або черв'яки і черв'ячні колеса). Вали опираються на підшипники кочення (рідше, на підшипники ковзання).

Типи редукторів визначаються складом передач, порядком їх розміщення в напрямку від ведучого до ведених валів і положенням валів передач у просторі. Для позначення валів і передач використовуються букви кирилиці (Ш – швидкохідний вал або ведучий вал; Т – тихохідний вал або ведений вал; П – проміжний вал; Ц – циліндрична передача; К – конічна передача; Ч – черв'ячна передача. Позначення типорозміру редукторів складається з його типу і головного параметра тихохідної ступені. Для циліндричних і черв'ячних передач головним параметром є міжосьова відстань a_w , мм; для конічної передачі – зовнішній дільний діаметр колеса d_{e2} , мм.

В и к о н а н н я р е д у к т о р а визначається передаточним числом, формою кінців валів і варіантом складання. Приклад умовного скороченого позначення циліндричного редуктора з між осьовою відстанню 160 мм і передаточним числом 4: Ц-160-4.

Основна характеристика редуктора – допустиме значення моменту T , Н·м на веденому тихохідному валу при постійному навантаженні.

На кресленику загального виду або складальному кресленику редуктора відповідно до ЄСКД приводиться технічна характеристика редуктора, яка включає:

- загальне передаточне число u ;
- обертальний момент на тихохідному валу T , Н·м;
- частота обертання тихохідного валу n , об/хв;
- ступінь точності виготовлення зубчастих (черв'ячних) передач.

11.2. Основні типи редукторів

В даному посібнику розглядаються найпростіші типи редукторів, які широко використовуються на виробництві. Більш складні типи редукторів є предметом вивчення спеціальних дисциплін.

Циліндричні редуктори. Завдяки широкому діапазону обертальних моментів, що передаються, довговічності, простоті виготовлення і експлуатації циліндричні редуктори мають найбільше розповсюдження. Вони складаються з циліндричних зубчастих передач і класифікуються за числом ступенів і розташуванням валів у просторі.

Одноступінчасті циліндричні редуктори (Ц). Компонувальні можливості їх обмежені і зводяться до розташування валів у просторі і розташування зубів на поверхні коліс. Зачеплення найчастіше косозубе, рідше прямозубе або шевронне. Передаточне число $-u < 6,3$. На рис. 11.1, а показано схему горизонтального редуктора цього типу, на рис. 11.1, б – вертикального.

Двоступінчасті циліндричні редуктори (Ц2). Вказані редуктори звичайно виготовляють за схемами: розгорнутою (рис. 11.1, в), співвісною (рис. 11.1, г), роздвоєною (рис. 11.1, д). Найбільш розповсюдженою є конструкція за розгорнутою схемою, яка відрізняється малою шириною і технологічністю, але має несиметричність розташування зубчастих коліс між опорами, що приводить до нерівномірності навантаження в зачепленні і великі габарити в довжину. Передаточне число таких редукторів $u = 8...40$.

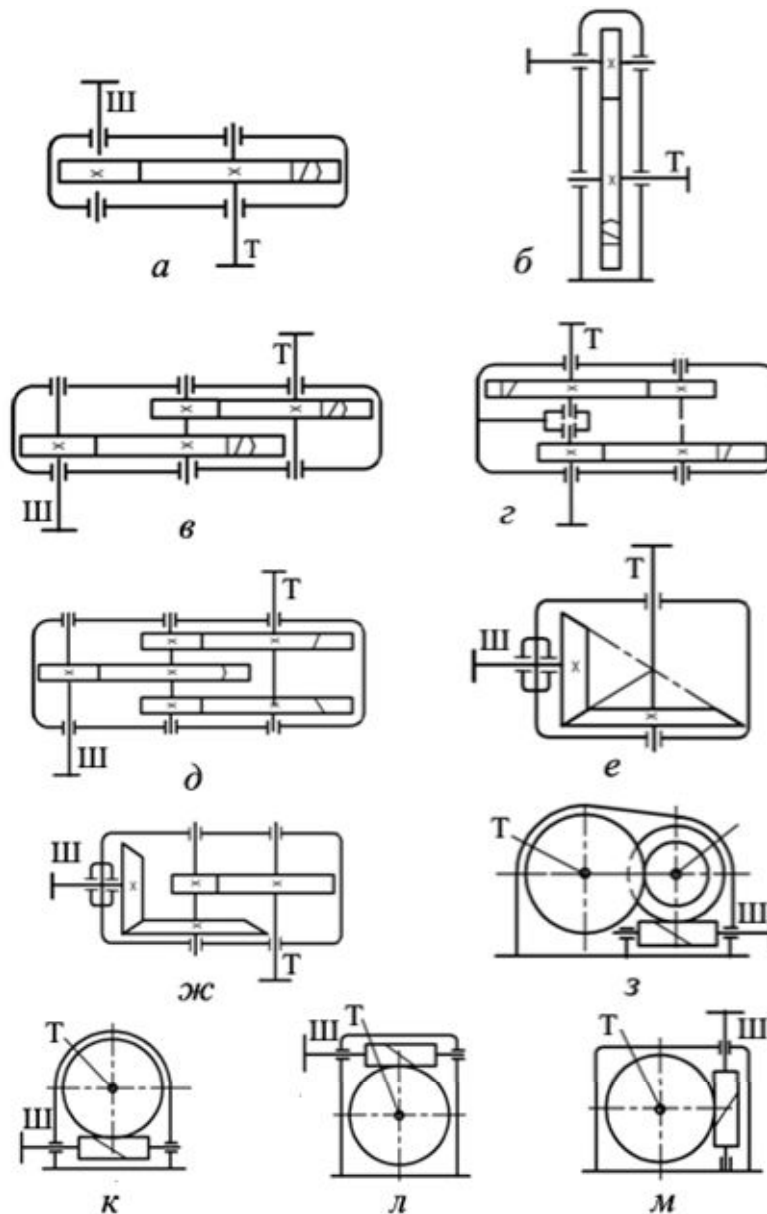


Рис. 11.1. Схеми редукторів загального призначення

Трьохступінчасті циліндричні редуктори використовують обмежено при необхідності забезпечити велике передаточне число (до 120).

Більше ніж три ступеня передач у одному корпусі не проектують із-за значного ускладнення конструкції редукторів.

Конічні редуктори (К). Одноступінчасті конічні редуктори використовують тільки тоді, коли необхідно передавати обертальний момент між валами, осі яких перетинаються під прямим кутом (рис. 11.1, е).

Конічне колесо найчастіше розташовується між опорами, вал-шестерня – консольне. Передаточне число таких редукторів $u < 5$.

Черв'ячні редуктори (Ч). Внаслідок низького ККД і меншого ніж у зубчастих передачах ресурсу, черв'ячні редуктори, як правило, не використовуються в машинах безперервної дії. Розрізняють редуктори з нижнім (рис. 11.1, *к*), верхнім (рис. 11.1, *л*) і боковим (рис. 11.1, *м*) розташуванням черв'яка. Вибір схеми визначається конструкцією машини.

Конструкція черв'ячного редуктора з верхнім розташуванням черв'яка має нероз'ємний корпус, з круглими боковими вікнами, які закриті кришками, що підтримують підшипники черв'ячного колеса. В черв'ячному редукторі з нижнім розташуванням черв'яка корпус роз'ємний, поверхня його збільшена завдяки ребер для кращого охолодження. На валу черв'яка закріплена крильчатка для розбризкування масла. Діапазон передаточних чисел черв'ячних редукторів $u = 8 \dots 80$, але на практиці рекомендується $u = 8 \dots 63$.

Інші типи редукторів. Крім розглянутих, в техніці і на виробництві застосовуються і інші типи редукторів: багатоступінчасті комбіновані (наприклад, циліндрично-конічний (рис. 11.1, *ж*) і циліндрично-черв'ячний (рис. 11.1, *л*), планетарні, хвильові тощо.

Окремим типом редукторів є коробки передач, які на відзнаку від звичайних редукторів, мають можливість ступінчастої зміни передач. Конструкції і характеристики коробок передач вивчаються спеціальними дисциплінами.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Дайте визначення редуктора.
2. Назвіть основні типи редукторів, які найбільш широко застосовуються у техніці.
3. Який параметр є головною енергетичною характеристикою редуктора?
4. Які параметри редуктора вказуються на його складальному кресленнику?
5. Дайте характеристику конструкцій і областей застосування: циліндричних, конічних, черв'ячних, комбінованих редукторів.
6. Приведіть приклад позначення циліндричного, конічного та черв'ячного редукторів;
7. Яке максимальне число ступенів рекомендується використовувати у редукторах загального призначення?
8. Яке передаточне число є максимальним для одноступінчастого редуктора: циліндричного? конічного? черв'ячного?

Розділ IV.

ВАЛИ, ОСІ, ПІДШИПНИКИ

Глава 12.

ВАЛИ І ОСІ

12.1. Призначення, конструкції і матеріали валів і осей

Основні відомості про вали і осі. Зубчасті колеса, шківів, зірочки та інші деталі, що обертаються, встановлюються на валах і осях.

В а л – елемент механічного приводу, призначений для підтримки деталей у їхньому обертальному русі і передачі обертального моменту. Існують деякі види валів (наприклад, гнучкі, торсіонні, карданні), які не підтримують ніяких деталей, а лише передають обертальний момент. При роботі вал випробує деформації згину, кручення, а в окремих випадках, розтягу або стиску.

В і с ь – деталь, яка призначена для підтримання встановлених на ній деталей і не передає корисного моменту. Осі конструктивно уявляють собою прямі стержні (рис. 12.1, *а, б*) і можуть бути рухомі й нерухомі.

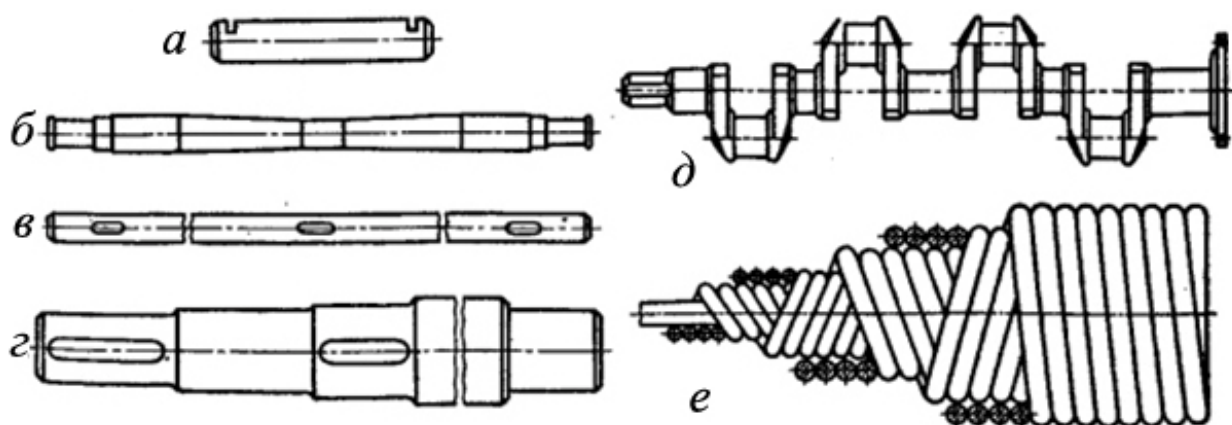


Рис. 12.1. До класифікації валів і осей

Конструктивно вали і осі відрізняються мало, оскільки складаються з однакових конструктивних елементів. Однак, вали більш інтенсивно навантажені, мають більш складну геометричну форму, тому у подальшому будемо розглядати, в основному, саме вали.

Конструкції осей і валів. Осі невеликої довжини виготовляють одногового діаметра по всій довжині (рис. 12.1, *а*), а довгі і сильно навантажені – фасонними (рис. 12.1, *б*).

Вали за геометричною формою поділяються на *п р я м і* (рис. 12.1, *в, з*), *к о л і н ч а с т і* (рис. 12.1, *д*), і *г н у ч к і* (рис. 12.1, *е*). Колінчасті і гнучкі вали розглядаються в спеціальних курсах. Як правило, вали і осі виготовляються ступінчастими. Прямі вали залежно від призначення роблять або постійного діаметра по всій довжині (трансмісійні вали, рис. 12.1, *в*), або ступінчастими (рис. 12.1, *з*), тобто різного діаметра на окремих ділянках. Найпоширенішими є ступінчасті вали, тому що їхня форма зручна для установки на них деталей, кожна з яких повинна до свого місця проходити вільно. Іноді вали виготовляють заодно із шестернями (див. рис. 7.7, *а* та рис. 8.6, *а*) або з черв'яками (див. рис. 10.9, *а*).

В даному посібнику основну увагу приділимо валам редукторів загального призначення. Типова конструкція такого валу приведена на рис. 12.2.

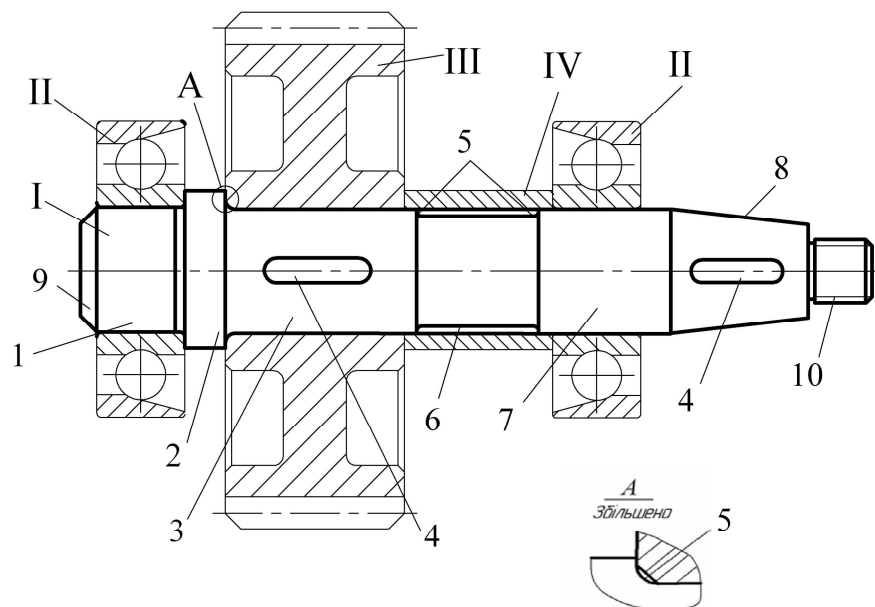


Рис. 12.2. Конструкція типового редукторного валу
I – вал; II – підшипник; III – колесо зубчасте; IV – втулка розпірна

Розглянемо основні конструктивні елементи валу.

Ц а п ф а 1 – ділянка осей і валів, якими вони опираються на підшипники, і яка сприймає радіальні і осьові навантаження. Якщо така ділянка

сприймає тільки осьові навантаження її називають п'ятою. Кінцеві цапфи, називають шипами (рис. 12.2, поз.1), а цапфи, розташовані на деякій відстані від кінців осей і валів, – шийками (рис. 12.2, поз. 7). Цапфи осей і валів, що працюють у підшипниках, частіш за все виконують циліндричними.

Буртик 2 – конструктивний елемент, призначений для осьової фіксації (упора) деталей, встановлених на валу.

Посадочна поверхня 3 валу для призначена для установки на вал деталей, що передають обертальний рух: шківів пасових передач, зірочок ланцюгових передач, зубчастих та черв'ячних коліс. Посадкові поверхні осей і валів виконують циліндричними і, набагато рідше, конічними (рис. 12.2, поз. 8, посадочна поверхня під шків пасової передачі). Останні застосовують, наприклад, для полегшення установки на вал і зняття з його важких деталей при підвищеній точності центрування деталей.

Шпонкова канавка 4 призначена для установки шпонки, яка дозволяє створити з'єднання валу з обертовими деталями (зубчастими і черв'ячними колесами, шківками, зірочками та ін.), здатне передавати обертальний момент.

Галтель 5 – поверхня плавного переходу від одної ступені осі або вала до іншої. Для зниження концентрації напружень радіуси закруглень галтелей приймають можливо більшими.

Проточка 6 – проміжна ділянка валу, призначена для поліпшення центрування розпірної втулки на валу і зменшення його маси.

Фаска 9 – коротка конічна проточка торців осей і валів для полегшення центрування обертових деталей і запобігання травмування складальника при установці їх на вали.

Різьбовий кінець 10 призначений для осьової фіксації на конічній посадковій поверхні валу шківа, зірочки або зубчастого колеса.

Матеріали осей і валів. В якості матеріалів для валів і осей використовують вуглецеві і леговані сталі завдяки їх високим механічним характери-

стикам, здібності до зміцнювання і легкості одержання циліндричних заготовок ковкою.

Невідповідальні осі і вали, габарити яких не обмежені, виготовляють з сталі Ст. 5.

Для більш відповідальних валів, в тому числі, для більшості валів редукторів загального призначення, використовують сталі 45, 50, 40Х з термічним покращенням (гартування з високим відпуском).

Для відповідальних високонавантажених валів, які повинні мати невеликі габарити, використовують леговані сталі 40ХН, 30ХГС та інші з термообробкою покращення, гартування ТВЧ.

Нарешті, для дуже відповідальних важконавантажених валів і валів, що опираються на підшипники ковзання, використовують цементовані сталі 20Х, 20ХН, 12ХНЗА та інші.

12.2. Критерії працездатності і проектний розрахунок валів і осей

Основні критерії працездатності. Критеріями працездатності і розрахунків валів є міцність і жорсткість. Практика показує, що руйнування валів і осей швидкохідних машин найчастіше має втомний характер, тому основним є розрахунок на втомну міцність, при яких опір втомлюваності осей і валів оцінюється коефіцієнтом запасу міцності по витривалості.

Для запобігання незворотних пластичних деформацій, які виникають у валах під дією короточасних перевантажень, для них виконують і перевірочні розрахунки на статичну міцність.

Жорсткість, що забезпечує нормальну роботу зачеплення і підшипників оцінюється прогином в місцях посадок деталей і кутами нахилу або закручування перерізів.

Оскільки розрахунок і конструювання валів є процесами взаємозв'язаними, повний розрахунок валів виконується в декілька (найчастіше в чотири) етапів:

- 1) орієнтовний (проектний) розрахунок на кручення;
- 2) розрахунок на складний опір – кручення зі згином (після першого етапу ескізної компоновки);
- 3) перевірочний розрахунок на втомну міцність у найбільш небезпечних перерізах;
- 4) перевірка на жорсткість.

Основним розрахунковим навантаженням є обертальний момент і момент згину. Вплив сил стиску і розтягу, як правило, не враховується.

Для розрахунку і проектування валів редукторів, коробок передач або відкритих передач повинні бути відомими:

- компоувальна схема, яка визначає взаємне розміщення валів і деталей, що ними підтримуються;
- сили, що діють в зачепленні і обертальні моменти, які передають вали;
- геометричні розміри елементів передач.

Проектний розрахунок валів. На даному етапі невідомі відстані між опорами валу, тому проектний розрахунок валу виконують умовно тільки на кручення. При цьому розрахунку вплив згину, концентрацій напружень і характеру навантажень на міцність валу компенсується зниженням допустимих напружень на кручення $[\tau_k]$.

При виконанні розрахунку на кручення звичайно визначають діаметр вихідного кінця валу. Виходячи з умови міцності на кручення

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_k]$$

а також, маючи на увазі, що $W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 0,2d^3$ (для круглих валів), маємо:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau_k]}} \quad (12.1)$$

де d – мінімальний розрахунковий діаметр валу, мм;

W_p – полярний момент опору, м³;

T – крутний момент в даному перерізі валу, Н·м;

$[\tau_k]$ – допустиме напруження при крученні, МПа.

Для валів з сталей Ст.5, Ст.6, Сталь 45, Сталь 50, Сталь 40Х при визначенні діаметра вихідного кінця приймають $[\tau_k] = 15..30$ МПа. Менші значення з цього діапазону беруть для швидкохідних валів, більші – для тихохідних. При визначенні діаметрів посадочних поверхонь під зубчасте колесо приймають проміжні значення – $[\tau_k] = 20..25$ МПа.

Одержане за формулою (12.1) розрахункове значення діаметра округляють до найближчого нормального розміру з ряду Ra40 (табл. К1 Додатку К) в бік збільшення.

За вибраним значенням діаметра з врахуванням зручності складання і фіксації деталей в осьовому напрямку призначають решту стандартних посадочних діаметрів валу. Доцільно брати таку різницю діаметрів ступенів валів, щоб при складанні можна було насадити деталь не виймаючи шпонку, що змонтована в пазу меншого діаметру.

Діаметри валу під підшипники кочення приймають з урахуванням розміщення на них підшипників потрібної довговічності і відповідно до стандартних діаметрів їх внутрішніх кілець, які закінчуються на 0 або 5. Така умова звичайно забезпечується використанням для розрахунку посадкового діаметру валу під підшипник по залежності:

$$d_n = d + (5..10), \text{ мм} \quad (12.2)$$

Якщо вихідний кінець валу з'єднується з електродвигуном, рекомендується приймати діаметр валу $d_g = (0,8..1,0)d_e$, де d_e – діаметр валу електродвигуна.

12.3. Розрахунок валів на складний опір

Після виконання проектного розрахунку валів і 1-го етапу ескізної компоновки переходить до розрахунків валів на складний опір.

Основою розрахунку валів на складний опір є розрахункова схема. Розрахункова схема складається на основі кінематичної (просторової) схеми, геометричного і силового розрахунків передач і 1-го етапу ескізної компоновки. При складанні розрахункової схеми необхідно: розмістити точки, у яких розташовані умовні опори, визначити величину і напрямки сил, які діють на вал, а також точки їх прикладення.

Складання розрахункових схем валів виконують, додержуючись наступних правил:

– опору, яка сприймає тільки радіальні навантаження вважають шарнірно-рухомою; опору, яка сприймає радіальні і осьові навантаження – шарнірно-нерухомою;

– точки прикладення реакції опори розташовують: посередині ширини підшипника – для радіального підшипника (рис. 12.3, а); у точці пересічення геометричної вісі підшипника і прямої, проведеної через центр шарика або ролика – для радіально-упорних підшипників (рис. 12.3, б, в); на 1/3 відстані між рядами тіл кочення – для дворядного підшипника (рис. 12.3, г).

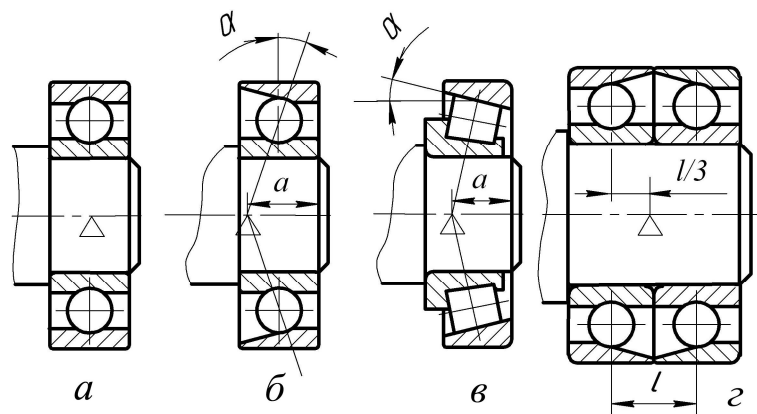


Рис. 12.3. До визначення точок прикладення реакцій в опорах валів

– відстань між торцем підшипника і точкою прикладення реакцій опор для однорядних радіально-упорних підшипників визначається по формулам:

– для шарикових:

$$a = 0,5 \left[B + \frac{d + d}{2} \operatorname{tg} \alpha \right] \quad (12.3)$$

– для роликових:

$$a = \frac{T}{2} + (d + D) \frac{e}{6} \quad (12.4)$$

де $e = 1,5tg\alpha$, для роликів конічних підшипників звичайно приводиться у каталогах на підшипники;

α – кут нахилу доріжки кочення конічного радіально-упорного підшипника, приводиться у таблицях для підшипників конкретної серії;

D, d, B, t – розміри підшипника, які задаються в таблицях ДСТУ на підшипники;

– при визначенні напрямку сил слід враховувати, що: на веденому колесі колова сила є рушійною і спрямована в бік обертання; на ведучій шестерні (або черв'яку) колова сила є реакцією з боку веденого колеса і спрямована у бік, протилежний обертанню; осьова сила спрямована усередину зуба; радіальна сила завжди спрямована до центру (вісі) колеса і спонукає розпір коліс у зачепленні.

Розрахунок валів виконують у наступній послідовності:

1. Розробка розрахункової схеми.
2. Побудова епюри згинаючих моментів у вертикальній M_z і горизонтальній M_y площинах (рис.12.4).

3. Побудова епюри сумарних згинаючих моментів, які визначаються за залежністю:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} \quad (12.5)$$

4. Побудова епюри крутних моментів T .
5. Побудова епюри приведених моментів, де значення приведених моментів визначають за залежністю:

$$M_{np} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha T)^2} \quad (12.6)$$

У цій формулі коефіцієнт α враховує різницю між характеристиками циклів зміни напружень згину та кручення. Для реверсивних передач приймають $\alpha = 1$, а для нереверсивних вираховують по залежності:

$$\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]} \quad (12.7)$$

де $[\sigma_{-1}]$, $[\sigma_0]$ – відповідно, допустимі знакозмінне та пульсуюче напруження для валу.

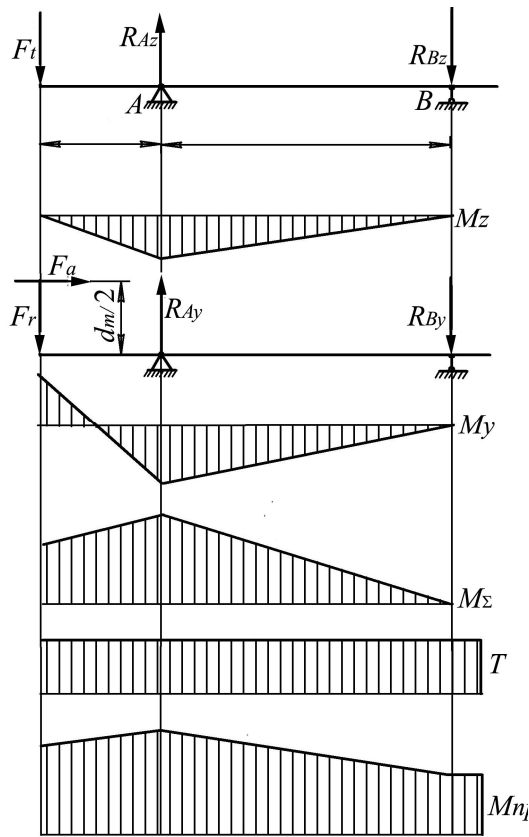


Рис. 12.4. Приклад побудови епюр для ведучого валу конічного одноступінчастого редуктора.

рочний і тільки після конструювання і попереднього оформлення кресленика валу. Це викликано тим, що втомна міцність залежить від ряду факторів, що визначаються при конструюванні: радіусами галтелей, різницею між діаметрами, шорсткістю поверхонь, величиною шпонкових пазів, натягом у посадках коліс на вал і т.п.

Як правило перевіряють найбільш небезпечний переріз, в якому є концентрація напружень (найчастіше – під зубчастим колесом). При перевірці визначають розрахунковий коефіцієнт запасу міцності по границі витривалості (втомної міцності) і порівнюють з допустимим.

Звичайно редукторні вали знаходяться в складному напруженому стані (зазнають напруження згину, кручення і розтягу-стиску (останнім звичайно нехтують)).

При розрахунку валів вважають, що:

Приклад побудови розрахункової схеми та всіх перелічених епюр приведено на рис. 12.4.

6. Визначення діаметрів валів у характерних точках за залежністю:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{[\sigma_{-1}]}} \quad (12.8)$$

Після розрахунку на складний опір необхідно виконати конструювання валу, під час якого остаточно визначаються всі елементи його конструкції.

12.4. Розрахунок валів на втомну міцність

Розрахунок виконується як переві-

– напруження з г и н у змінюються за симетричним знакозмінним циклом (рис. 12.5), при цьому, напруження амплітуди дорівнює максимальному напруженню циклу, а середнє напруження дорівнює нулю, тобто:

$$\sigma_a = \sigma_{\max}; \sigma_m = 0; \quad (12.9)$$

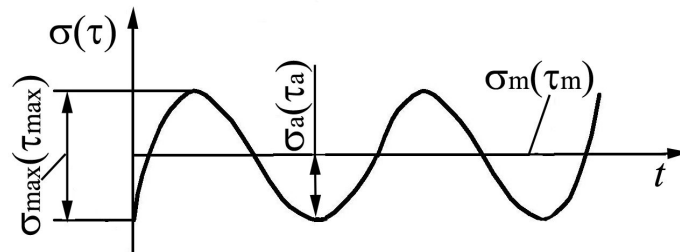


Рис. 12.5. Симетричний знакозмінний цикл зміни напружень

– напруження к р у ч е н н я змінюються: для нереверсивної передачі по пульсуючому циклу (рис. 12.6), при цьому амплітудне і середнє напруження цикла дорівнюють половині максимального напруження циклу, тобто:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2}; \quad (12.10)$$

для реверсивної передачі – по симетричному знакозмінному циклу (див. рис. 12.5), при цьому

$$\tau_a = \tau_{\max}; \tau_m = 0. \quad (12.11)$$

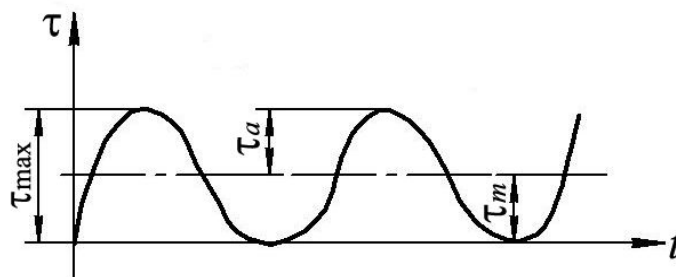


Рис. 12.6. Пульсуючий (віднульовий) цикл зміни напружень

В загальному випадку при одночасній дії нормальних і дотичних напружень, розрахунковий коефіцієнт запасу втомної міцності визначають:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] \quad (12.12)$$

де n_σ і n_τ – відповідно коефіцієнти запасу втомної міцності за нормальними і дотичними напруженнями;

$[n]$ – допустиме значення коефіцієнта запасу втомної міцності (для валів загального машинобудування $[n] = 1,3 \dots 2,5$).

Коефіцієнти запасу втомної міцності:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (12.13)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (12.14)$$

де σ_1, τ_{-1} – границя витривалості гладкого зразку при симетричному циклі напружень, відповідно при згині і крученні, МПа;

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ – коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень, відповідно при згині і крученні. Значення цих коефіцієнтів беруть з таблиць (табл. Е1 Додатку Е) відповідно до властивостей матеріалу вала;

$K_{\sigma D}, K_{\tau D}$ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень.

Амплітуду та середнє значення нормальних напружень для симетричного циклу приймають у відповідності із залежністю (12.9).

Амплітуди та середні значення дотичних напружень: для н е р е в е р с и в н о ї передачі – у відповідності із залежністю (12.10), а для р е в е р с и в н о ї передачі – у відповідності із залежністю (12.11).

Максимальні значення напружень згину та кручення знаходять по формулам:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{зг}}}{W_o}; \quad (12.15)$$

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_p}, \quad (12.16)$$

де $M_{\text{зг}}, T$ – згинальний та крутний моменти у даному перерізі валу, Н·м;

W_o – осьовий момент опору валу, м³;

W_p – полярний момент опору валу, м³.

У якості M_u та T приймають найбільші тривало діючі значення цих силових факторів. Осьовий та полярний моменти опору:

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} = 0,1d^3 ; W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 0,2d^3 , \quad (12.17)$$

де d – діаметр валу у небезпечному перерізі, для якого виконується розрахунок.

При симетричному циклі (реверсивна передача) вирази (12.13) і (12.14) для розрахунку коефіцієнтів запасу втомної міцності матимуть вигляд:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a} \quad (12.18)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a} \quad (12.19)$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ при відсутності технологічного зміцнення поверхонь валу визначають за залежностями:

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma} \quad (12.20)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau} \quad (12.21)$$

При наявності технологічного зміцнення (ХТО, обдуб дробом, обкатка роликми) ці коефіцієнти визначаються:

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \quad (12.22)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \quad (12.23)$$

де K_σ, K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень для полірованого зразка, які обираються з табл. Е4...Е6 Додатку Е в залежності від типу концентратора (галтель, фаска, шпонкова канавка, шліцьові та різьбові поверхні);

K_σ^n, K_τ^n – коефіцієнт, який враховує вплив стану поверхні (шорсткість) на втомну міцність валу, їх значення обираються з таблиць (табл. Е7 Додатку Е);

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ – коефіцієнти, які враховують вплив абсолютних розмірів деталей на їх втомну міцність (масштабні коефіцієнти), їх значення обираються з таблиць (табл. Е9 Додатку Е);

β – коефіцієнт підвищення межі витривалості при поверхневому зміцненні, якій обирають в залежності від типу ХТО (табл. Е10 Додатку Е).

При розрахунку валу у місцях посадок деталей на вал коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ стану поверхні не враховуються, в цьому випадку використовують співвідношення $\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}, \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}$, значення яких визначають з таблиць в залежності від розмірів валу та характеру посадки, наприклад, за табл. Е5 Додатку Е.

При наявності в одному перерізі декількох концентраторів напружень, враховують один з них, для якого $K_{\sigma D}, K_{\tau D}$ найбільші.

Якщо у результаті розрахунку встановлено, що запас втомної міцності менше допустимого, тобто не виконується нерівність (12.12), то у першу чергу змінюють конфігурацію валу, тобто пробують збільшити запас витривалості конструкторськими методами (змінюють форми переходів у галтелях, збільшують радіуси тощо). Тільки після того, як вказані заходи не допоможуть змінюють діаметр валу.

12.5. Розрахунок валів і осей на жорсткість

Перевірочний розрахунок валів на жорсткість виконується в тих випадках, коли їх деформація суттєво впливає на роботу спряжених з ними деталей. Так, наприклад, занадто великий нахил пружної лінії валу під зубчастим колесом від прогину впливає на роботу зубчастого зачеплення і підшипників.

Розрахунок на жорсткість зводиться до визначення величини прогинів і кутів повороту поперечних перерізів валу та порівнянні розрахованих параметрів з їх допустимими значеннями, відповідно до умов:

$$y \leq [y]; \theta \leq [\theta],$$

де y, θ , – розрахункові величина прогину і кут закручення валу;

$[y], [\theta]$ – допустимі значення вказаних параметрів, які призначають в залежності від конкретних вимог до валів. Так, наприклад [1], для перерізів валів під циліндричними зубчастими колесами призначають $[y] = 0,01m$ мм , для валів конічних, гіпоїдних і черв'ячних передач – $[y] = 0,005$ (m – модуль передачі); для валів під підшипники ковзання $[\theta] \leq 0,001$ рад., для валів під радіальні шарикові підшипники – $[\theta] \leq 0,01$ рад.

Допустимі кути закручування валів в залежності від їх призначення призначаються за табл. Е13 Додатку Е.

Розрахунок параметрів жорсткості валів визначають відомими методами опору матеріалів. Як правило, для редукторних валів загального призначення розрахунки на жорсткість не виконуються.

Особливості розрахунку осей. Як відомо, на осі діють тільки напруження згину. Проектний розрахунок осей на статичну міцність аналогічний розрахунку балок з шарнірними опорами відомими методами опору матеріалів.

Перевірочний розрахунок на втомну міцність і згинальну жорсткість ведеться аналогічно розрахунку валів, маючи на увазі, що крутний момент $T = 0$.

12.6. Приклад перевірконого розрахунку валу на втомну міцність

Завдання. Визначити коефіцієнти запасу втомної міцності для небезпечних перерізів веденого валу одноступінчастого циліндричного редуктора (рис. 12.7).

Вихідні дані до розрахунку:

- обертальний момент, що передається валом: $T = 800$ Н·м;
- сумарні згинальні моменти у перерізах валу: $M_{32}^{I-I} = 565$ Н·м;
 $M_{32}^{II-II} = 750$ Н·м; $M_{32}^{III-III} = 740$ Н·м;
- вал працює у нереверсивному режимі;
- допустимий запас витривалості: $[n] = 1,8$;
- матеріал валу Сталь 40Х з характеристиками (табл. Е1...Е2 Додатку Е):

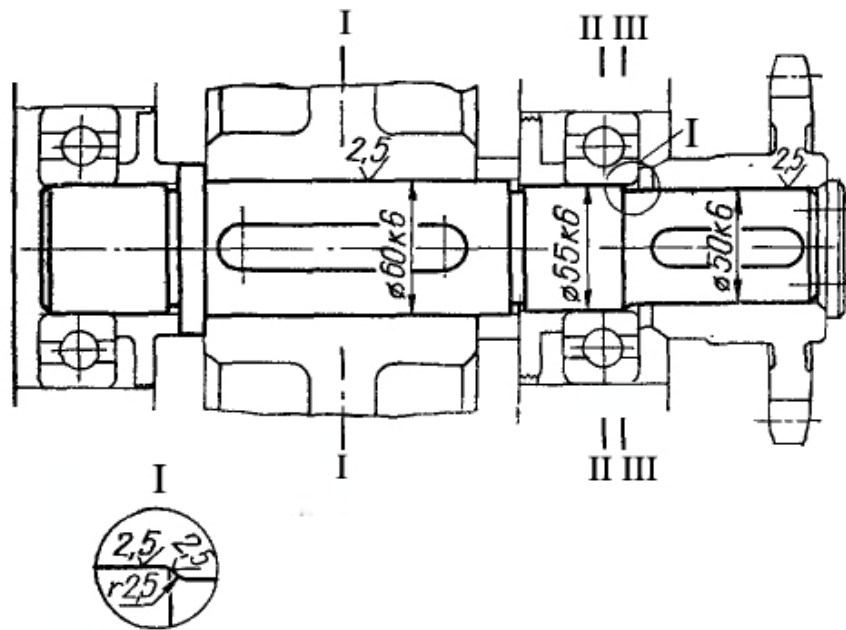


Рис. 12.7. Розрахункова схема веденого валу одноступінчастого циліндричного редуктора

- тимчасовий опір розриву: $\sigma_s = 1000$ МПа;
- границя витривалості при симетричному циклі напружень згину: $\sigma_{-1} = 450$ МПа;
- границя витривалості при симетричному циклі напружень кручення: $\tau_{-1} = 250$ МПа;
- коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень відповідно при згині і крученні: $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

Рішення. Почергово перевіряємо запас втомної міцності у небезпечних перерізах валу.

Переріз I-I. Концентраторами напружень у цьому перерізі є шпонковий паз і посадка маточини зубчастого колеса на вал.

Знаходимо ефективні коефіцієнти концентрації напружень від шпонкового пазу. По табл. Е3 Додатку Е для валу зі сталі 40Х при $\sigma_s = 1000$ МПа: $K_\sigma = 2,27$; $K_\tau = 2,17$. Масштабний коефіцієнт для валу діаметром $d = 60$ мм за табл. Е9 Додатку Е: $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,78$. Коефіцієнт стану поверхні при $Rz 2,5$ мкм (табл. Е7 і Е8 Додатку Е) $K_\sigma'' = K_\tau'' = 1,18$.

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ при відсутності технологічного зміцнення поверхонь валу визначаємо за залежностями (12.20) і (12.21):

$$K_{\sigma D} = \frac{2,27 + 1,18 - 1}{0,78} = 3,14;$$

$$K_{\tau D} = \frac{2,17 + 1,18 - 1}{0,78} = 3,0.$$

2. Визначаємо ефективні коефіцієнти концентрації напружень від посадки $\frac{H7}{k6}$ маточини зубчастого колеса на вал. За табл. Е5 Додатку Е при $\sigma_s = 1000$ МПа і $d = 60$ мм: $K_{\sigma D} = 3,45$; $K_{\tau D} = 2,63$.

Оскільки у перерізі І два концентратори напружень, приймаємо найбільші значення для кожного з них як розрахункові: $K_{\sigma D} = 3,45$; $K_{\tau D} = 3,0$.

3. Визначаємо запас втомної міцності по нормальним напруженням за формулою (12.13):

$$n_{\sigma}^{I-I} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a^{I-I} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m^{I-I}} = \frac{450}{3,45 \cdot 30,12} = 4,33,$$

де амплітуда і середнє значення нормального напруження згину за формулою (12.9) з врахуванням (12.15):

$$\sigma_a^{I-I} = \sigma_{\max}^{I-I} = \frac{M_{zc}^{I-I}}{W_o^{I-I}} = \frac{565 \cdot 10^3}{18760} = 30,12 \text{ МПа}; \quad \sigma_m^{I-I} = 0,$$

де осьовий момент опору для круглого валу $d = 60$ мм, ослабленого шпонковим пазом, за табл. Е11 Додатку Е $W_o = 18760$ мм³.

4. Знаходимо запас втомної міцності по дотичним напруженням в цьому ж перерізі І. Попередньо визначаємо полярний момент опору для круглого валу $d = 60$ мм, ослабленим шпонковим пазом за табл. Е11 Додатку Е $W = 40000$ мм³.

Максимальне напруження кручення за формулою (12.16):

$$\tau_{\max}^{I-I} = \frac{T^{I-I}}{W_p^{I-I}} = \frac{800 \cdot 10^3}{40000} = 20 \text{ МПа}.$$

Знаходимо амплітуду і середнє значення напружень кручення за формулою (12.10):

$$\tau_a^{I-I} = \tau_m^{I-I} = \frac{\tau_{\max}^{I-I}}{2} = \frac{20}{2} = 10 \text{ МПа.}$$

Запас втомної міцності по дотичним напруженням за формулою (12.14):

$$n_\tau^{I-I} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a^{I-I} + \psi_\tau \cdot \tau_m^{I-I}} = \frac{250}{3 \cdot 10 + 0,1 \cdot 10} = 8,06.$$

Перевіряємо загальний запас втомної міцності у перерізі I-I за нерівністю (12.12):

$$n = \frac{n_\sigma^{I-I} n_\tau^{I-I}}{\sqrt{(n_\sigma^{I-I})^2 + (n_\tau^{I-I})^2}} = \frac{4,33 \cdot 8,06}{\sqrt{4,33^2 + 8,06^2}} = 3,81 > [n] = 1,8.$$

Переріз II-II. В даному перерізі один концентратор – посадка підшипника на вал.

1. Визначаємо ефективні коефіцієнти концентрації напружень від вказаного концентратора. За табл. Е5 Додатку Е для валу зі сталі 40Х при $\sigma_s = 1000 \text{ МПа}$: $K_\sigma = 4,6$; $K_\tau = 3,26$.

2. Визначаємо запас втомної міцності по нормальним напруженням у перерізі II-II по формулі (12.13):

$$n_\sigma^{II-II} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a^{II-II} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m^{II-II}} = \frac{450}{4,6 \cdot 45,08} = 2,17,$$

де амплітуда і середнє значення нормальних напружень згину визначається так же, як і для перерізу I-I:

$$\sigma_a^{II-II} = \sigma_{\max}^{II-II} = \frac{M_{32}^{II-II}}{W_o^{II-II}} = \frac{T^{II-II}}{0,1(d^{II-II})^3} = \frac{750 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55^3} = 45,08 \text{ МПа; } \sigma_m^{II-II} = 0.$$

3. Визначаємо запас втомної міцності по дотичним напруженням у перерізі II-II по формулі (12.14):

$$n_\tau^{II-II} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a^{II-II} + \psi_\tau \cdot \tau_m^{II-II}} = \frac{250}{3,26 \cdot 12,02 + 0,1 \cdot 12,02} = 6,19,$$

де максимальне напруження кручення по формулі (12.15)':

$$\tau_{\max}^{\text{II-II}} = \frac{T^{\text{II-II}}}{W_p^{\text{II-II}}} = \frac{T^{\text{II-II}}}{0,2(d^{\text{II-II}})^3} = \frac{T^{\text{II-II}}}{0,2 \cdot 55^3} = \frac{800 \cdot 10^3}{33275} = 24,04 \text{ МПа},$$

а амплітуда і середнє значення напружень кручення по формулам (12.10):

$$\tau_a^{\text{II-II}} = \tau_m^{\text{II-II}} = \frac{\tau_{\max}^{\text{II-II}}}{2} = \frac{24,04}{2} = 12,02 \text{ МПа}.$$

4. Перевіряємо загальний запас втомної міцності у перерізі II-II по нерівності (12.12):

$$n = \frac{n_{\sigma}^{\text{II-II}} n_{\tau}^{\text{II-II}}}{\sqrt{(n_{\sigma}^{\text{II-II}})^2 + (n_{\tau}^{\text{II-II}})^2}} = \frac{2,17 \cdot 6,19}{\sqrt{2,17^2 + 6,19^2}} = 2,05 > [n] = 1,8$$

Переріз III-III. В даному перерізі один концентратор – галтельний перехід від діаметра $d = 55$ мм до діаметра $d = 50$ мм.

1. Визначаємо ефективні коефіцієнти концентрації напружень від вказаного концентратора.

$$\text{При } h = \frac{55 - 50}{2} = 2,5 \text{ мм і } r = 2,5 \text{ мм: } \frac{h}{r} = \frac{2,5}{2,5} = 1; \frac{r}{d_{\min}} = \frac{2,5}{50} = 0,05, \text{ тоді}$$

за табл. Е6 Додатку Е $K_{\sigma} = 1,83$; $K_{\tau} = 1,52$.

Масштабний фактор при згині і крученні для діаметра $d = 50$ мм (табл. Е9 Додатку Е) $\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} = 0,8$. Коефіцієнт стану поверхні при $Rz 2,5$ мкм (табл. Е8 Додатку Е) $K_{\sigma}^{\text{II}} = K_{\tau}^{\text{II}} = 1,18$.

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ при відсутності технологічного зміцнення поверхонь валу визначаємо за залежностями (12.20) і (12.21):

$$K_{\sigma D} = \frac{1,83 + 1,18 - 1}{0,8} = 2,51;$$

$$K_{\tau D} = \frac{1,52 + 1,18 - 1}{0,8} = 2,13.$$

Амплітуда і середнє значення нормальних напружень згину:

$$\sigma_a^{\text{III-III}} = \sigma_{\text{max}}^{\text{III-III}} = \frac{M_{\text{зс}}^{\text{III-III}}}{W_o^{\text{III-III}}} = \frac{T^{\text{III-III}}}{0,1(d^{\text{III-III}})^3} = \frac{740 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50^3} = 59,2 \text{ МПа}; \sigma_m^{\text{III-III}} = 0.$$

Максимальне напруження кручення:

$$\tau_{\text{max}}^{\text{III-III}} = \frac{T^{\text{III-III}}}{W_p^{\text{III-III}}} = \frac{T^{\text{III-III}}}{0,2(d^{\text{III-III}})^3} = \frac{T^{\text{III-III}}}{0,2 \cdot 50^3} = \frac{800 \cdot 10^3}{25000} = 32 \text{ МПа}.$$

Амплітуда і середнє значення напружень кручення:

$$\tau_a^{\text{III-III}} = \tau_m^{\text{III-III}} = \frac{\tau_{\text{max}}^{\text{III-III}}}{2} = \frac{32}{2} = 16 \text{ МПа}.$$

Запас втомної міцності по нормальним напруженням:

$$n_{\sigma}^{\text{III-III}} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a^{\text{III-III}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m^{\text{III-III}}} = \frac{450}{2,51 \cdot 59,2} = 3,03.$$

Запас втомної міцності по дотичним напруженням:

$$n_{\tau}^{\text{III-III}} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a^{\text{III-III}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m^{\text{III-III}}} = \frac{250}{2,13 \cdot 16 + 0,1 \cdot 16} = 7,01.$$

4. Перевіряємо загальний запас втомної міцності у перерізі III-III за нерівністю (12.12):

$$n = \frac{n_{\sigma}^{\text{III-III}} n_{\tau}^{\text{III-III}}}{\sqrt{(n_{\sigma}^{\text{III-III}})^2 + (n_{\tau}^{\text{III-III}})^2}} = \frac{3,03 \cdot 7,01}{\sqrt{3,03^2 + 7,01^2}} = 2,78 > [n] = 1,8$$

Таким чином, втомна міцність валу забезпечується у всіх трьох небезпечних перерізах.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Який елемент механічного приводу називається валом?
2. Дайте визначення осі і поясніть її призначення.
3. Які вали за геометричною формою застосовуються у машинах? Приведіть приклади застосування валів різної геометричної форми.
4. Перелічіть основні конструктивні елементи валів і поясніть їх призначення.
5. Які матеріали застосовуються для виготовлення валів?
6. Як призначаються матеріал і термообробка для виготовлення валів різної ступені відповідальності?
7. Які головні деформації випробують редукторні вали в процесі їх експлуатації?
8. Перелічіть основні етапи повного розрахунку валів.
9. Поясніть зміст і порядок проектного розрахунку валу. Який параметр валу розраховується при його проектному розрахунку?

10. На які деформації розраховується вал при його перевірконому розрахунку на складний опір?
11. Поясніть поняття приведенного моменту, по якому визначається міцність валу при його розрахунках на складний опір.
12. Дайте визначення втомної міцності валу. Яким параметром вона оцінюється?
13. Поясніть поняття концентратора напружень. Як враховується дія концентраторів напружень різного типу при розрахунках валів на втомну міцність?
14. Для яких валів, як правило, виконують перевірочні розрахунки на жорсткість?
15. Перелічіть основні параметри, якими характеризується жорсткість валів.
16. Назвіть особливості розрахунку осей у порівнянні з розрахунком валів.

Глава 13.

ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

Підшипники є опорами валів і осей, які обертаються. Вони сприймають навантаження, які діють на вали і осі і передають їх на корпус машин. Якість підшипників в значній мірі визначає надійність і довговічність машин.

В залежності від виду тертя підшипники поділяються на підшипники ковзання і підшипники кочення.

Не зважаючи на те, що в сучасному машинобудуванні в основному використовуються підшипники кочення, знаходять використання і підшипники ковзання, які в деяких випадках є незамінними.

13.1. Конструкція і загальні відомості

Найчастіше підшипники ковзання мають конструкцію, яка складається з корпусу, вкладишів і мастильних приладів. Конструкції підшипників ковзання різноманітні і визначаються конструкціями машин в склад яких вони входять.

Основним елементом підшипника ковзання є вкладиш 2 (рис. 13.1, а), який вмонтовується в корпус або станину 1 машини. Вкладиш звичайно має мастильну канавку 4, в яку через радіальний отвір 3 подається мастило. Мастило, що подається в підшипник, служить для зменшення тертя між вкладишем і цапфою валу або осі.

Підшипники ковзання діляться на нерознімні (див. рис. 13.1, а) і рознімні (рис. 13.1, б).

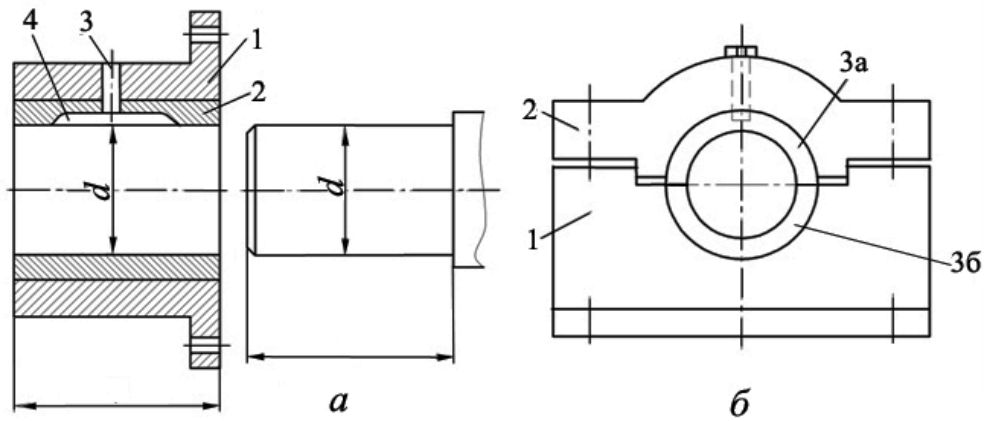


Рис. 13.1. Конструкції підшипників ковзання

Рознімний підшипник складається з корпусу 1, кришки 2 і вкладиша 3, який уявляє собою дві половинки циліндричної втулки – 3а і 3б. Кришка підшипника кріпиться до корпусу болтами. Перевагою рознімних підшипників є те, що вони допускають регулювання зазорів у підшипнику, а також, значно зручніші у монтажу. Площину розніму підшипника виконують перпендикулярно до напрямку дії навантаження.

Прикладом використання рознімних і нерознімних підшипників ковзання в автомобільній техніці може бути шатун – деталь кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння (рис. 13.2).

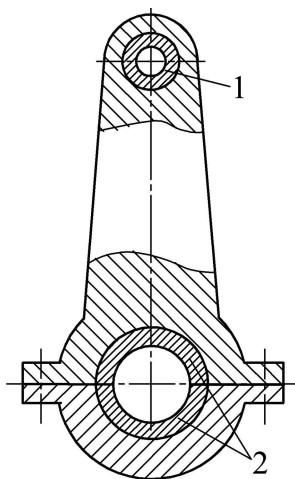


Рис. 13.2. Шатун автомобільного двигуна

Верхня головка шатуна – нерознімний підшипник, а нижня – рознімний. Вкладиш підшипника верхньої головки – бронзова втулка 1, що запресована у корпус шатуна. Вкладиш підшипника нижньої головки – два тонкостінних сегменти 2 із сталеної стрічки, залитої антифрикційним сплавом на основі алюмінію і з доповненням оловом.

Переваги підшипників ковзання:

- надійність роботи в швидкохідних приводах;
- здатність сприймати великі удари і вібраційні навантаження;
- безшумність роботи;
- порівняно малі радіальні розміри;

- різні підшипники дозволяють використовувати їх для опор шийок колінчастих валів;
- порівняна простота конструкції.

Недоліки підшипників ковзання:

- в процесі роботи вимагають постійного догляду через високі вимоги до мащення і безпеки перегріву;
- порівняно великі осьові розміри;
- значні втрати на тертя (особливо при пуску і при незадовільному змащенні) ;
- велика кількість мастильного матеріалу, що використовуються в процесі експлуатації.

Застосування підшипників ковзання:

- для валів з ударними і вібраційними навантаженнями (молоти, поршневі машини, вібратори, дробарки);
- для валів, коли за умовами складання потрібні радіально-рознімні підшипники (колінчасті вали);
- для валів великих діаметрів, для яких не існують підшипники кочення;
- при високих вимогах до точності роботи валів (шпинделі верстатів);
- для високошвидкісних валів (центрифуги);
- для валів тихохідних машин;
- при роботі у воді і агресивних середовищах.

13.2. Матеріали вкладишів

Матеріал вкладишів повинен мати низький коефіцієнт тертя, відсутність схильності до заїдання, високу теплопровідність і високий опір крихкому руйнуванню при дії ударних навантажень, високу зносостійкість. Зношуватись повинен вкладиш, а не цапфа валу, бо її заміна значно дорожче ніж заміна вкладиша. Довговічність вкладиша збільшується зі збільшенням твер-

дості поверхні цапфи тому останню звичайно оброблюють до високої твердості.

Для виготовлення вкладишів застосовують наступні матеріали:

- бронзи олов'яні (БрОФ10-1, БрОНФ10-1-1, БрОЦС5-5-5, БрОЦСТ6-6-3-1 і ін.), які мають найкращі антифрикційні якості;
- алюмінієво-залізні бронзи (БрАЖ9-4) і свинцеві (БрС30). Ці матеріали мають добрі механічні характеристики, але порівняно погано прироблюються, тому виникає підвищений знос цапф. Свинцеву бронзу використовують для покриття робочих поверхонь вкладишів при значних ударних навантаженнях, в тому числі знакозмінних – наприклад підшипники колінчастих валів;
- антифрикційні чавуни (АЧК-1, АЧК-2) мають хороші антифрикційні якості, але гірше ніж бронзи прироблюються. Використовуються для тихохідних, в міру навантажених валів;
- бабіти (Б16, Б6, БН і т. ін.) – одні з найкращих матеріалів вкладишів. Вони добре прироблюються, мало зношують вал, стійкі до заїдання але менш міцні, ніж бронзові і чавунні та більш коштовні;
- металокерамічні вкладиші виготовляють пресуванням при високих температурах порошків бронзи або заліза з додаванням графіту, міді, олова або свинцю. Вони мають високу пористість, що насичується маслом і можуть довго працювати без мащення;
- пластмасові вкладиші виготовляють з пластмас типу АТМ-2, фторопластів, текстоліту, капрону, нейлону, деревощарових пластиків (ДСП), які мають низький коефіцієнт тертя, добре прироблюються і стійкі до заїдання. Використовують в підшипниках гідротурбін, насосах, хімічній промисловості тощо;
- гумові вкладиші (шар гуми, що розміщують всередині сталеві втулки) використовують в підшипниках, які працюють, як правило, в воді.

13.3. Мащення підшипників ковзання

Для мащення підшипників ковзання застосовують рідкі, пластичні та тверді мастильні матеріали.

Найбільш поширеними є рідкі мастила, які рівномірно розподіляються по поверхні тертя, мають мале внутрішнє тертя, задовільно працюють у широкому діапазоні температур, легко передаються в зону мащення, мають охолоджуючі властивості. Переважно застосовують мінеральні масла (продукти перегонки нафти), рідше – рослинні і тваринні, які хоча й володіють високими мастильними властивостями, але значно дорожче мінеральних. Вода використовується для мащення вкладишів з дерева, гуми і деяких пластмас.

Пластичні мастила виготовляють загущенням рідких мінеральних мастил кальцієвими (солідоли) або натрієвими (консталіни) милами. Пластичні мастила добре герметизують підшипники і допускають підвищені тиски. Пластичні мастила працюють при температурах 60...160 °С.

Тверді мастильні матеріали застосовують в умовах, коли рідкі і пластичні матеріали непрацездатні (при низьких і високих температурах, у вакуумі, в агресивних середовищах). В якості твердих мастил частіш за все використовують колоїдний (високодисперсний) графіт і дисульфід молібдену.

Втрати на тертя у підшипниках ковзання оцінюються коефіцієнтом тертя f . На рис. 13.3 показана діаграма зміни f в залежності від коефіцієнта режиму роботи підшипника $\lambda = \frac{\mu}{p} \omega$, де μ – динамічна в'язкість масла, Па·с;

ω – кутова швидкість валу, c^{-1} ; p – середній тиск на опорну поверхню, Па.

Діаграма має три характерні ділянки. Ділянка 0-1 характерна майже постійним коефіцієнтом f . Тут швидкість мала, поверхні тертя торкаються одна однієї і шар мастила дуже тонкий (граничне тертя), мащення майже немає. Ділянка 1-2 характерна швидким зменшенням f внаслідок збільшення кутової швидкості ω .

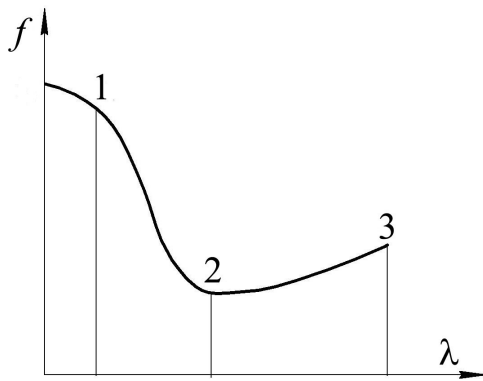


Рис. 13.3. Діаграма зміни коефіцієнта тертя у підшипнику ковзання

Граничне тертя, яке мало місце на ділянці 0-1 переходить в напіврідинне на ділянці 1-2. При цьому, всі виступи і нерівності контактних поверхонь покриті маслом, але без перебільшення.

Ділянка 2-3 – це ділянка рідинного тертя, коли поверхні цапфи валу і підшипника зовсім відділені одна від другої стійким шаром масла. В точці 2 коефіцієнт f і тепловиділення найменші, але немає запасу товщини шару, і тому оптимальні умови роботи підшипника будуть в зоні правіше точки 2.

13.4. Розрахунок підшипників ковзання

Критерії працездатності і розрахунку. Робота підшипників ковзання супроводжується абразивним зносом і заїданням, який є наслідком присутності в маслах твердих частинок, пилу тощо і підвищення тертя при пусках і зупинках. Заїдання підшипників виникає при їх перегріві. Мاستильна здатність масла при високих температурах зменшується, шар мастила руйнується і виникає тертя без мащення, в результаті чого виникає заїдання (зварювання) поверхонь. Отже заїдання є причиною виходу з ладу підшипників. Виходячи з цього можна зробити висновок: основними критеріями працездатності і розрахунків підшипників ковзання є зносостійкість і тепло-стійкість.

Умовний розрахунок. Підшипники ковзання розраховуються по середньому значенню тиску p і значенню $p \cdot V$ умовно, оскільки не існує теорії розрахунку при режимі невідосконаленого мащення.

Для нормальної і тривалої роботи радіальних підшипників повинні виконуватись умови:

$$p \leq [p] \quad (13.1)$$

$$p \cdot V \leq [p \cdot V], \quad (13.2)$$

де $p = \frac{R_r}{A}$ – середній тиск на опорну поверхню, МПа;

V – колова швидкість цапфи, м/с;

R_r – радіальне навантаження на підшипник, Н;

$A = b \cdot d$ – площа проекції цапфи на діаметральну площину, м²;

b і d – довжина і діаметр шипа (шийки) цапфи (рис. 13.4);

$[p]$ і $[pV]$ – допустимі значення p і $p \cdot V$, які залежать від матеріалів поверхонь тертя і беруться з таблиць (табл. 13.1).

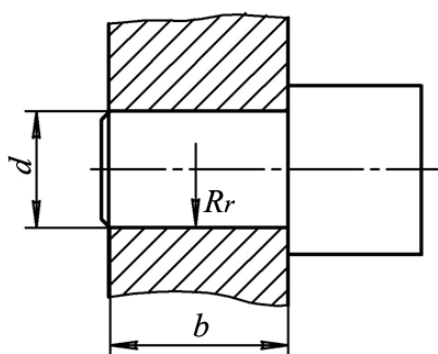


Рис. 13.4. Параметри опорної поверхні цапфи

Таблиця 13.1. Допустимі значення параметрів навантаження підшипників ковзання

Матеріали вкладиша	$[p]$, МПа	$[pV]$
Антифрикційний чавун:		
АЧК-1	0,5	2,5
АЧК-2	12	12
Бронза БрОЦС6-6-3	6	10
Бронза АЖ9-3	15	12
Бабіт Б16	15	10

Звичайно приймають $b = (0,5 \dots 1,3)d$. Якщо умови (13.1) або (13.2) в результаті розрахунку не виконуються, то необхідно змінити матеріал або ширину вкладиша і виконати повторний розрахунок.

Для упорних підшипників розрахунок ведеться аналогічно, але площа опорної п'яти залежить від її конструкції. Підп'ятники знаходяться в гірших умовах відводу тепла, тому значення $[p]$ і $[pV]$ для них приймаються на 20...30% нижче ніж для радіальних підшипників.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Яку роль відіграють підшипники у механічних приводах?
2. Які типи підшипників в залежності від виду тертя в них використовують у машинах?
3. Опишіть конструкцію простішого підшипника ковзання і перелічить його деталі.
4. Перелічить переваги і недоліки підшипників ковзання та охарактеризуйте область їхнього використання.
5. Які матеріали використовуються для виготовлення підшипників ковзання?
6. Охарактеризуйте критерії працездатності і розрахунку підшипників ковзання. Які розрахунки виконуються для цього типу підшипників?

Глава 14.

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

14.1. Основні відомості про підшипники кочення

Конструкція і загальні характеристики. Підшипник кочення це складальна одиниця (рис. 14.1), що має внутрішнє 1 і зовнішнє 2 кільця з доріжками кочення, тіла кочення 3 (шарики або ролики), як правило – сепаратор 4, що розділяє тіла кочення.

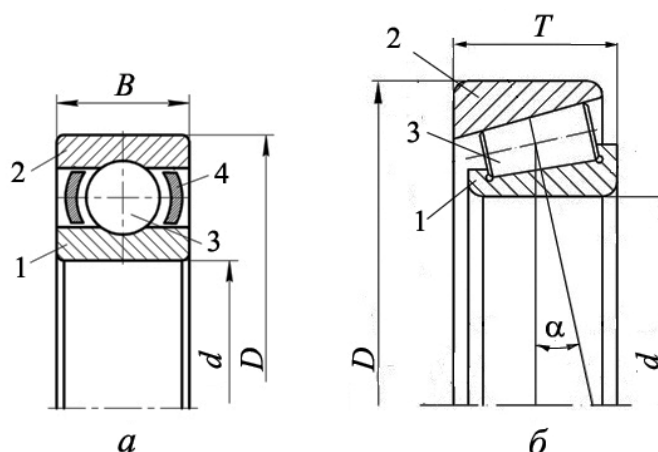


Рис. 14.1. Конструкція підшипника кочення
 а – шарикового радіального; б – роликового радіально-упорного

Внутрішнє кільце звичайно монтується на валу (осі), а зовнішнє – в корпусі. Таким чином, цапфа валу і корпус розмежовані тілами кочення. Це дозволяє замінити тертя ковзання тертям кочення і значно підвищити ККД підшипників (до $\eta = 0,999$).

Підшипники кочення широко розповсюджені в усіх галузях машинобудування, стандартизовані і виготовляються на спеціалізованих заводах.

Переваги підшипників кочення:

- порівняно мала вартість завдяки масовому виробництву;
- висока ступінь взаємозаміни, що полегшує ремонт і монтаж;
- малі втрати на тертя і незначний нагрів;
- висока надійність і навантажувальна здатність;
- простота в експлуатації і малі витрати мастил;
- малі габарити в осьовому напрямі.

Недоліки:

- знижена довговічність при ударних і вібраційних навантаженнях завдяки підвищеній жорсткості і підшипника;
- порівняно великі радіальні розміри;
- обмежена швидкохідність внаслідок виникнення небезпечності руйнування сепараторів під дією відцентрових сил;
- ненадійність при роботі в агресивних середовищах і при високих температурах;
- шум при великих швидкостях.
- великий розсів довговічності через неоднаковість зазорів в складеному підшипнику із-за неоднорідності матеріалів і термічної обробки деталей.

Класифікація. Підшипники кочення класифікуються за такими признаками:

1. По формі тіл кочення – шарикові (рис. 14.1, а) і роликові (рис. 14.1, б). Останні можуть бути циліндричними, конічними, бочкоподібними, голковими, гвинтовими.

2. За напрямом навантаження, яке сприймається підшипником – радіальні (сприймають переважно радіальне навантаження і короткочасне осьове, див. рис. 14.1, а), радіально-упорні (сприймають радіальне і осьове навантаження, див. рис. 14.1, б), упорно-радіальні (здатні сприймати значне осьове і незначне радіальне навантаження) і упорні (сприймають тільки осьове навантаження).

3. За числом рядів тіл кочення – одно- і багаторядні.

4. В залежності від навантажувальної здатності і габаритних розмірів підшипники одного і того ж внутрішнього діаметру розрізняються за серіями (рис. 14.2).

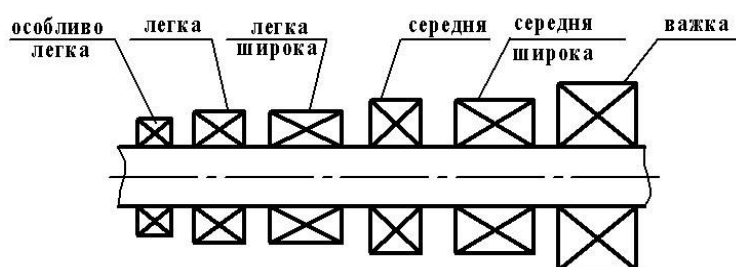


Рис. 14.2. Співвідношення ширини та діаметру підшипника

Усі підшипники кочення мають умовне позначення, приклад якого приведено на рис 14.3.



Рис. 14.3. Приклад позначення підшипника кочення.

14.2. Вибір і розрахунок підшипників

При проектуванні підшипників кочення їх не конструюють і не розраховують, а підбирають з числа стандартних відповідно до методики, що регламентована держстандартами і іншими нормативними документами.

Розрізняють вибір підшипників за базовою статичною вантажопідйомністю – для попередження залишкових деформацій, і за базовою динамічною вантажопідйомністю – для попередження втомного руйнування.

Вибір підшипників за базовою статичною вантажопідйомністю здійснюється для підшипників з частотою обертання $n \leq 10$ об/хв. (домкрати, затискні засоби тощо). Базова статична вантажопідйомність C_{0r} – це статичне радіальне навантаження, що відповідає залишковій деформації рівній 0,0001 діаметра тіла кочення. Значення C_{0r} беруть з каталогів.

Вибір за базовою динамічною вантажопідйомністю виконують при частоті обертання $n \geq 10$ об/хв. (при $n = 1...10$ об/хв. приймають $n = 10$ об/хв.).

Номінальна динамічна вантажопідйомність C_r для радіальних і радіально-упорних підшипників – це таке постійне радіальне навантаження, яке підшипник (з зовнішнім кільцем, яке не обертається) може витримати протягом номінального строку служби в один мільйон обертів при ймовірності його безвідмовної роботи 90 %.

Працездатність підшипника залежить від багатьох факторів, в тому числі від співвідношення осьового і радіального навантажень, характеру і частоти обертання кілець, характеру навантаження і температури. Вплив цих

факторів на працездатність враховується тим, що підшипники підбирають не за дійсними, а за еквівалентними навантаженнями.

Еквівалентні динамічні навантаження розраховуються:

– для однорядних радіальних і радіально-упорних шарикових і роликових підшипників:

$$R_E = (XVR_r + YR_a)K_\sigma K_T \quad (14.1)$$

– для радіальних підшипників з короткими циліндричними роликами:

$$R_E = VR_r K_\sigma K_T \quad (14.2)$$

– для упорних підшипників:

$$R_E = R_a K_\sigma K_T \quad (14.3)$$

де R_r – радіальне навантаження на підшипник (сумарна реакція опор), Н;

R_a – осьове навантаження на підшипник, Н;

V – коефіцієнт кільця; якщо обертається внутрішнє кільце, то $V = 1$, якщо зовнішнє – $V = 1,2$;

K_σ – коефіцієнт безпеки (для редукторів звичайно $K_\sigma = 1,3 \dots 1,5$);

K_T – температурний коефіцієнт (при $t \leq 100^\circ \text{C}$ $K_T = 1$, при $t = 100 \dots 200^\circ \text{C}$ $K_T = 1,05 \dots 1,25$);

X і Y – коефіцієнти радіального і осьового навантаження, значення яких визначають за таблицями (наприклад, табл. Ж1 Додатку Ж).

Осьова сила R_a , яка діє на підшипник, суттєво впливає на його довговічність. При розрахунках підшипників дія осьової сили враховується через коефіцієнт

$$\frac{R_a}{VR_r} \leq e,$$

що обумовлює вибір коефіцієнтів X і Y . Тут e – коефіцієнт, величина якого для радіальних і радіально-упорних шарикопідшипників визначається за спеціальними таблицями (наприклад, табл. Ж1 Додатку Ж) в залежності від

співвідношення: $\frac{R_a}{C_{0r}}$, а для роликів радіально-упорних підшипників приводиться у каталогах цих підшипників.

Для радіальних шарикових і радіально-упорних шарикових та роликів підшипників коефіцієнт e визначає мінімальне значення сили R_a при якому вона починає впливати на довговічність підшипника, тобто на коефіцієнти X і Y . Тобто, коли $\frac{R_a}{VR_r} \leq e$, осьова сила не впливає на значення еквівалентного навантаження, тому $X = 1$, $Y = 0$. Коли $\frac{R_a}{VR_r} > e$, погіршуються умови роботи підшипника, довговічність його зменшується. Це враховується коефіцієнтом e , що впливає на значення коефіцієнтів X і Y , які обирають з таблиць довідників і каталогів.

Для радіальних підшипників осьова сила R_a рівна зовнішній осьовій, тобто $R_a = F_a$, де F_a – осьова сила в зачепленні зубчастої (черв'ячної) передачі.

Для радіально-упорних шарикових і роликів підшипників R_a – це результуюча осьова сила, що діє на кожний підшипник і яку визначають з урахуванням зовнішньої осьової сили F_a , осьових складових R_s від радіальної сили R_r і розташування підшипників відносно зовнішніх сил.

Відмінною особливістю радіально-упорних підшипників є наявність кута контакту α , який дорівнює куту між лінією дії навантаження, що з'єднує точки контакту тіла кочення й доріжок кочення, по яких навантаження передається від однієї доріжки кочення на іншу, і лінією, перпендикулярної осі підшипника (див. рис. 14.1, б). Тому при розрахунку шарикових радіально-упорних підшипників осьова складова радіальної реакції підшипника $R_s = eR$, а коефіцієнт e визначається за таблицею Ж1 Додатку Ж.

Для конічних роликів підшипників $R_s = 0,83eF_r$, де $e = 1,5 \tan \alpha$ задається в таблицях в залежності від типу і розміру підшипника.

Коефіцієнти радіального та осевого навантаження для конічних роликопідшипників визначаються:

– при $\frac{R_a}{VR_r} \leq e$: $X = 1$; $Y = 0$;

– при $\frac{R_a}{VR_r} > e$: $X = 0,4$; $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha$ (або за таблицею Ж1 Додатку Ж).

Розрахункові залежності для визначення осевих навантажень на опори обирають в залежності від схеми навантаження валу рис. 14.4 за допомогою табл. 14.1.

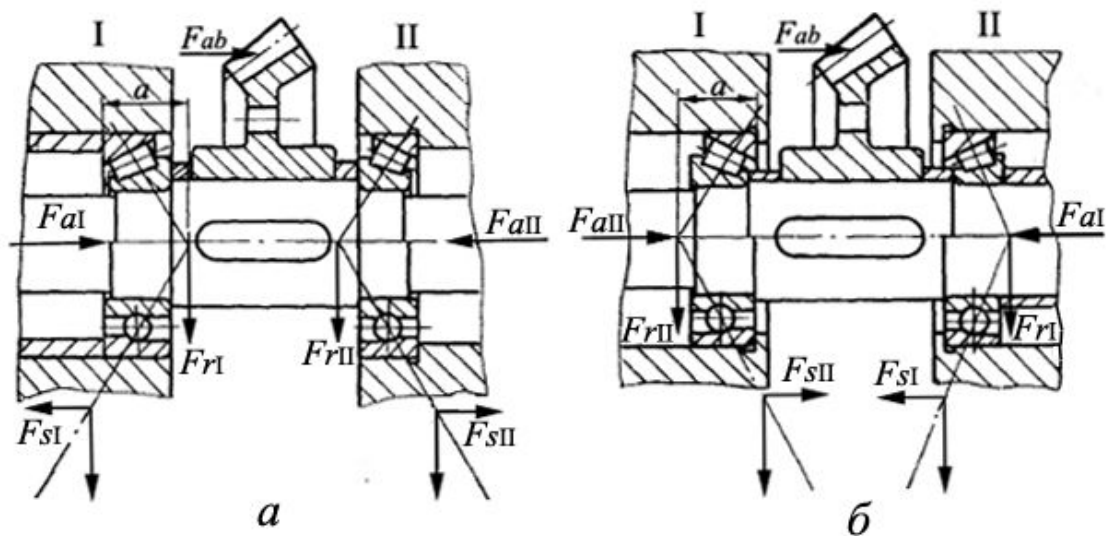


Рис. 14.4. Визначення осевих навантажень опор в залежності від схеми установки підшипників
a – установка в розпiр; *б* – установка в розтяг

Таблиця 14.1. Формули для визначення розрахункових осевих навантажень підшипників

№№ п/п	Умови навантаження	Розрахункові осеві навантаження на підшипники	
		В опорі I	В опорі II
1	$F_{sI} \geq F_{sII}; F_{ab} \geq 0$	$F_{aI} = F_{sI}$	$F_{aII} = F_{sI} + F_{ab}$
2	$F_{sI} < F_{sII}; F_{ab} \geq F_{sII} - F_{sI}$		
3	$F_{sI} < F_{sII}; F_{ab} < F_{sII} - F_{sI}$	$F_{aI} = F_{sII} - F_{ab}$	$F_{aII} = F_{sII}$

Базова довговічність підшипників в мільйонах обертів визначається за формулою

$$L = \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^P \quad (14.4)$$

де C_r – каталожна динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

R_E – еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н;

P – показник ступені, для шарикових підшипників $P = 3$, для роликових $P = 10/3$.

Розрахункова довговічність підшипника в годинах:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 \cdot n} \quad (14.5)$$

де n – частота обертання валу, об/хв.

14.3. Призначення типу підшипників для опор валів

Для опор валів циліндричних коліс редукторів слід вибирати радіальні однорядні кулькові підшипники як найдешевші і прості в експлуатації, їх успішно використовують в якості опор валів в механізмах, де осьове навантаження становить менше 35% від сумарного радіального, тобто

$e = \frac{R_a}{vR_r} \leq 0,35$. Якщо співвідношення $e = \frac{R_a}{vR_r} > 0,35$, то рекомендується вико-

ристовувати інші типи підшипників, наприклад радіально-упорні кулькові підшипники, але вибір їх повинен бути обґрунтованим. Спочатку вибирають легку серію, а коли їх базова довговічність виявиться недостатньою до переходять середньої серії і так далі.

Конічні і черв'ячні колеса повинні бути точно і жорстко зафіксовані в осьовому напрямі. Шарикові підшипники мають малу осьову жорсткість через точковий контакт. Тому в механізмах з такими колесами звичайно використовують роликові конічні підшипники. Вони використовуються і в випадку потреби окремого монтажу (демонтажу) кілець (підшипники мають зовнішні кільця, що змінюються), при великих навантаженнях або потребі високої жорсткості опор, наприклад для валу конічної шестерні. При цьому

рекомендується встановлювати підшипники по схемі "в розтяг", що забезпечить зниження навантажень на підшипники.

Опори черв'яка в силових передачах навантаженні великими осьовими силами. Тому в них використовують звичайно роликові підшипники по схемі "в розпір".

В передачах з шевронними колесами осьові сили відсутні. Але через неточність складання і виготовлення неминуче виникають сили зміщення. Тому, як правило, опори меншого за масою валу роблять "плаваючими" з радіальними підшипниками з короткими роликами.

Базову довговічність підшипників приймають: $L = 10000$ годин для зубчастих редукторів, $L \approx 5000$ годин для черв'ячних. Довговічність підшипників L_h необхідно вибирати кратною стандартному терміну служби редукторів відповідно 40000 і 20000 год.

В процесі експлуатації в період всіх видів ремонтів підшипники ревізують.

14.4. Приклад вибору і розрахунку підшипників кочення

Завдання. Підібрати конічні радіально-упорні підшипники для валу конічної шестерні зубчастого редуктора (див. рис. 14.4, *a*).

Вихідні дані до розрахунку:

– радіальні навантаження:

- на підшипник I: $F_{rI} = 2380$ Н;

- на підшипник II: $F_{rII} = 2250$ Н;

– осьове навантаження, прикладене до валу, що сприймається опорою II: $F_{ab} = 780$ Н;

– посадкові діаметри валу під підшипник $d = 45$ мм;

– частота обертання валу $n = 975$ об/хв;

– коефіцієнт обертання кільця $V = 1$;

– коефіцієнт безпеки $K_\sigma = 1,3$;

– робоча температура підшипника $t = 125$ °С ;

– потрібна довговічність $L_{hz}=30000$ год.

Рішення. Попередньо приймаємо підшипник легкої серії 7209, для якого за табл. Ж5 Додатку Ж обираємо і приводимо необхідні параметри (табл. 14.2):

Таблиця 14.2. Параметри підшипників для опор валів редуктора

Тип підшипника	d , мм	D , мм	T , мм	e	Y	C_r , Н	C_{0r} , Н
7209	45	100	27,25	0,29	2,06	42700	33400

В табл. 14.1 значення коефіцієнтів e і Y розраховані за формулами, наведеним у п. 14.2:

$$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \operatorname{tg} 11^\circ = 1,5 \cdot 0,1944 = 0,29$$

$$Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha = 0,4 \operatorname{ctg} 11^\circ = 0,4 \cdot 5,1446 = 2,06.$$

В приведених формулах – $\alpha = 11^\circ$ – кут контакту для підшипника 7209.

2. Розраховуємо осьові складові від радіального навантаження:

– для підшипника I:

$$F_{sI} = 0,83eF_{r1} = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 2380 = 572,87 \text{ Н.}$$

– для підшипника II:

$$F_{sII} = 0,83eF_{r1} = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 2250 = 541,58 \text{ Н.}$$

3. Розрахункове осьове навантаження за формулами табл. 14.1 при $F_{sI} > F_{sII}$ і $F_a > 0$:

– для підшипника I:

$$F_{aI} = F_{sI} = 572,87 \text{ Н.}$$

– для підшипника II:

$$F_{aII} = F_{aI} + F_{ab} = 572,87 + 780 = 1352,87 \text{ Н.}$$

4. Визначаємо коефіцієнти радіального і осьового навантаження:

– для підшипника I:

$$\frac{F_{aI}}{VF_{rI}} = \frac{572,87}{1 \cdot 2380} = 0,241 < e = 0,29,$$

тоді приймаємо коефіцієнти радіального і осьового навантаження:

$$X = 1; Y = 0;$$

– для підшипника II:

$$\frac{F_{aII}}{VF_{rI}} = \frac{1352,87}{1 \cdot 2250} = 0,601 > e = 0,29,$$

тоді приймаємо коефіцієнти радіального і осьового навантаження: $X = 0,4$; $Y = 2,06$.

5. Еквівалентне навантаження підшипників за формулою (14.1), приймаючи коефіцієнт безпеки $K_\sigma = 1,3$ і температурний коефіцієнт при робочій температурі $t = 125^\circ\text{C}$ підшипника $K_T = 1,05$:

$$F_{EI} = (XVR_{rI} + YR_{aI})K_\sigma K_T = (1 \cdot 1 \cdot 2280 + 0 \cdot 572,87) \cdot 1,3 \cdot 1,05 = 3112,2 \text{ Н};$$

$$F_{EII} = (XVR_{rII} + YR_{aII})K_\sigma K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 2250 + 2,06 \cdot 1352,87) \cdot 1,3 \cdot 1,05 = 5088,0 \text{ Н}$$

За формулою (14.15) з врахуванням (14.4) отримаємо для обох підшипників:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_r}{F_{EI}} \right)^P = \frac{10^6}{60 \cdot 975} \left(\frac{50000}{3112,2} \right)^{\frac{10}{3}} = 178862 \text{ год.} > L_{hz} = 30000 \text{ год.}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_r}{F_{EII}} \right)^P = \frac{10^6}{60 \cdot 975} \left(\frac{50000}{5088,0} \right)^{\frac{10}{3}} = 34747 \text{ год.} > L_{hz} = 30000 \text{ год.}$$

Таким чином, обраний підшипник забезпечує потрібну довговічність.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Приведіть приклад конструкції підшипника кочення і перелічить всі деталі, які входять у його склад.
2. Приведіть основні класифікації підшипників кочення.
3. Приведіть приклад умовного позначення підшипника кочення і дайте пояснення щодо нього.
4. Як вибирають і розраховують підшипники кочення для тихохідних валів? Дайте визначення базової статичної вантажопідйомності підшипників.
5. Як вибирають і розраховують підшипники для швидкохідних валів? Дайте визначення базової динамічної вантажопідйомності підшипників.
6. Дайте визначення еквівалентного навантаження підшипників кочення. Приведіть приклад розрахунку еквівалентного навантаження для будь якого типу підшипників.
7. Як визначається довговічність підшипників з умов динамічної вантажопідйомності?
8. Як здійснюється вибір типу підшипників для основних механічних передач?

Розділ III.

З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Глава 15.

НЕРОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ

В процесі виготовлення машин і механізмів більшість деталей з'єднують, створюючи складальні одиниці. Складальні одиниці отримують за допомогою нерознімних і рознімних з'єднань.

Нерознімними називають з'єднання, які неможливо розібрати, а потім скласти і повторно пустити в експлуатацію без руйнування або пошкодження деталей. До цих з'єднань відносять заклепкові, зварні і клеєві з'єднання, з'єднання з натягом.

Рознімними називають з'єднання, які допускають багаторазову зборку й розбирання всього з'єднання без порушення форми й розмірів всіх його деталей.

Нерознімні з'єднання використовуються тоді, коли в їх розбиранні немає необхідності.

15.1. Заклепкові з'єднання

Заклепка уявляє собою стержень круглого перерізу з головками на кінцях, одна з яких називається закладною, а інша – замикаючою. Заклепками з'єднують, як правило, листові деталі. Для полегшення складання, діаметри d_o отворів у листах, що складаються, виконують дещо більшими діаметра d_z стержня заклепки до її монтажу (рис. 15.1, а). В результаті клепання, стержень заклепки осідає і щільно заповнює отвір (рис. 15.1, б), створюючи з'єднання діаметром d .

За призначенням застосовують наступні заклепкові шви:

– **міцні** для з'єднання частин з листів і профільної сталі в металевих конструкціях;

– щільно-міцні (з підчеканкою, рис. 15.1, б), що застосовуються для з'єднання листів парових котлів;

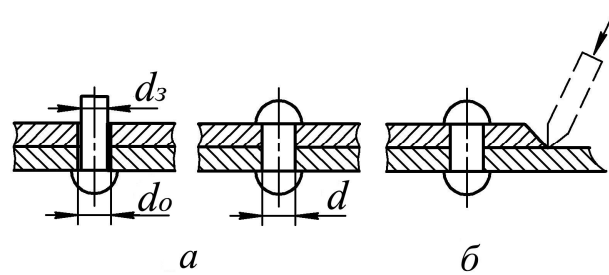


Рис. 15.1. Створення заклепкового з'єднання
а, б – створення з'єднання; в – створення щільно міцного шва

– щільні, що застосовують для з'єднання листів різних судин для рідин і газів.

З'єднання листів звичайно виконується групою заклепок, що називається заклепковим швом (рис. 15.2). Шви бувають внапусток (рис. 15.2, а), встик з однією (рис. 15.2, б) або з двома накладками (рис. 15.2, в).

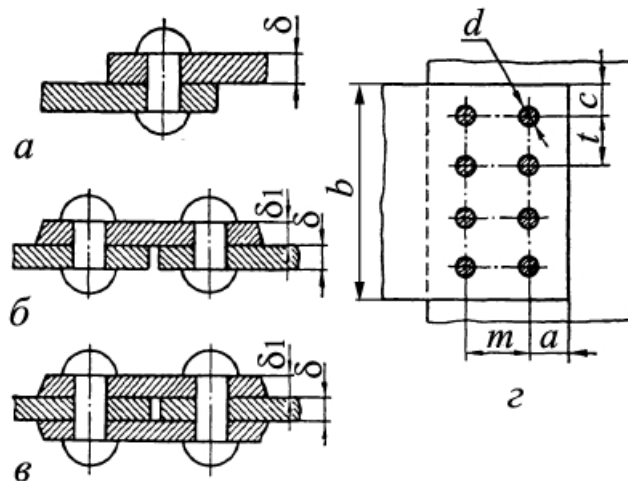


Рис. 15.2. До розрахунку заклепкового шва

При створенні заклепкового шва витримують наступні розміри (рис. 15.2, г):

- крок заклепкового шва: $t = (3...4)d$;
- відстань між рядами заклепок: $m = (2,5...3)d$;
- відстань заклепок від країв заготовок: $a = (1,5...2)d$; $c = 2d$.

Заклепкові шви розраховують:

- на зріз заклепок:

$$\tau_{3P} = \frac{4F}{iz\pi d^2} \leq [\tau_{3P}] \quad (15.1)$$

– на зминання заклепок та з'єднаних листів

$$\sigma_{3M} = \frac{F}{zd\delta} \leq [\sigma_{3M}], \quad (15.2)$$

де $[\tau_{3P}]$ і $[\sigma_{3M}]$ – допустимі напруження на зріз і зминання, МПа;

F – зовнішня сила, Н;

d – діаметр заклепки, мм;

i – число площин зрізу заклепок ($i=1$ на рис. 15.2, а, б; $i=2$ на рис. 15.2, в);

δ – товщина листів, мм;

z – кількість заклепок у шві.

Крім того, буває необхідним розрахунок на розтяг з'єднаних листів у ослабленому перерізі:

$$\sigma_P = \frac{F}{A_{\text{НЕТТО}}} \leq [\sigma_P], \quad (15.3)$$

де $A_{\text{НЕТТО}} = (b - z_P d)\delta$ – розрахункова площа опору у небезпечному перерізі зі листа, мм²;

b – ширина листа, мм;

z_P – кількість заклепок у площині небезпечного перерізу.

Допустимі значення напружень приймають у відповідності з матеріалом за довідковими таблицями.

Заклепки слід розміщувати симетрично відносно осі, що проходить через центри ваги поперечних перерізів з'єднання деталей машин. Для з'єднання деталей заданої конструкції застосовують шви з заклепками одного діаметра і менше двох заклепок не встановлюють.

15.2 Зварні з'єднання

Зварні з'єднання є найбільш досконалими і міцними серед нероз'ємних з'єднань.

Основним способом зварювання є електричне. Найчастіше для отримання зварних з'єднань застосовують два основних способи електричного зварювання – дуговий і контактний.

Основні переваги зварних з'єднань:

- відсутність додаткових з'єднуючих елементів;
- рівномірність шва щодо з'єднуваних елементів деталей;
- економія металу та зменшення маси виробу;
- висока продуктивність та простота процесу;
- щільність і герметичність з'єднань.

Недоліки зварних з'єднань:

- наявність температурних напружень і короблення деталей;
- складність перевірки якості шва, висока концентрація напружень в зоні швів;
- знижена стійкість шва проти корозії.

Основні види зварних з'єднань приведені на рис 15.3.

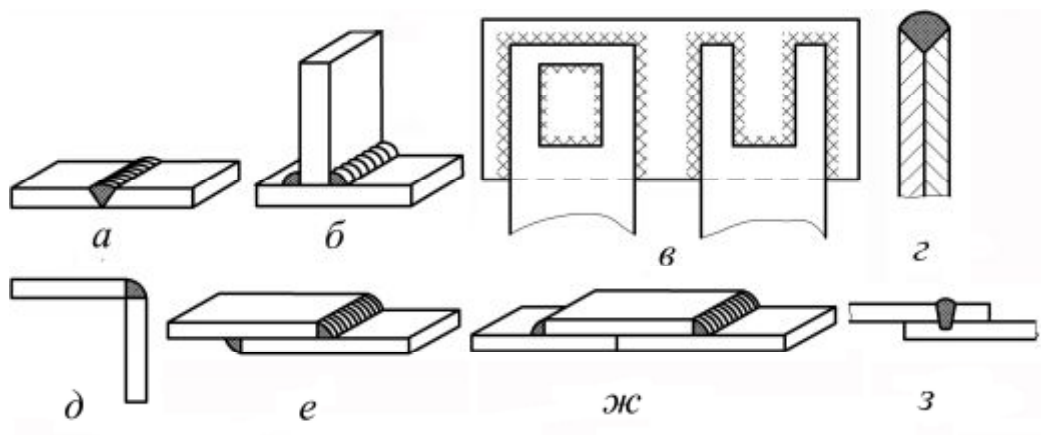


Рис. 15.3. Основні типи зварних з'єднань

a – стикові; *б* – таврові; *в* – торцеві; *г* – прорізні; *д* – кутові; *е* – внапусток; *ж* – з накладками; *з* – пробкові

Найбільш поширені стикові шви (рис. 15.4) розраховуються на розтяг або стиск:

$$\sigma_p' = \frac{F}{\delta l_{III}} \leq [\sigma_p'], \quad (15.4)$$

де σ_p' і $[\sigma_p']$ – розрахункове і допустиме напруження, МПа, для матеріалу шва;

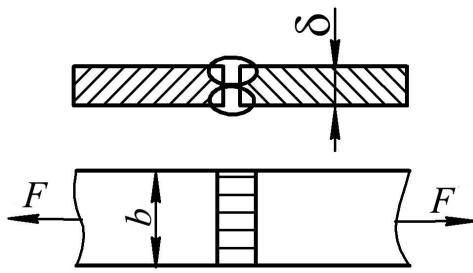


Рис. 15.4. До розрахунку стикового зварного шва

F – сила розтягу, Н;

δ – товщина шва, мм;

l_w – довжина шва, мм.

Напускні шви (рис. 15.5) перевіряють

на зріз за залежністю:

$$\tau'_3 = \frac{F}{0,7kl_w} \leq [\tau'_3] \quad (15.5)$$

де $\tau'_3, [\tau'_3]$, – розрахункові і допустимі напруження зрізу, МПа, для матеріалу шва;

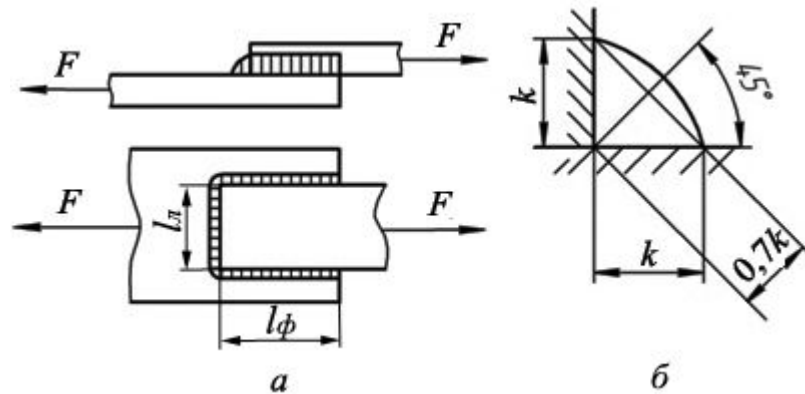


Рис. 15.5. До розрахунку напускного шва
а – схема і навантаження шва; б – геометричні параметри шва

k – катет шва, мм;

$l_w = 2l_\phi + l_L$ – довжина комбінованого шва, мм;

l_ϕ – довжина флангової ділянки комбінованого шва, мм;

l_L – довжина лобової ділянки комбінованого шва, мм.

Іноді при розрахунках зварних з'єднань вирішується проектна задача, при якій у з'єднаннях без лобового шва визначають потрібну довжину напускного флангового шва:

$$l_\phi \geq \frac{F}{0,7 \cdot 2 \cdot k[\tau'_3]} \quad (15.6)$$

або довжину напускного комбінованого шва:

$$l_w \geq \frac{F}{0,7 \cdot k[\tau'_3]} \quad (15.7)$$

При розрахунку приймають, що всі шви (флангові і лобові) навантажені однаково і всі вони працюють на зріз.

Допустимі напруження визначають відповідно до способу зварювання, типу електроду і характеру навантаження за таблицями довідників.

15.3. Паяні і клейові з'єднання

Ці з'єднання подібні до зварних, але мають відмінність у тому, що отримуються без розплавлення з'єднуваних деталей, а зв'язок між елементами шва забезпечується за рахунок сил міжмолекулярної взаємодії поверхонь деталей з додатковим матеріалом – припоєм або клеєм.

Паяні та клейові з'єднання широко використовують у авіабудуванні і космічній промисловості, приладобудуванні, ядерній енергетиці, автомобілебудуванні та інших галузях машинобудування.

Основними перевагами паяних і клейових з'єднань є:

- можливість з'єднання різнорідних матеріалів;
- підвищення продуктивність технологічних процесів отримання з'єднання, в тому числі за рахунок механізації і автоматизації, застосування промислових роботів;
- зменшення маси та вартості виробів.

Недоліки паяних та клейових з'єднань:

- порівняно невелика міцність;
- зменшення міцності шва з часом.

Використовують переважно стикові (рис. 15.6, *а*), та напускні паяні та клейові шви (рис. 15.5, *б*).

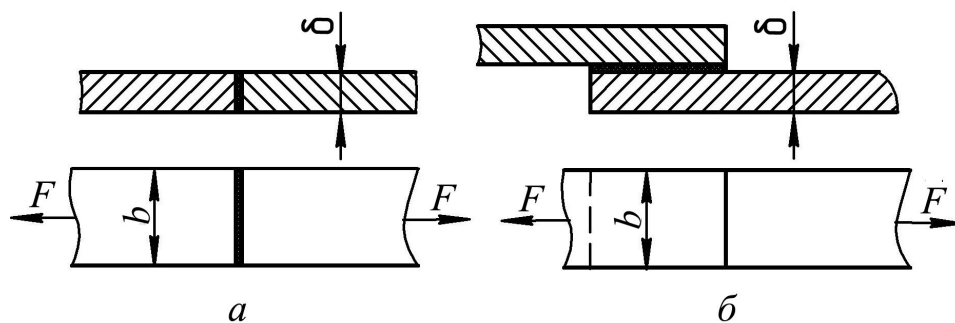


Рис. 15.6. Паяні та клейові з'єднання
а – стикове; *б* – напускне.

З'єднання деталей паянням здійснюється нагріванням з'єднуваних деталей до температури плавлення припою, який у розплавленому стані змочує з'єднувані поверхні, заповнює зазори між ними і при охолодженні створює паяний шов.

Нагрівання деталей та припою здійснюються паяльниками, газовим полум'ям, СВЧ у спеціальних печах, занурюванням з'єднуваних деталей у розплавлений припій або у соляну ванну.

Основними вимогами для отримання якісного паяного шва є забезпечення малих і рівномірних зазорів (0,01...0,5 мм) між з'єднуваними деталями, що забезпечує і добре змочування поверхонь деталей за рахунок капілярного ефекту.

Найбільш поширені припої – сплави на основі олова, міді, срібла. Найчастіше застосовуються олов'яно-свинцеві (ПОС 30, ПОС 40, ПОС 61) та срібні (ПСр 40, ПСр 45, ПСр 72) припої.

Для створення клейових з'єднань в залежності від матеріалів і умов роботи використовують різні марки клею, наприклад, клей універсальний БФ-2 і БФ-4 використовують для склеювання сталей, алюмінію, мідних сплавів, скла, пластмас, шкіри між собою в різних сполученнях.

Клейові композиції на основі епоксидної смоли ЕД-20 використовують для склеювання і герметизації з'єднань з сталі, алюмінію, кераміки, скла і інших матеріалів.

Процес склеювання відбувається без нагрівання або порівняно невеликого нагрівання з'єднуваних деталей. Перед склеюванням поверхні деталей, що покриваються шаром клею, повинні бути очищені та оброблені наждачним папером для підвищення шорсткості, а потім обезжирені.

Розмір клейових швів визначають в залежності від розмірів деталей.

Перевірочні розрахунки для стикових паяних і клейових швів виконують на розрив за залежністю:

$$\sigma_p = \frac{F}{b\delta} \leq [\sigma_p], \quad (15.8)$$

а для напускних швів перевіряють умови міцності на зріз:

$$\tau_3 = \frac{F}{bt} \leq [\tau_3], \quad (15.9)$$

де F – сила, діюча на з'єднання, Н;

σ_p і $[\sigma_p]$ – розрахункове і допустиме напруження на розтяг-стиск, МПа;

τ_3 і $[\tau_3]$ – розрахункове і допустиме напруження на зріз, МПа;

b, t – ширина і довжина паяного або клеєного шва, мм;

δ – товщина деталей, що з'єднуються, мм.

15.4. З'єднання з натягом

З'єднання з натягом (пресові з'єднання) відносять до нерознімних, але вони займають проміжне місце між рознімними і нерознімними з'єднаннями. Ці з'єднання можна розібрати без руйнування деталей, але повторне складання не забезпечує такої ж надійності з'єднання, як первинне.

З'єднання з натягом здійснюється підбором відповідних посадок, в яких натяг створюється різницею посадочних розмірів з'єднуваних деталей. Взаємна нерухомість з'єднань забезпечується силами тертя, що виникають на поверхні по контуру деталей. Найбільше поширені з'єднання циліндричних поверхонь, в яких одна деталь охоплює іншу.

Характерні приклади з'єднань деталей з натягом: маточини зубчастих і черв'ячних коліс з валом (рис. 15.7, а), шківів пасових передач та зірочок ланцюгових передач з валами (рис. 15.7, б), підшипників кочення з валами (рис. 15.7, в) і інші. Надалі будемо розглядати тільки циліндричні з'єднання.

Створення з'єднань з натягом здійснюється двома способами:

- запресовуванням (напресовуванням);
- попереднім нагрівом маточини або охолодженням валу.

Запресовування найбільш розповсюджений спосіб складання, але при його виконанні відбувається зминання і частковий зріз (шабрування) шорсткостей поверхонь, що знижує міцність з'єднання.

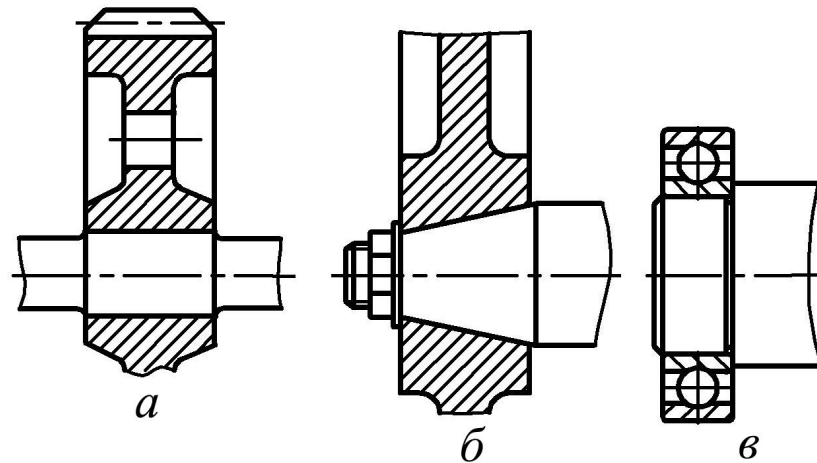


Рис. 15.7. З'єднання з натягом
a – вала з зубчастим колесом; *б* – вала з шківом; *в* – вала з підшипником.

З'єднання деталей нагрівом або охолодженням не має цього недоліку, тому міцність таких з'єднань приблизно в 1,5 рази вище у порівнянні із з'єднанням запресовуванням.

Переваги посадок з натягом:

- простота і технологічність, що забезпечує низьку вартість з'єднання і можливість його застосування в масовому виробництві;
- добре центрування деталей і розподіл навантаження на всю площину поверхні контакту;

Недоліки:

- широкий діапазон розсіювання коефіцієнтів тертя і величини натягу;
- необхідність підвищеної точності виготовлення з'єднуваних деталей;
- великий вплив робочої температури на міцність з'єднання.

Завдяки своїм перевагам, з'єднання з натягом поступово витісняють шпонкові та інші з'єднання, особливо коли рідко виникає необхідність в складанні і розбиранні. На практиці часто використовують комбінацію з'єднань з натягом і шпонковим з'єднанням. З'єднання з натягом може бути основним або допоміжним. В першому випадку більша доля навантаження сприймається посадкою з натягом, а шпонка тільки гарантує міцність з'єднання. В другому випадку посадку з натягом використовують для часткового розвантаження шпонки і центрування деталей.

При навантаженні з'єднання осьюовою силою F (рис. 15.8), умова його нерухомості має вигляд:

$$KF = \pi d l p f, \quad (15.10)$$

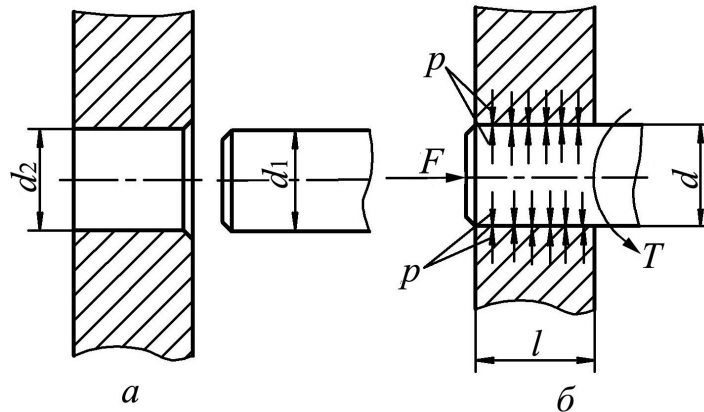


Рис. 15.8. До розрахунку з'єднання з натягом
а – створення з'єднання; б – схема навантаження

звідкіль потрібний контактний тиск:

$$p = \frac{KF}{\pi l d f}. \quad (15.11)$$

Аналогічно при навантаженні з'єднання обертальним моментом:

$$KT = 0,5\pi d^2 l p f, \quad (15.12)$$

звідкіль потрібний контактний тиск:

$$p = \frac{2KT}{\pi d^2 l f}. \quad (15.13)$$

У формулах (15.10)...(15.13) параметри мають наступне значення:

K – коефіцієнт запасу міцності посадки, приймають у межах 1,5...5 в залежності від типу і відповідальності з'єднання.

d і l – діаметр і довжина посадочної поверхні, мм;

f – коефіцієнт зчеплення (тертя). Для сталевих і чавунних деталей при складанні запресовуванням $f = 0,07$, при складанні з нагрівом $f = 0,14$;

p – контактний тиск, МПа;

F – осьова сила, Н.

Розрахунковий натяг N_p циліндричного з'єднання, рівний деформації з'єднаних деталей, зв'язаний з контактним тиском p залежністю Ляме, яка дається в курсі „Опір матеріалів” для розрахунку товстостінних циліндрів:

$$N_p = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (15.14)$$

де C_1 і C_2 – коефіцієнти жорсткості:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1 \quad (15.15); \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2, \quad (15.16)$$

де d_1 – діаметр отвору у охоплюваній деталі, мм (для суцільного валу – $d_1 = 0$);

d_2 – зовнішній діаметр охоплюючої деталі, мм;

E_1, E_2 – модулі пружності першого роду, відповідно, для матеріалу охоплюваної і охоплюючої деталей, МПа (для сталі $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, для чавуну $E = 1,1 \cdot 10^5$ МПа, для бронзи $E = 0,98 \cdot 10^5$ МПа);

μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона для матеріалів охоплюваної і охоплюючої деталей (для сталі $\mu = 0,3$, для чавуну $\mu = 0,25$, для бронзи $\mu = 0,35$).

При складанні запресовуванням мікронерівності посадочних поверхонь частково зрізуються і виникає послаблення розрахункового натягу. Для компенсації цього послаблення в розрахунок вводиться поправка, яка вираховується за залежністю:

$$U = 1,2(Rz_1 + Rz_2), \quad (15.17)$$

де Rz_1, Rz_2 – параметри шорсткості (висоти нерівностей профілю по 10 точкам), відповідно, охоплюваної і охоплюючої поверхонь, мкм.

Якщо з'єднання з натягом працює при температурах, відмінних від температури навколишнього середовища при складанні, то для компенсації

ослаблення натягу в розрахунках вводять відповідну поправку на температурну деформацію:

$$\Delta_t = \frac{(N_{\max} + S_{\text{МД}})}{\alpha d}, \quad (15.18)$$

де $N_{\max}$ – найбільший натяг, потрібний у посадці, мкм;

$S_{\text{МД}}$ – зазор, необхідний для складання з'єднання, мкм;

α – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу деталі, що нагрівається (охолоджується) при складанні з'єднання (для сталі $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$; для чавуна $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$; для бронзи $\alpha = 17 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$).

З врахуванням формул (15.17) і (15.18) одержимо залежність для визначення дійсного натягу з'єднання:

$$N_d = N_p + U + \Delta_t \quad (15.19)$$

За значенням N_d підбирають відповідну стандартну посадку, у якій для надійності з'єднання найменший натяг

$$N_{\min} = ei - ES \cong N_d \quad (15.20)$$

Для з'єднань з натягом переважними є посадки Н7/р6, Н7/з6, Н7/с6, також рекомендуються і посадки Н7/р7, Н7/з7, Н8/с7 і т. і.

На практиці може стати, що вибрана посадка дає великий натяг, більший потрібного і це може викликати руйнування або великі пластичні деформації деталей. Більш напруженою є маточина, тому максимальний контактний тиск, що допускається її міцністю за гіпотезою найбільших дотичних напружень

$$[p_{\max}] = 0,5\sigma_{T2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right], \quad (15.21)$$

де σ_{T2} – межа текучості матеріалу маточини, МПа.

Контактний тиск, що відповідає максимальному натягу у посадці:

$$p_{\max} = \frac{(N_{p\max} - U)}{N_p} \leq [p] \quad (15.22)$$

де $N_{p\max}$ – максимальний натяг у обраній стандартній посадці, мкм.

15.5. Приклади розрахунку нерознімних з'єднань

15.4.1. Розрахунок заклепкового з'єднання

Завдання. Визначити основні розміри заклепкового з'єднання кронштейна з балкою у вигляді швелера (рис. 15.9) при наступних вихідних даних:

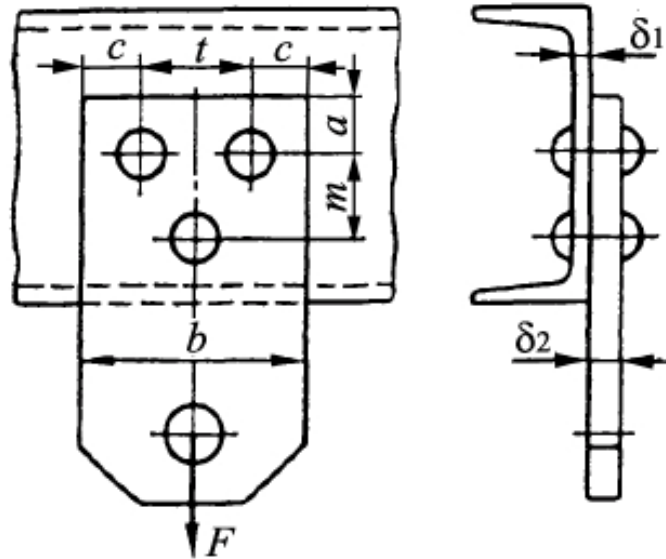


Рис. 15.9. До розрахунку заклепкового з'єднання

- сила, що навантажує заклепковий шов $F = 24$ кН;
- товщина балки $\delta_1 = 6$ мм;
- товщина кронштейна $\delta_2 = 8$ мм;
- число заклепок $z = 3$;
- матеріал деталей та заклепок сталь Ст3;
- допустиме напруження заклепок на зріз $[\tau_{зр}] = 140$ МПа;
- допустиме напруження на зминання для матеріалу заклепок $[\sigma_{з.м}] = 280$ МПа;
- допустиме напруження на зминання для матеріалу листів $[\sigma_{з.м}] = 240$ МПа;
- допустиме напруження на розтяг для матеріалу кронштейна $[\sigma_p] = 160$ МПа;
- навантаження постійне.

Розрахунок.

1. Діаметр заклепок визначаємо з умови їхньої міцності на зріз, вирішуючи нерівність (15.1) відносно d :

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi z[\tau_{zp}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 24 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 3 \cdot 140}} = 8,53 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 9$ мм. Вважаємо, що розміщення заклепок у шві відповідає схемі на рис. 15.9. Відстані, між заклепками згідно з рекомендаціями (див. п. 15.3): $t = 3d = 3 \cdot 9 = 27$ мм; $m = 3d = 3 \cdot 9 = 27$ мм; $a = (1,5 \dots 2)d$; $c = 2d = 2 \cdot 9 = 18$.

Ширина кронштейна: $b = 2c + t = 2 \cdot 18 + 27 = 63$ мм.

2. Перевірочний розрахунок на зминання виконуємо відповідно до нерівності (15.2):

$$\sigma_{3M} = \frac{F}{zd\delta_1} = \frac{24 \cdot 10^3}{3 \cdot 9 \cdot 6} = 148 \text{ МПа} \leq [\sigma_{3M}] = 240 \text{ МПа},$$

тобто, міцність на зминання забезпечується як для заклепок, так і для з'єднаних деталей.

3. Перевірку міцності кронштейна на розтяг виконуємо для перерізу, де розміщені дві заклепки (найслабкіший переріз, ослаблений двома отворами під заклепки) по залежності (15.3):

$$\sigma_p = \frac{F_1}{A_{\text{НЕТТО}}} \quad (15.23).$$

Знаходимо розрахункові величини. Вважаючи, що кожна із заклепок сприймає одну третину сили F , знаходимо силу, що діє у небезпечному перерізі:

$$F_1 = F - \frac{F}{3} = 24 - \frac{24}{3} = 16 \text{ кН}.$$

Розрахункова площа опору у небезпечному перерізі листа:

$$A_{\text{НЕТТО}} = (b - z_p d) \delta_2 = (63 - 2 \cdot 9) \cdot 8 = 360 \text{ мм}^2.$$

Остаточне розрахункове напруження по формулі (15.23)

$$\sigma_p = \frac{16 \cdot 10^3}{360} = 44,45 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа}.$$

Таким чином, міцність кронштейна на розтяг забезпечується.

15.4.2. Розрахунок зварного з'єднання.

Завдання. Визначити катет k двох зварних швів, якими кронштейн 1 приварений до корпусу 2 (рис. 15.10).

Дані до розрахунку: $F = 18$ кН, навантаження постійне; $\alpha = 30^\circ$; $a = 160$ мм; $h = 120$ мм; $l = 80$ мм; матеріал деталей з'єднання Ст. 3; допустиме напруження на розтяг матеріалу кронштейна $[\sigma_p] = 140$ МПа; шви виконані ручним дуговим зварюванням електродами Э-42.

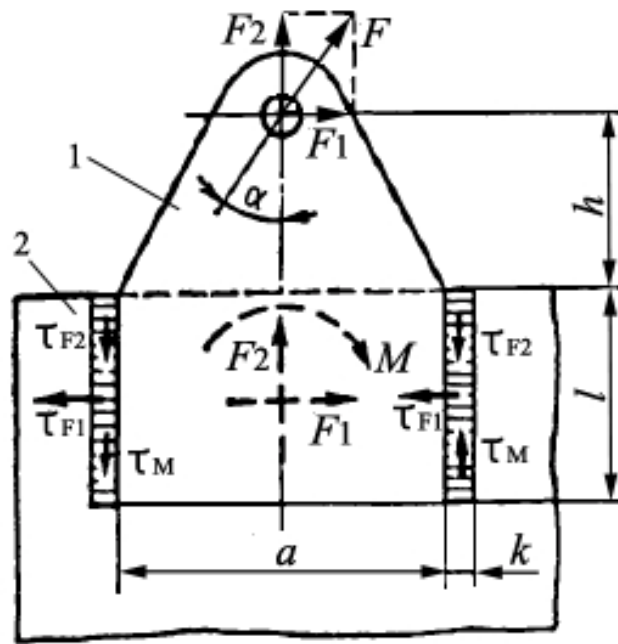


Рис. 15.10. Схема до розрахунку зварного шву

Рішення. Силу F подамо у вигляді двох складових:

$$F_1 = F \sin \alpha = 18 \cdot \sin 30^\circ = 9 \text{ кН.}$$

$$F_2 = F \cos \alpha = 18 \cdot \cos 30^\circ = 15,6 \text{ кН.}$$

Сили F_1 і F_2 прикладемо у центрі ваги зварних швів і додамо момент для збереження еквівалентності навантаження кронштейна:

$$M = F_1(h + 0,5l) = 9000(0,12 + 0,5 \cdot 0,08) = 7200 \cdot 0,120 = 1440 \text{ МПа.}$$

Напруження у зварних швах від дії сили F_1, F_2 і моменту M :

$$\tau_{F1} = \frac{F_1}{2 \cdot 0,7kl} = \frac{9000}{2 \cdot 0,7k \cdot 0,08} = \frac{80357}{k}$$

$$\tau_{F2} = \frac{F_2}{2 \cdot 0,7kl} = \frac{15600}{2 \cdot 0,7k \cdot 0,08} = \frac{139286}{k}$$

$$\tau_M = \frac{M}{a \cdot 0,7 \cdot kl} = \frac{1440}{0,16 \cdot 0,7 \cdot k \cdot 0,08} = \frac{160714}{k}$$

Зауважимо, що при визначенні τ_M припускається, що кожний шов навантажений силою F_M , яка діє вздовж швів. Напрями дії напружень τ_{F1} і τ_{F2} показані на рис. 15.10.

Максимальне напруження буде у лівому шві і визначається воно за формулою:

$$\tau_M = \sqrt{(\tau_{F2} + \tau_M)^2 + \tau_{F1}^2} = \sqrt{\left(\frac{139286}{k} + \frac{160714}{k}\right)^2 + \left(\frac{80357}{k}\right)^2} = \frac{310576}{k} \leq [\tau]'$$

За табл. К2 Додатку К визначаємо допустиме напруження для зварного шва:

$$[\tau]' = 0,60[\sigma_p] = 0,6 \cdot 140 = 84 \text{ МПа.}$$

Тоді потрібний катет зварного шва:

$$k \geq \frac{310576}{84 \cdot 10^6} = 0,0036 \text{ м} \approx 4 \text{ мм.}$$

Висновок: таким чином, розрахунок показує, що для забезпечення міцності зварного шва необхідно виконати його з катетом не менше, ніж 4 мм.

15.4.3. Розрахунок з'єднання з натягом.

Завдання. Розрахувати циліндричне з'єднання з натягом вінця черв'ячного колеса із диском колеса при наступних даних (див. рис. 10.10, а):

- діаметр посадкової поверхні $d = 240$ мм;
- довжина посадкової поверхні $l = 60$ мм;
- діаметр отвору під вал в диску колеса $d_1 = 80$ мм;
- діаметр впадин зубчастого вінця $d_2 = 285$ мм;
- обертальний момент, що передається черв'ячним колесом $T = 350 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- матеріали:

- вінця – бронза БрАЖ9-4Л (виливок у кокіль), границя текучості

$$\sigma_{T2}=200 \text{ МПа};$$

- диска колеса – чавунне лиття СЧ15;

– спосіб отримання з'єднання – механічне пресування;

– шорсткість контактних поверхонь посадки Rz10;

– робоча температура посадки $t_p = 20^\circ \text{C}$.

Рішення.

1. Визначимо по формулі (15.13) необхідний тиск на поверхні контакту вінця із центром колеса, прийнявши коефіцієнт тертя між ними $f=0,05$:

$$p = \frac{2KT}{\pi d^2 l f} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 350}{3,14 \cdot 0,24^2 \cdot 0,06 \cdot 0,05} = 2,58 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,58 \text{ МПа}.$$

2. Розрахуємо необхідний мінімальний натяг за залежністю (15.14):

$$N_p = p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right).$$

Попередньо визначаємо коефіцієнти Ляме за залежностями (15.15) і (15.16):

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{80}{240} \right)^2}{1 - \left(\frac{80}{240} \right)^2} - 0,25 = 1;$$

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{240}{285} \right)^2}{1 - \left(\frac{240}{285} \right)^2} + 0,35 = 6,23,$$

де коефіцієнт Пуассона для чавунного диска колеса $\mu_1=0,25$ і для бронзового вінця $\mu_2=0,35$.

Модулі пружності приймемо: для чавуну $E_1 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, для бронзи $E_2 = 1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Розрахунковий натяг у з'єднанні:

$$N_p = 2,58 \cdot 240 \left(\frac{1}{1,3 \cdot 10^5} + \frac{6,23}{1,1 \cdot 10^5} \right) = 0,0398 \text{ мм} = 39,8 \text{ мкм} \approx 40 \text{ мкм}.$$

3. Визначимо натяг у посадці, необхідний для компенсації шабрування гребінців шорсткості при отриманні посадки способом механічного пресування за формулою (15.17):

$$U = 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 1,2(10 + 10) = 24 \text{ мкм}.$$

4. Дійсний натяг з'єднання за формулою (15.19), приймаючи $\Delta_t = 0$, оскільки робоча температура посадки дорівнює температурі її складання:

$$N_d = N_p + U + \Delta_t = 40 + 24 = 64 \text{ мкм}.$$

За отриманим значенням N_d підбираємо відповідну стандартну посадку. З таблиці допусків і посадок СГ СЭВ 144-75 для даного з'єднання приймемо посадку $\phi 240 \frac{H8}{s7}$ з найменшим натягом $N_{p \min} = 72 \text{ мкм}$ і найбільшим натягом $N_{p \max} = 158 \text{ мкм}$.

5. Перевіряємо міцність найбільш слабкої деталі з'єднання – бронзового вінця.

Максимальний тиск $p_{\max}$, що допускається на контактній поверхні вінця, знаходимо за формулою (15.21):

$$[p_{\max}] = 0,5\sigma_{T2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 0,5 \cdot 200 \left[1 - \left(\frac{240}{285} \right)^2 \right] \approx 29 \text{ МПа}.$$

Контактний тиск, що відповідає максимальному натягу у посадці за формулою (15.22):

$$p_{\max} = \frac{(N_{p \max} - U) \cdot p}{N_p} = \frac{(158 - 24) \cdot 2,58}{40} = 8,64 \text{ МПа} \leq [p_{\max}] = 29 \text{ МПа}$$

Таким чином, міцність бронзового вінця колеса забезпечується більше ніж з трикратним запасом при гарантованій нерухомості посадки.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Дайте визначення: нерознімного з'єднання; рознімного з'єднання.
2. Приведіть коротку характеристику конструкції заклепкового з'єднання. Як створюється заклепкове з'єднання?

3. Які розрахунки виконуються для заклепкового з'єднання?
4. Що таке зварне з'єднання? Назвіть основні способи отримання зварних з'єднань.
5. Перелічить переваги і недоліки зварних з'єднань у порівнянні із заклепковими.
6. Перелічить найбільш поширені види зварних швів, що застосовуються у машинобудуванні.
7. Які розрахунки виконуються для основних типів зварних швів?
8. Для чого використовують паяні і клейові з'єднання у машинобудуванні?
9. Опишіть технологічний процес отримання паяного та клейового з'єднання.
10. Які припої використовуються для отримання паяних з'єднань?
11. Приведіть приклади клеїв, які використовуються для отримання клейових з'єднань у машинобудуванні.
12. Які розрахунки виконуються для паяних і клейових з'єднань?
13. Перелічить області застосування з'єднань з натягом.
14. Назвіть основні технологічні способи отримання з'єднань з натягом.
15. Приведіть умову нерухомості з'єднання з натягом під дією осьової сили.
16. Перелічить основні складові мінімального розрахункового натягу у з'єднанні.
17. Чи впливає на міцність з'єднання з натягом шорсткість поверхонь з'єднуваних деталей?
18. Як розраховують максимально допустимий натяг для запобігання руйнування маточини охоплюючої деталі у з'єднанні з натягом?

Глава 16.

РОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ

До роз'ємних з'єднань відносяться різьбові, шпонкові, зубчасті або шліцьові, штифтові і клинові з'єднання. Ці види з'єднань застосовуються при необхідності періодичних розбирань та повторних складань вузлів і агрегатів машин при їх виготовленні та експлуатації.

16.1. Різьбові з'єднання

Різьбовими називаються з'єднання, що виконані за допомогою деталей, які мають різьбу.

Класифікація різьбових з'єднань. Класифікацію різьбових з'єднань здійснюють за наступними ознаками:

- 1) За призначенням розрізняють:
 - к р і п и л ь н і різьби (внутрішні і зовнішні) для з'єднання деталей. Кріпильні різьби мають найбільше застосування у машинобудуванні. Більшість кріпильних різьб – циліндричні, праві, однозахідні з трикутним профілем;

– к р і п и л ь н о - у щ і л ь н ю ю ч і різьби для герметичного з'єднання (наприклад, для з'єднання труб);

– х о д о в і різьби для передачі руху. Як правило це, багатозахідні трапецеїдальні різьби, що застосовуються в гвинтових механізмах, наприклад, в ходових гвинтах металорізальних верстатів, в домкратах.

2) В залежності від одиниць, у яких вимірюються параметри різьб, вони поділяються на м е т р и ч н і (застосовуються найчастіше) і дюймові (мало розповсюджені). Метрична різьба має трикутний профіль витків із кутом профілю 60° . Вершини витків та впадини притуплені по прямій або по дузі кола, по вершинах та впадинах утворений зазор. Найбільш застосованим різновидом дюймової різьби є т р у б н а , яка має кут профілю витків 55° , вершини та впадини витків закруглені, і між ними відсутній зазор, що надає з'єднанню високу щільність.

3) За формою профілю різьби поділяються на:

- трикутні;
- трапецеїдальні;
- упорні;
- прямокутні;
- круглі.

4) За напрямком гвинтової лінії розрізняють п р а в у і л і в у різьби. У правої різьби гвинтова лінія піднімається вгору зліва направо, в лівої – навпаки. При обертанні гвинта з правою різьбою за годинниковою стрілкою він буде вкручуватись в нерухому гайку. При лівій різьбі – навпаки гвинт буде викручуватись. В основному застосовується права різьба. Ліва різьба застосовується для попередження самовідгвинчення, в тому числі і в автомобільній техніці.

5) За числом заходів витків різьби поділяються на о д н о з а х і д н і і б а г а т о з а х і д н і . Число заходів, звичайно буває від одного до чотирьох.

Основні параметри метричної різьби. До основних параметрів різьби (рис. 16.1) відносяться:

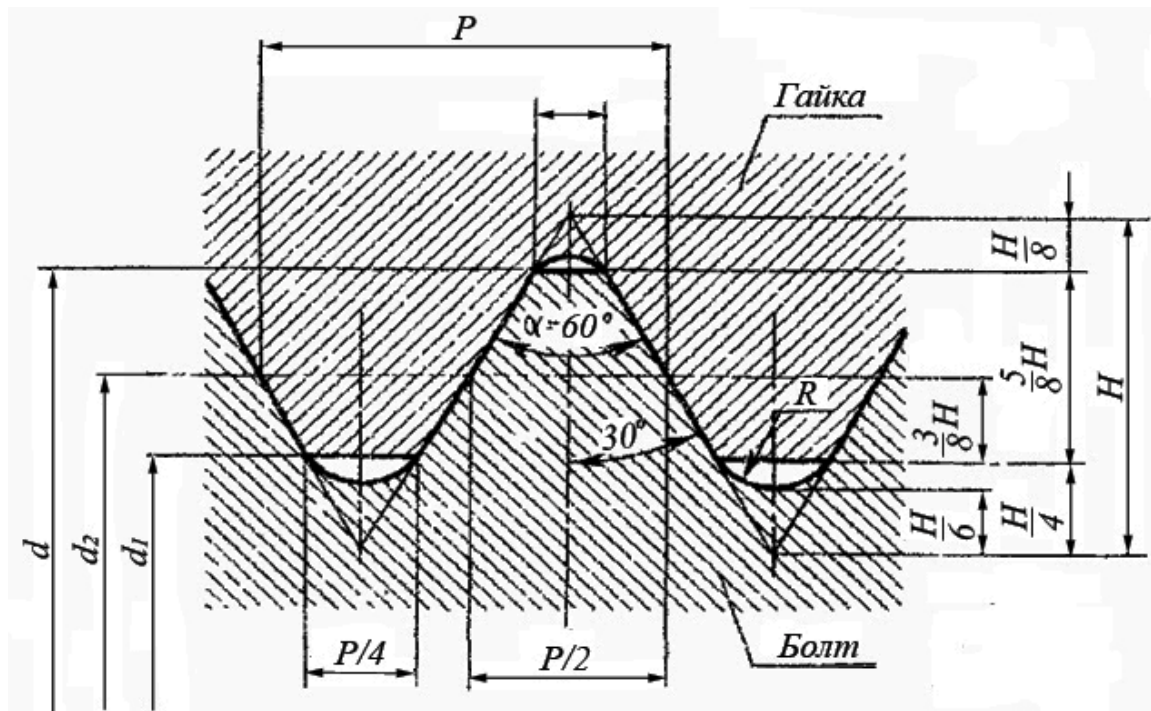


Рис. 16.1. Основні параметри метричної різьби

d – зовнішній діаметр різьби, який приймається за номінальний діаметр і застосовується при її позначенні;

d_1 – внутрішній діаметр різьби;

d_2 – середній діаметр різьби (діаметр уявного циліндра, на поверхні якого ширина витка дорівнює ширині впадини);

H_1 – робоча висота профілю, по якій дотикаються витки гвинта і гайки;

H – висота вихідного трикутника різьби;

p – крок різьби (відстань між однойменними сторонами двох сусідніх витків, виміряна в осьовому напрямі);

α – кут профілю різьби;

p_h – хід різьби (відстань між однойменними сторонами одного і того ж витка, виміряне в осьовому напрямі (хід різьби дорівнює відносному переміщенню в осьовому напрямі гвинта або гайки за один оберт). Визначається як

$$P_h = np, \quad (16.1)$$

де n – число заходів різьби.

Основні типи кріпильних деталей. Болти (рис. 16.2, а) застосовують для скріплення деталей невеликої товщини, коли є місце для розташування го-

ловок болта і гайки і коли необхідно часто розбирати-складати з'єднання, а матеріал деталей не забезпечує необхідної міцності.

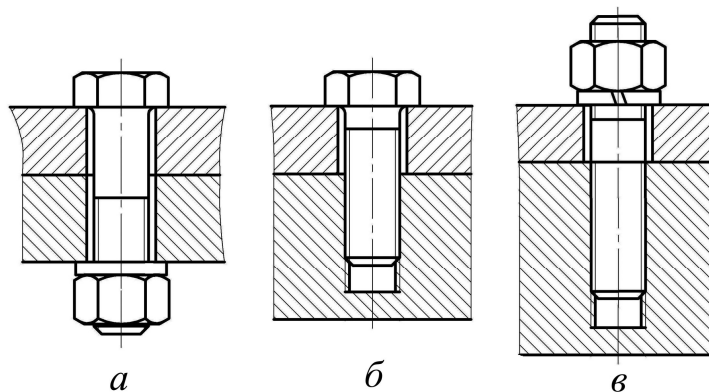


Рис. 16.2. Основні види різьбових з'єднань
а – болтове з'єднання; *б* – гвинтове з'єднання; *в* – з'єднання шпилькою

Болти загального призначення за точністю виготовлення поділяються на болти нормальної і підвищеної точності, виготовляються для установки з зазором (чорнові) і без зазору (чистові).

Г в и н т и (рис. 16.2, *б*) застосовуються тоді, коли товщина однієї з деталей, що з'єднуються, достатня для створення в ній не менше ніж 8...10 витків внутрішньої різьби. Гвинти поділяються на кріпильні і установочні.

Ш п и л ь к и (рис. 16.2, *в*) застосовують коли за умовами експлуатації потрібно часто складати і розбирати з'єднання, а матеріал деталі недостатньо міцний.

Г а й к и в залежності від форми бувають шестигранні з одною або двома фасками, шестигранними прирізними, шестигранними корончатими, круглими і т.п. Найбільше розповсюджені шестигранні гайки, як і болти, нормальної і підвищеної точності. В залежності від висоти гайки бувають нормальні, низькі і високі (відповідно висоти гайок $H = 0,8d$; $0,5d$ і $1,2d$, де d – зовнішній діаметр різьби).

Ш а й б и п і д к л а д н і (див. рис. 16.2, *а*) ставлять під головки гайок або болтів для попередження пошкоджень поверхонь деталей, що з'єднуються, і прикриття зазорів.

Ш а й б и п р у ж и н н і (шайби Гровера) застосовуються для попередження самовідгвинчування з'єднаних деталей (див. рис. 16.2, *в*).

Розрахунок різьбових з'єднань. Основним критерієм працездатності різьбових з'єднань є міцність. Втрата міцності може привести до розриву стержня, пошкодження різьби (змінання знос, зріз, згин), відрив головки і так далі.

Так як розміри стандартних болтів, гвинтів і шпильок відповідають умові рівної міцності за всіма перерахованими критеріями, то звичайно їх розрахунок ведеться за одним основним критерієм працездатності – міцності нарізаної частини стержня на розтяг.

При цьому визначають розрахунковий діаметр різьби

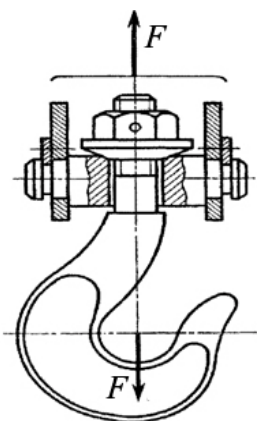
$$d_p = d - 0,94P, \quad (16.2)$$

де d і P – зовнішній діаметр і крок різьби.

Довжину болта, гвинта або шпильки вибирають в залежності від товщини деталей, що з'єднуються, решта розмірів приймається виходячи з діаметра різьби відповідно до ДСТУ за таблицями довідників.

Розглянемо основні випадки розрахунку різьбових з'єднань.

Випадок 1. Різьба навантажена тільки зовнішньою силою розтягу F (без початкової затяжки) (рис. 16.3).



Напруження розтягу:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_p^2} \leq [\sigma_p], \quad (16.3)$$

звідкіля розрахунковий діаметр:

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}} \quad (16.4)$$

Випадок 2. Болт затягнутий зовнішньою

Рис. 16.3. До розрахунку різьби, навантаженої тільки зовнішнім навантаженням

силою F_0 без зовнішнього осьового навантаження (рис. 16.4).

Нормальне напруження від осьової сили:

$$\sigma_p = \frac{4F_0}{\pi d_p^2}, \quad (16.5)$$

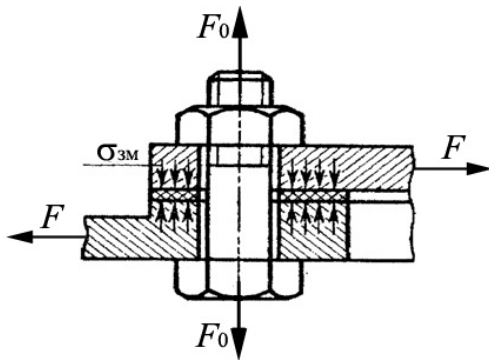


Рис. 16.4. До розрахунку міцності болта, навантаженого силою затяжки

Дотичне напруження від моменту затяжки $T = F_t \frac{d_2}{2}$:

$$\tau = \frac{T}{W_p}, \quad (16.6)$$

де W_p – полярний момент опору перерізу болта;

F_t – сила тертя у різьбі;

F_0 – потрібна сила затяжки різьби, яка визначається за залежністю:

$$F_0 = \frac{kF}{if}, \quad (16.7)$$

де k – коефіцієнт надійності, яки призначають: при статичному навантаженні $k=1,3...1,5$; при змінному навантаженні $k=1,8...2,0$;

F – сила, що зсуває скріплюванні деталі, спрямована перпендикулярно осі болта;

i – кількість стиків у з'єднанні;

f – коефіцієнт тертя у стиках з'єднаних деталей.

Міцність болта визначають за гіпотезою формозмін, відповідно до якої еквівалентне напруження визначається:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \quad (16.8)$$

Обчислення показують, що $\sigma_e = 1,3\sigma_p$, тоді :

$$\sigma_e = \frac{1,3 \cdot 4F_0}{\pi d_p^2} \leq [\sigma_p] \quad (16.9)$$

Необхідний внутрішній діаметр різьби при заданому її навантаженні отримуємо вирішуючи нерівність (16.9) відносно d_p :

$$d_p \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_0}{\pi[\sigma_p]}} \quad (16.10)$$

Таким чином розрахунок болта на розтяг з крученням можна замінити розрахунком на розтяг, але з збільшеною в 1,3 рази силою F_0 .

16.2. Шпонкові з'єднання

Шпонкові і зубчасті або шліцьові з'єднання застосовуються для закріплення на валах деталей (шківів пасових передач, зубчастих і черв'ячних коліс, зірочок) і для передачі обертового моменту між валами.

Шпонкові з'єднання здійснюються з допомогою шпонок, які встановлюються в шпонкові пази валів і маточини деталей передач.

Переваги шпонкових з'єднань є:

- простота і компактність конструкції;
- простота розбирання і складання;
- надійність в експлуатації.

Недоліки :

- ослаблення валу і маточини шпонковими пазами;
- наявність концентраторів напруження в зоні шпонкового пазу, що сприяє зниженню втомної міцності валу;
- необхідність збільшувати довжину маточини деталей при передачі великих обертальних моментів;
- необхідна висока точність виготовлення шпонкових пазів;
- складність забезпечення взаємозамінності.

Шпонкові з'єднання поділяються на **н е н а п р у ж е н і** і **н а п р у ж е н і**.

Ненапружені з'єднання здійснюються **п р и з м а т и ч н и м и** (рис. 16.5, *a*) і **с е г м е н т н и м и** (рис. 16.5, *г*) шпонками. Найбільше поширення знайшли ненапружені **п р и з м а т и ч н і** шпонки, робочими поверхнями яких є бокові поверхні. Розміри перерізу шпонок і шпонкових пазів приймають в залежності від діаметру валу відповідно до ДСТУ (табл. Е16 Додатку Е).

За формою торців розрізняють призматичні шпонки трьох виконань: з закругленими торцями – виконання 1 (рис. 16.5, *б*); з плоскими торцями – виконання 2 (рис. 16.5, *в*); з одним плоским, а другим закругленим торцями – виконання 3.

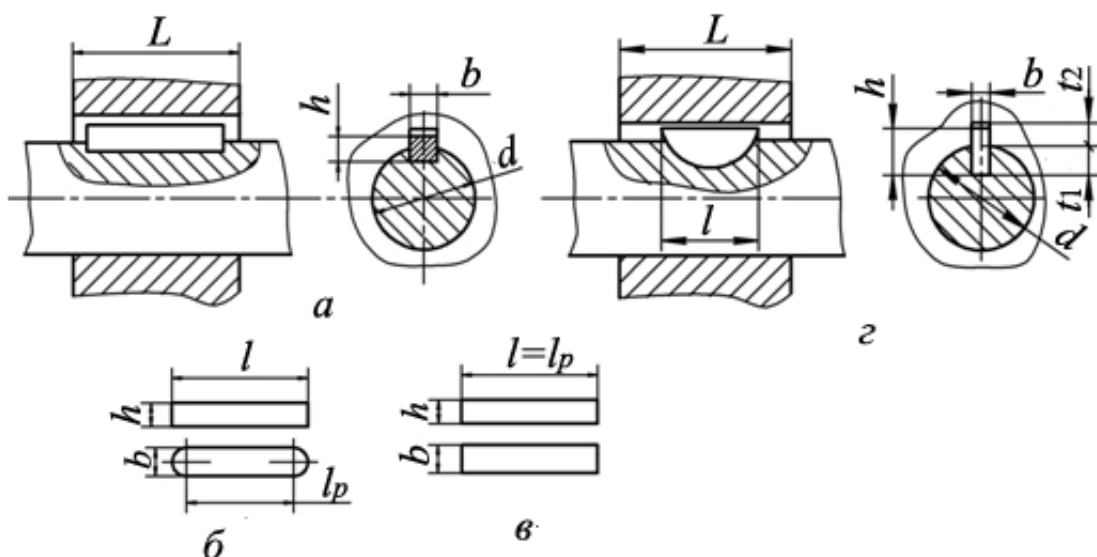


Рис. 16.5. З'єднання ненапруженими шпонками

a – загальний вид з'єднання призматичною шпонкою; *б* – призматична шпонка виконання 1; *в* – призматична шпонка виконання 2; *з* – загальний вид з'єднання сегментною шпонкою

Призматичні шпонки не утримують деталі від осьового зміщення, тому для їх осьової фіксації використовують розпірні втулки, стопорні гвинти, буртики валів. Перепад діаметрів валів з призматичними шпонками призначають із умови вільного проходу деталі без вилучення шпонок з пазів.

Рекомендується для різних діаметрів одного і того ж валу призначати однакові шпонки за перерізом і довжиною, виходячи з меншого діаметра що має паз. Міцність шпонкового пазу в цьому випадку достатня, бо сили, що діють на шпонки складають:

$$F_{t1} = \frac{2T}{d_1}; \quad F_{t2} = \frac{2T}{d_2}.$$

Якщо $d_2 \geq d_1$, то $F_{t2} < F_{t1}$, тобто, чим більший діаметр валу, тим меншу силу передає шпонка на цьому діаметрі при одному і тому ж обертовому моменті.

З'єднання сегментними шпонками (див. рис.16.5, *з*) є різновидністю з'єднання призматичними шпонками. Сегментні шпонки, як і призматичні, працюють боковими гранями. Ці шпонки і пази для них прості в виготовленні і зручні при монтажу-демонтажу, а шпонки – взаємозамінні. Але глибокий паз значно знижує міцність валу, тому вони застосовуються рідко, при невеликих навантаженнях або тільки для фіксації елементів з'єднання.

Напружені з'єднання здійснюються застосуванням клинових і тангенціальних шпонок, які викликають деформацію валу і маточини, тому використовуються лише у габаритних тихохідних приводах.

Клинові шпонки (рис. 16.6) конструктивно уявляють собою односкосні самогальмівні клини з кутом ухилу 1:100, які забивають молотком в пази валу і маточини, що є причиною виникнення торцевого биття, тому вони застосовуються обмежено, тільки в тихохідних передачах.

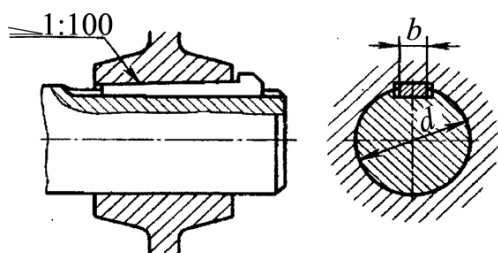


Рис. 16.6. З'єднання клиновою шпонкою

Тангенціальні шпонки відрізняються від клинових тим, що натяг між валом і маточиною здійснюється не в радіальному, а в дотичному напрямку з допомогою пари шпонок. Шпонки працюють в основному на стиск і тому найбільш надійні. Вони застосовуються в важкому машинобудуванні при великих навантаженнях і при передачах реверсивних рухів.

16.3. Зубчасті (шліцьові) з'єднання

Цей вид з'єднань умовно можна вважати як багатошпонкові, у яких шпонки виготовлені як одне ціле з валом, входять в відповідні пази маточини валу і називаються шліцями (зубцями). Такі з'єднання дозволяють передавати більші, порівнюючи з шпонковими, обертальні моменти, мають високу надійність при динамічних і реверсивних навантаженнях. Міцність підвищується також за рахунок зменшення глибини пазів валу, рівномірного розподілення навантаження по колу вала і більш точного центрування валу відносно отвору. Шліцьові з'єднання є кращими направляючими при осьовому переміщенні. Все це дозволяє застосовувати їх у важко навантажених швидкісних машинах (автотракторна промисловість, верстатобудування, авіабудування).

Шліцьові з'єднання бувають нерухомими і рухомими в осьовому напрямку. За формою профілю шліців розрізняють евольвентні, трикутні і прямокутні шліцьові з'єднання (рис. 16.7).

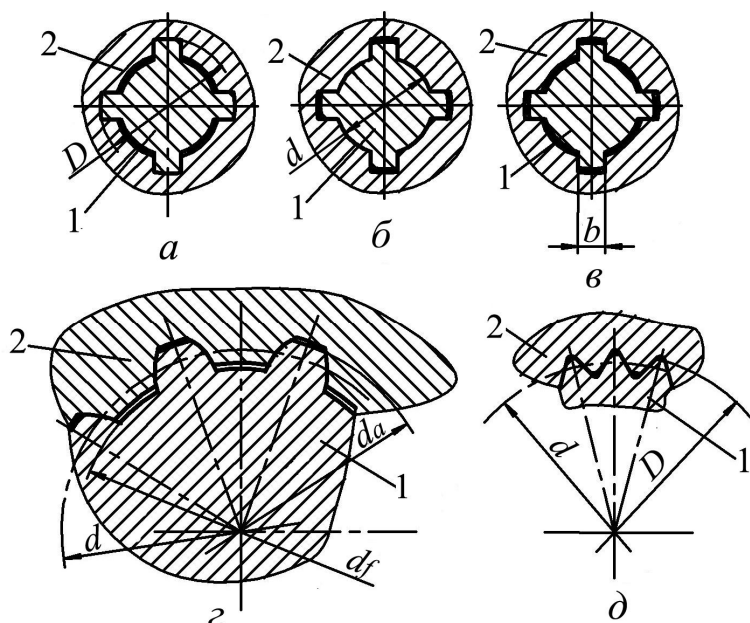


Рис. 16.7. Шліцьові з'єднання
 а...в – з прямобічним профілем; г – з евольвентним профілем;
 д – з трикутним профілем; 1 – вал; 2 – втулка.

Найбільше розповсюдження мають прямокутні шліцьові з'єднання, які виконуються з трьома видами центрування – за зовнішнім діаметром (рис. 16.7, а), за внутрішнім діаметром (рис. 16.7, б) і за боковими сторонами шліців (рис. 16.7, в).

16.4. Штифтові з'єднання

Штифти в основному призначені для точного взаємного фіксування деталей, рідше застосовують штифти для скріплення деталей машин, які передають невеликі навантаження. Крім того, існують спеціальні штифти, що зрізуються, які застосовуються як запобіжні деталі при перевантаженнях.

По формі розрізняють циліндричні, конічні і пружинні штифти. Перевагою конічних штифтів є можливість їх неодноразового монтажу і демонтажу без ушкодження для міцності з'єднання.

Штифти виготовляють із сталей Ст. 4, Ст. 5, сталь 30, 40 і 45.

16.5. Розрахунок шпонкових, шліцьових і штифтових з'єднань

Шпонки розраховують як найбільше слабку деталь з'єднання. Розміри стандартних шпонок підібрані із умови міцності на зминання і тому основним розрахунком для них є перевірочний розрахунок на зминання.

Для п р и з м а т и ч н и х шпонок розміри їх перерізу (ширину b і висоту h) та глибину пазів валу t_1 і втулки t_2 вибирають в залежності від діаметру валу d . Довжину шпонки конструктивно приймають на 5...10 мм менше довжини маточини і погоджують з стандартом після чого з'єднання перевіряють на зминання:

$$\sigma_{3M} = \frac{2T \cdot 10^3}{dl(h - t_1)} \leq [\sigma_{3M}], \quad (16.11)$$

де T – обертальний момент, що передається шпонкою, Н·м;

d – діаметр валу, мм;

l – робоча довжина шпонки, мм;

h – висота шпонки, мм;

t_1 – глибина шпонкового пазу у валу, мм.

Для с е г м е н т н и х шпонок розміри перерізу (ширину b і висоту H), довжину шпонки l і глибину пазу t_1 вибирають в залежності від діаметра валу відповідно до ДСТУ ГОСТ 24071:2005 (ІСО 3912:1977). Сегментні шпонки перевіряють як і призматичні на зминання за залежністю (16.11). Крім того, оскільки сегментна шпонка вузька, її необхідно перевірити на зріз:

$$\tau_{3P} = \frac{2T \cdot 10^3}{dbl} \leq [\tau_{3P}] \quad (16.12)$$

Допустимі напруження зминання і зрізу залежать від матеріалу шпонки і для середьовуглецевої сталі з границею міцності $\sigma_B \geq 500$ МПа складають відповідно $[\sigma_{3M}] = 110...190$ МПа, $[\tau_{3P}] = 70...100$ МПа.

Якщо розрахункове напруження більше допустимого, застосовують дві шпонки – для призматичних під кутом через 180° , для сегментних вповдовж валу в одному пази маточини. Якщо при цьому умова міцності не виконується застосовують шліцьові з'єднання.

Розміри шліцьових з'єднань теж вибирають виходячи з діаметру валу і виконують перевіірочний розрахунок на зминання:

$$\sigma_{3M} = \frac{2T \cdot 10^3}{z d_m h l \xi} \leq [\sigma_{3M}] \quad (16.13)$$

де T – обертальний момент на валу, Н·м;
 z – кількість шліців;
 d_m – середній діаметр з'єднання, мм;
 h – висота робочої поверхні контакту зубців, мм;
 l – довжина з'єднання (спільна для валу і маточини), мм;
 $\xi = 0,75 \dots 0,8$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на зубці.

Параметри штифтового з'єднання визначають наступним чином. Діаметр ненавантаженого установочного штифта приймають конструктивно, а діаметр кріпильного штифта визначають із умови його міцності на зріз:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi z [\tau_{зр}]}} \quad (16.14)$$

де F – сила, яка діє на штифт, Н;
 z – кількість площин зрізу;
 $[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження зрізу, яке звичайно приймають для штифтів з вуглецевих сталей $[\tau_{зр}] = 35 \dots 75$ МПа;

16.6. Приклади розрахунку рознімних з'єднань

16.6.1. Розрахунок різьбового з'єднання.

З а в д а н н я . Визначити діаметр болтів для скріплення фланців муфти (рис. 16.8). Вихідні дані до розрахунку:

- обертальний момент, який передає муфта: $T = 220$ Н·м;
- діаметр кола, на якому розміщені центри болтів: $D_0 = 110$ мм;
- кількість болтів – 4;
- матеріал болтів – сталь 45 з характеристиками:
 $\sigma_B = 600$ МПа; $\sigma_T = 360$ МПа;
- коефіцієнт запасу міцності матеріалу болтів (табл. КЗ Додатку К) $s = 3$.

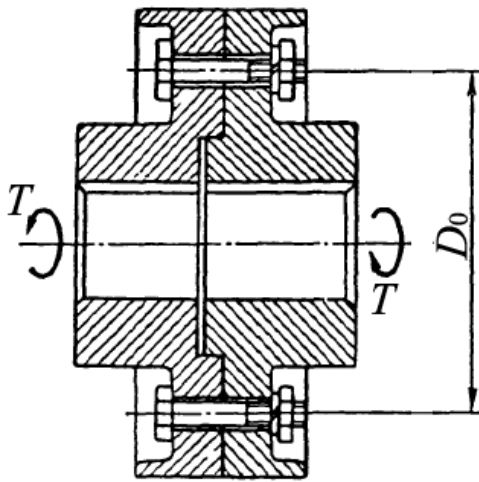


Рис. 16.8. Болтове з'єднання фланців глухого муфти

Розв'язання.

Визначаємо допустиме напруження розтягу для болтів:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{360}{3} = 120 \text{ МПа.}$$

Величина зовнішньої поперечної сили, яка приходить на один болт:

$$F = \frac{2T}{D_0 z} = \frac{2 \cdot 220}{0,11 \cdot 4} = 1000 \text{ Н.}$$

Потрібна сила затяжки болта за залежністю (16.7):

$$F_0 = \frac{kF}{if} = \frac{1,5 \cdot 1000}{1 \cdot 0,15} = 10000 \text{ Н,}$$

де прийнято наступні значення розрахункових величин: коефіцієнт надійності $k = 1,5$; число пар площин стику $i = 1$; коефіцієнт тертя ковзання для сталі по сталі $f = 0,15$.

З умови міцності на розтяг (16.10) необхідний внутрішній діаметр різьби:

$$d_p \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 F_0}{\pi [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 10000}{3,14 \cdot 120 \cdot 10^6}} = 0,0117 \text{ м} = 11,7 \text{ мм.}$$

За табл. К4 Додатку К приймаємо для скріплення фланців муфти болти М14, внутрішній діаметр різьби яких складає: $d_1 = 11,835$.

16.6.2. Вибір і розрахунок шпонки для валу.

З а в д а н н я . Підібрати шпонку і виконати необхідні перевірочні розрахунки шпонкового з'єднання для установки зубчастого колеса на ведений вал одноступінчастого зубчастого редуктора.

В и х і д н і д а н і :

- тип шпонки призматична, виконання А (див. рис. 16.5, а, б);
- посадочний діаметр валу $d = 32$ мм;
- максимальна ширина маточини зубчастого колеса $L = 50$ мм;
- матеріал валу – Сталь 45;

– матеріал маточини – Сталь 40Х.

Розв'язання. Підбираємо з табл. Е16 Додатку Е призматичну шпонку: параметри перерізу $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 45$ мм; глибина пазу на валу $t_1 = 5$ мм; довжина шпонки з діапазону допустимих значень при виконанні умов $l = 45 \text{ мм} \leq L = 50 \text{ мм}$.

Оскільки обертальний момент не задано, розраховуємо його максимально допустиме значення виходячи з діаметру валу і вважаючи що увесь момент передається шпонкою:

$$T = 0,2 \cdot 10^{-3} [\tau_{KP}] \cdot d^3 = 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 32^3 = 196,61 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $[\tau_{KP}]$ – допустиме напруження кручення при попередньому розрахунку валу; для тихохідних валів – $[\tau_{KP}] = 30 \text{ МПа}$.

Виконуємо перевірочний розрахунок шпонкового з'єднання на зминання, використовуючи залежність (16.11):

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{dl(h - t_1)} = \frac{2 \cdot 196,8 \cdot 10^{-6}}{0,032 \cdot 0,045 \cdot (0,008 - 0,005)} = 91,11 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 140 \text{ МПа},$$

де h – висота шпонки;

t_1 – глибина пазу у валу;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження на зминання; для сталевих деталей шпонкового з'єднання приймаємо $[\sigma_{зм}] = 140 \text{ МПа}$.

Висновок: підібрана шпонка забезпечує необхідну міцність з'єднання.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Перелічить основні види рознімних з'єднань.
2. Які з'єднання називають різьбовими?
3. Приведіть типи різьб: за призначенням; в залежності від одиниць, в яких вимірюються параметри різьби; за формою осьового профілю різьби; за напрямком гвинтової лінії; за кількістю заходів.
4. Перелічить основні параметри метричної прямокутної кріпильної різьби.
5. Які типи кріпильних деталей входять у склад різьбових з'єднань?
6. Як розраховуються різьбові з'єднання?
7. Коротко опишіть конструкцію шпонкового з'єднання.
8. Яку функцію виконують шпонкові з'єднання у механічних приводах машин?
9. Перелічить переваги і недоліки шпонкових з'єднань.
10. Які типи ненапружених шпонкових з'єднань найбільш поширені у машинобудуванні?

11. Коротко опишіть конструкцію шліцьового з'єднання. Де застосовуються шліцьові з'єднання?
12. Дайте опис конструкції штифтового з'єднання. Для чого застосовуються штифтові з'єднання?
13. Які розрахунки виконуються для з'єднань:
 - шпонкового?
 - шліцьового?

Глава 17.

МУФТИ

17.1. Загальні відомості про муфти та їх класифікація

Муфти в механічних приводах призначені для з'єднання валів, кінці яких розташовані впритул або розведені на невелику відстань, а також передачі моменту від одного вала до другого. Вали здебільшого розташовані так, що геометрична вісь одного є продовженням геометричної осі другого вала, іноді геометричні осі валів розташовані під деяким кутом друг до друга.

Необхідність застосування муфт викликана різними обставинами, в тому числі:

- для одержання довгих валів, виготовлених з окремих частин;
- необхідності компенсації шкідливого впливу неспіввісності валів, пов'язаної з неточністю виготовлення або монтажу;
- необхідністю додання одному з валів деякої рухомості;
- для зменшення динамічних навантажень;
- для створення можливості вмикання і вимикання одного з валів при постійному обертанні іншого вала й деякими іншими.

Крім того, муфти застосовують також для з'єднання валів із зубчастими колесами, шківками пасових передач і інших деталей. Застосовувані в сучасному машинобудуванні муфти по призначенню, принципу дії й конструкції надзвичайно численні й різноманітні, їх класифікація в залежності від принципу дії, призначення і конструкції приведена на рис. 17.1.

Відповідно до цієї класифікації муфти приводів підрозділяються:

- в залежності від ф і з и ч н о г о п р и н ц и п у дії на три групи:

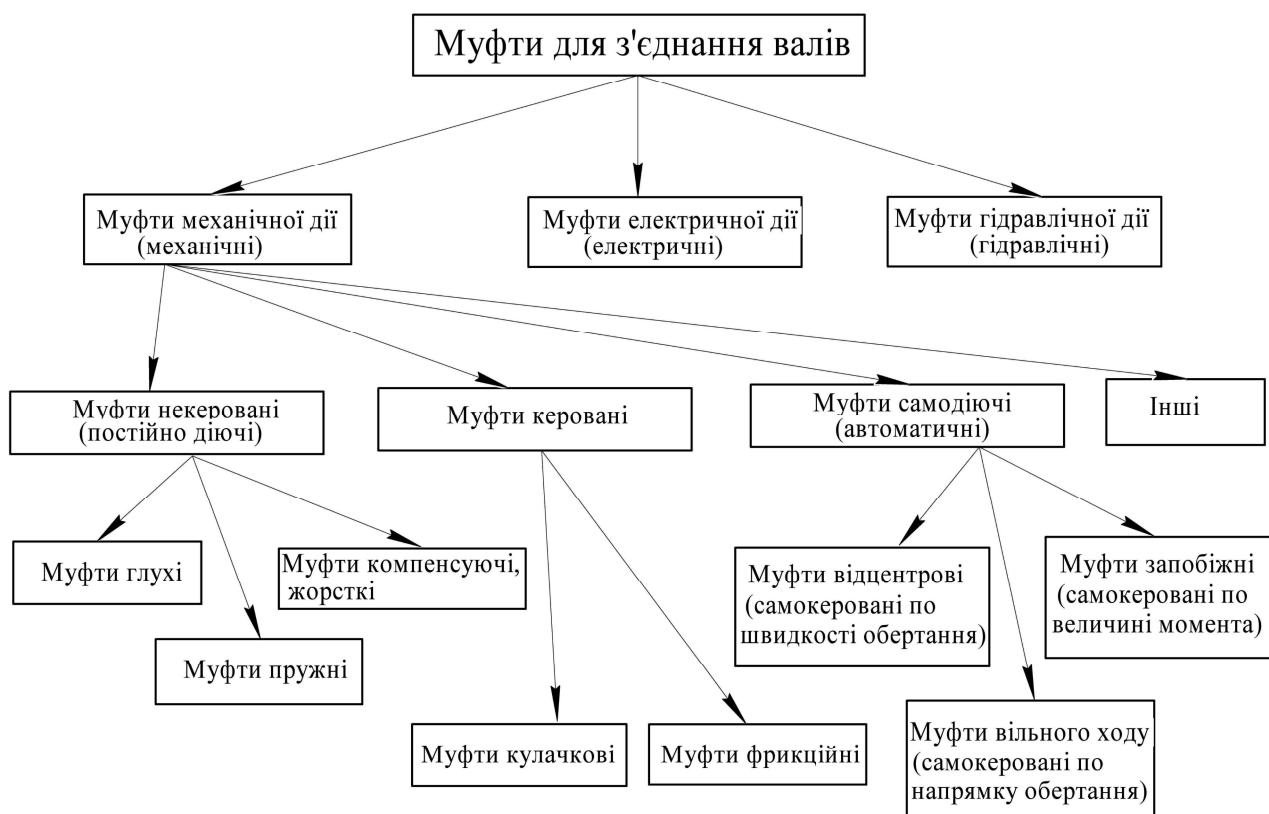


Рис. 17.1. Схема класифікації муфт

1) муфти механічної дії (механічні), в яких використовують принципи зчеплення за рахунок механічної взаємодії з'єднаних елементів;

2) муфти електричної дії (електричні), в яких використовують принципи зчеплення за рахунок електромагнітних сил;

3) муфти гідравлічної дії (гідравлічні), в яких використовують принципи зчеплення за рахунок гідродинамічних сил.

– за принципом керування на чотири групи:

1) некеровані муфти (постійної дії), в яких ведуча й ведена напівмуфти з'єднані між собою постійно. Цей клас муфт найпоширеніший;

2) керовані муфти, що дозволяють зчіплювати й розчіплювати ведучий і ведений вали як під час їхньої зупинки, так і під час роботи (на ходу);

3) самодіючі муфти, у яких ведучий і ведений вали зчіплюються або розчіплюються автоматично при зміні заданого режиму роботи муфти;

4) інші види муфт, які не можуть бути віднесені до перших трьох груп, і різної спеціальні, наприклад комбіновані муфти, що складаються з нерозчеплюваної й керованої або самодіючої муфти.

Некеровані муфти підрозділяються на наступні підгрупи:

- глухі – для жорсткого й нерухомого з'єднання співвісних валів;
- пружні – для зменшення динамічних навантажень, що передаються через вали, що з'єднуються ними;
- компенсуючі самоустановлювальні – для з'єднання валів з невеликими взаємними зсувами й перекосами геометричних осей, викликаними неточністю виготовлення або монтажу, а також пружними деформаціями валів.

Керовані муфти підрозділяються на дві підгрупи:

- кулачкові (синхронні), що допускають зчеплення й розчіплювання ведучого і веденого валів тільки при рівних або майже рівних кутових швидкостях;
- фрикційні (асинхронні), що дозволяють зчіплювати й розчіплювати ведучий і ведений вали при різних кутових швидкостях.

Самодіючі муфти підрозділяються на три підгрупи:

- відцентрові, які вимикаються (вмикаються) при досягненні ведучим валом певної частоти обертання;
- муфти вільного ходу (обгінні), які запобігають передачі обертаючого моменту від веденого вала назад, до ведучого, у випадку, якщо з якої-небудь причини ведений починає обертатися швидше;
- запобіжні муфти служать для роз'єднання валів або при неприпустимому збільшенні переданого моменту (перевантаженню) або швидкості обертання, тобто, запобігають поломці машини у випадку порушення нормального режиму роботи.

У курсі «Деталі машин» вивчають тільки механічні муфти. Гідродинамічні, електромагнітні й спеціальні муфти вивчають у спеціальних курсах. Оскільки в сучасному машинобудуванні застосовується велика кількість механічних муфт, обмежимося розглядом лише найпоширеніших.

Більшість муфт нормалізовані. Деякі нестандартні муфти виготовляють по нормальних заводів й проектних організацій. Відповідно розміри муфт приймають за ДСТ або по каталогах заводів і проектних установ.

Основна характеристика при підборі муфт за ДСТ, каталогу або довіднику – обертальний момент, що передається муфтою, величина якого враховує найбільш важки умови навантаження муфти. Вказаний момент називають розрахунковим обертальним моментом і обчислюють за формулою:

$$T_p = kT \quad (17.1)$$

де T – обертальний момент, що передається муфтою у сталому режимі роботи (номінальний момент);

k – коефіцієнт динамічності або режиму роботи, що враховує додаткові динамічні навантаження на муфту; його значення залежать від типу приводного двигуна й призначення робочої машини, звичайно: $k = 1..6$.

Оскільки муфти підбирають за ДСТ або відомчим нормаліям, то розрахунок їх здійснюють як перевірочний.

17.2. Жорсткі муфти

Найпростіша із жорстких нероз'ємних муфт – втулкова муфта (рис. 17.2), що представляє собою суцільну втулку, яка надівається на кінці валів і закріплюється на них штифтами (рис 17.2, а), шпонками (рис 17.2, б), або шліцями.

Втулкові муфти, прості, дешеві по конструкції, знайшли досить широке застосування в легких машинах для з'єднання валів діаметром приблизно до 100 мм. Застосування цих муфт обмежене тим, що при зборці й розбиранні валів потрібні значні зміщення їх в осьовому напрямку, а також тим, що ці муфти вимагають дуже точного суміщення осей валів (у протилежному випадку з'являються сили, що згинають вали). Матеріал втулок – сталі 35, 40, 45, а втулок більших розмірів – чавун СЧ21, СЧ24 і ін. Міцність муфти визначається міцністю її з'єднання з валом – штифтового, шпонкового, шліцевого.

Найпоширеніша із жорстких муфт, рознімних у площині, перпендикулярній осі вала, – фланцева муфта (рис 17.2, в), що складається із двох напівмуфт, які насаджуються на кінці валів і з'єднуються між собою болтами. Болти муфти ставлять із зазором (варіант I) і без зазору (варіант II).

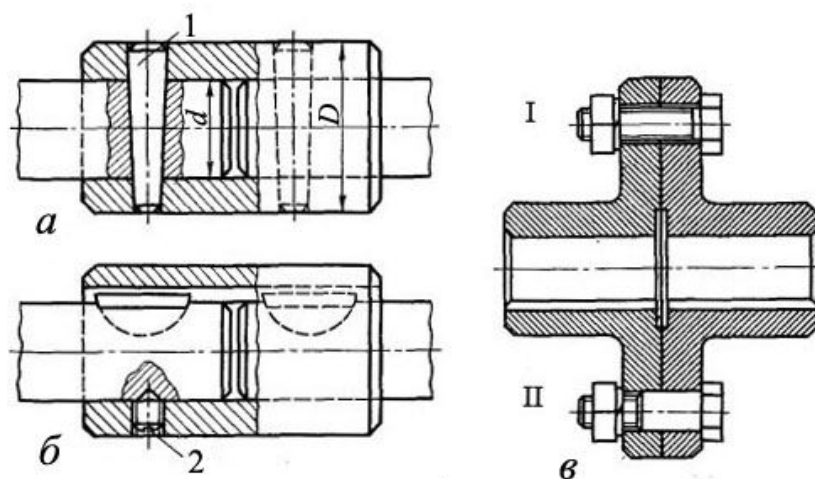


Рис. 17.2. Втулкові муфти
1– штифт; 2 – установочний гвинт

У першому випадку момент передається силами тертя, що виникають на стику напівмуфт від затягування болтів, а в другому – безпосередньо болтами, які працюють на зріз і зминання. Муфти з болтами, поставлені без зазору, можуть передавати більші моменти.

Напівмуфти виготовляють зі сталі 40, сталевого лиття 35Л, чавунного лиття СЧ21, СЧ30 і ін. Оскільки фланцева муфта проста по конструкції, може сприймати більші навантаження, у тому числі й ударної дії, в машинобудуванні її застосовують досить широко для з'єднання валів діаметром до 250 мм. Для жорсткого з'єднання валів великого діаметра напівмуфти виконують як одне ціле з валами або приварюють напівмуфти до валів. Розрахунок фланцевої муфти полягає в перевірочному розрахунку на міцність її болтів і з'єднання напівмуфт із валами – шпонкового, шліцьового або з натягом.

17.3. Компенсуючі самоустановлювальні муфти

З такого типу універсальних муфт найпоширенішою є з у б ч а с т а м у ф т а (рис. 17.3) для з'єднання валів діаметром від 40 до 560 мм.

Муфта складається із двох напівмуфт 1 і 2 із зовнішніми зубцями й двох половин обойми 3 і 4 із внутрішніми зубцями, що зчіплюються із зубцями напівмуфт. Напівмуфти насаджують на кінці валів, що з'єднуються. Половини обойми з'єднують між собою болтами.

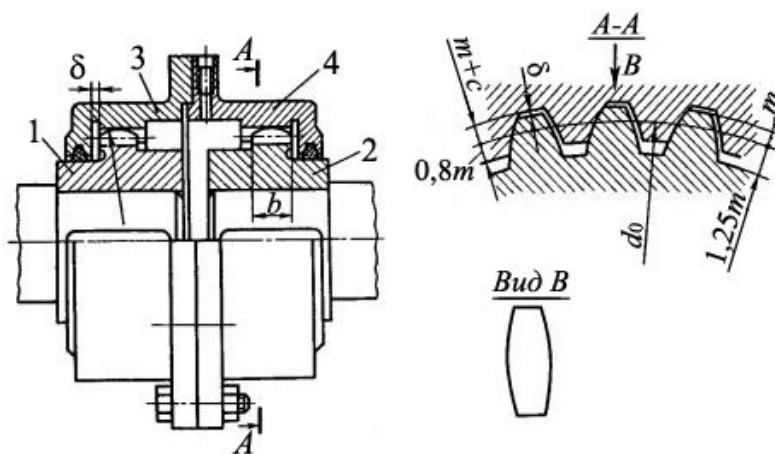


Рис. 17.3. Зубчаста муфта

Зубці напівмуфт і половини обойми мають евольвентний профіль, аналогічний евольвентному профілю зубців зубчастих коліс, що дозволяє нарізати їх нормальним зуборізним інструментом. Зубчаста муфта компенсує будь-які взаємні зсуви валів – осьові, радіальні й кутові, тому що зубчасте зачеплення її виконують із бічним зазором і можливістю вільного осьового взаємного зсуву сполучених зубців, а зубці виготовляють діжкоподібної форми зі сферичною зовнішньою поверхнею. Широке застосування в машинобудуванні зубчастих муфт пояснюється рядом їхніх достоїнств:

- невеликими габаритами і масою;
- великою навантажувальною здатністю через більше число одночасно зчеплених зубців;
- допустимістю високих окружних швидкостей ($V \geq 25$ м/с) і технологічністю.

Напівмуфти й половини обойми зубчастих муфт виготовляють зі сталей 40, 45 або зі сталевого лиття 45Л, 50Л і ін.

Для підвищення зносостійкості зубці піддають термообробці до твердості HRC 40 для зубців напівмуфт і HRC 35 для зубців половин обойми. Тихохідні зубчасті муфти (при $V < 5$ м/с) виготовляють з твердістю зубців не нижче HB 280. Для зменшення зношування зубців муфти в її обойму заливають масло великої в'язкості. Розміри зубчастої муфти приймають по таблицях ДСТ залежно від розрахункового моменту муфти

$$T_p = k_1 k_2 T \quad (17.2)$$

де k_1 – коефіцієнт безпеки, значення якого приймають $k_1 = 1,0 \dots 1,8$ в залежності від важкості наслідків, до яких приведе поломка муфти;

k_2 – коефіцієнт, що враховує умови роботи муфти; приймають: $k_2 = 1,0$ при спокійному режимі роботи; $k_2 = 1,0 \dots 1,3$ при нерівномірному режимі; $k_2 = 1,3 \dots 1,5$ при важкому режимі роботи з ударами;

T – номінальний обертальний момент.

Перевірочний розрахунок на міцність зубчастої муфти виконують за формулою

$$T_{\max} \leq 2T_{TAB} \quad (17.3)$$

де $T_{\max}$ – максимальний короткочасно переданий муфтою обертальний момент;

T_{TAB} – значення моменту, прийнятого за таблицею ДСТ для даного типу муфти.

Із компенсуючих самоустановлювальних радіальних муфт застосовують хрестові муфти, призначені для з'єднання валів з радіальним зсувом, вони допускають також осьовий і кутовий зсуви валів, що з'єднуються.

Із хрестових муфт найпоширеніша кулачково-дискова (рис. 17.4). Вона

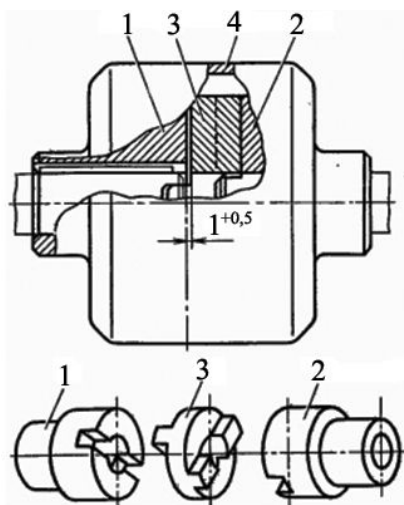


Рис. 17.4. Хрестова муфта

складається із двох напівмуфт 1 і 2, проміжного плаваючого диска 3 і кожуха 4. Насаджені на вали напівмуфти з'єднуються між собою диском завдяки тому, що на торцях диска є виступи, які вставляють у пази напівмуфт. Вона допускає також осьове й кутове переміщення валів.

Перевірочний розрахунок на міцність хрестових муфт виконують за формулою

$$p_{\max} = \frac{8T}{D^2 h} \leq [p] \quad (17.4)$$

де $p_{\max}$ – максимальний тиск на робочих поверхнях спряжених деталей муфти, МПа;

$[p]$ – допустимий тиск для цих деталей, МПа, яке приймається в залежності від матеріалу деталей, які контактують: для сталі по сталі $[p]=15\dots25$ МПа, для текстоліту по сталі $[p]=8\dots10$ МПа;

T_p – розрахунковий обертальний момент (див. формулу (17.2)), Н·м;

D – зовнішній діаметр муфти, м;

h – робоча висота виступів диска.

До кутових компенсуючих самоустановлювальних муфт відносять шарнірні муфти для з'єднання валів із взаємним нахилом до 45° і можливістю зміни кута нахилу.

Найпростіша шарнірна муфта – одинарна (рис. 17.5, а), що складається із двох напівмуфт-вилок 1 і 2, насаджених на кінці валів, взаємно розташованих під деяким кутом, і хрестовин 3, шарнірно з'єднаних з вилками.

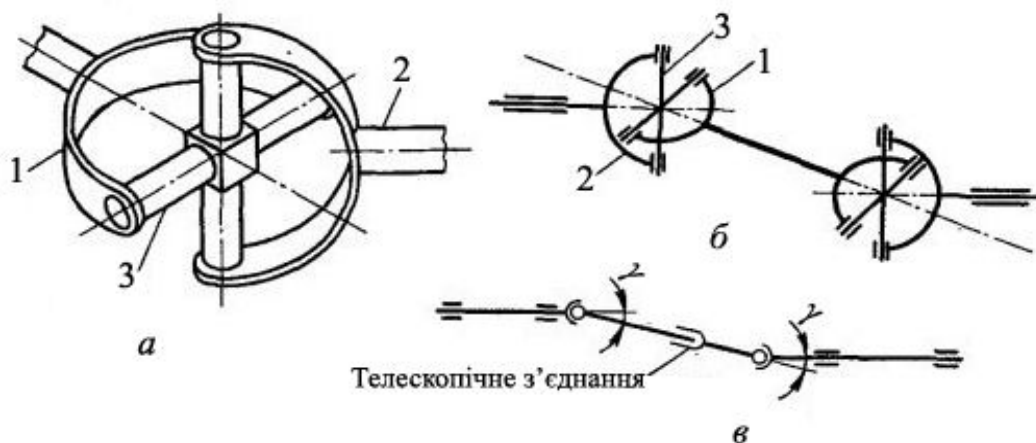


Рис. 17.5. Шарнірні муфти

Недолік цієї муфти – нерівномірне обертання веденого вала. Для забезпечення обертання веденого вала з постійною кутовою швидкістю або для можливості передачі руху між паралельними, але зміщеними валами, а також при необхідності збільшення кута нахилу між з'єднуваними валами, застосовують здвоєну шарнірну муфту (рис. 17.5, б). Для того щоб ведений вал

мав постійну частоту обертання, необхідно, щоб обидва вали, ведучий і ведений, були паралельні і нахилені щодо проміжного валика з двоєної шарнірної муфти під однаковим кутом, а обидві вилки проміжного валика лежали в одній площині. Для можливості зміщення під час роботи, вали з'єднують шарнірною двоєною муфтою з телескопічним проміжним валиком (рис. 17.5, в).

Шарнірні муфти підрозділяються на малогабаритні, що передають невеликі обертальні моменти, і крупногабаритні для передачі середніх і великих моментів. Малогабаритні шарнірні муфти одинарні (рис. 17.6, а) і двоєні (рис. 17.6, б) застосовуються для з'єднання валів діаметрами 10...40 мм машин сільськогосподарського призначення.

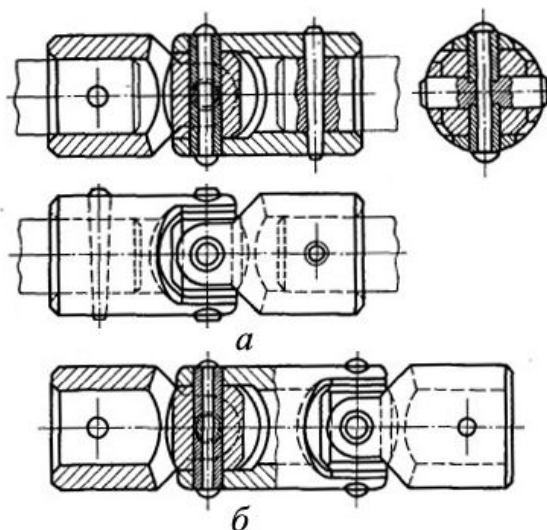


Рис. 17.6. Конструкції шарнірних муфт

Шарніри цих муфт створюються вставними осями, одна з яких довга, а друга – складається із двох коротких втулок, стягнутих заклепкою. Матеріал вилок і заклепки – сталь 20Х, а хрестовини і осей – стали 40Х.

Перевірочний розрахунок шарнірних муфт складається з визначення тиску на робочі поверхні шарнірів і розрахунку на міцність вилок і хрестовини за формулами опору матеріалів.

17.4. Пружні муфти

Як зазначено раніше, пружні муфти служать для зменшення динамічних навантажень, переданих валами, що з'єднуються ними. Крім того, ці муфти запобігають від резонансних коливань валів, що з'єднуються, і дозволя-

ють дещо компенсувати неточність взаємного розташування валів. Основні характеристики пружних муфт – жорсткість або зворотна їй величина – піддатливість і демпфуюча здатність, тобто здатність перетворювати в теплоту енергію деформування пружних елементів муфти.

Розрізняють пружні муфти на лінійні і нелінійні, або постійної і змінної жорсткості. Перші мають лінійну характеристику, тобто пряму пропорційність кута закручування муфти (кута повороту однієї напівмуфти відносно іншої) від переданого моменту, а другі – нелінійну характеристику. Достоїнство муфт із нелінійними характеристиками – запобігання резонансу крутильних коливань при змінних навантаженнях муфт.

Конструкції пружних муфт різноманітні. За матеріалами пружних елементів вони діляться на муфти з неметалевими і металевими пружними елементами. Основний матеріал неметалевих пружних елементів – гума, що має такі достоїнства, як висока еластичність та демпфуюча здатність, а також електроізоляційна здатність. Металеві пружні елементи муфт являють собою різні сталеві пружини або сталеві пружинні стрижні, пластини або пакети пластин.

З муфт із неметалевими пружними елементами найбільш поширені втулково-пальцеві муфти (МПВП) (рис.17.7). Розміри цих муфт стандартизовані (ДСТУ 2128-93) в залежності від номінального моменту для з'єднання валів діаметром 9... 160 мм.

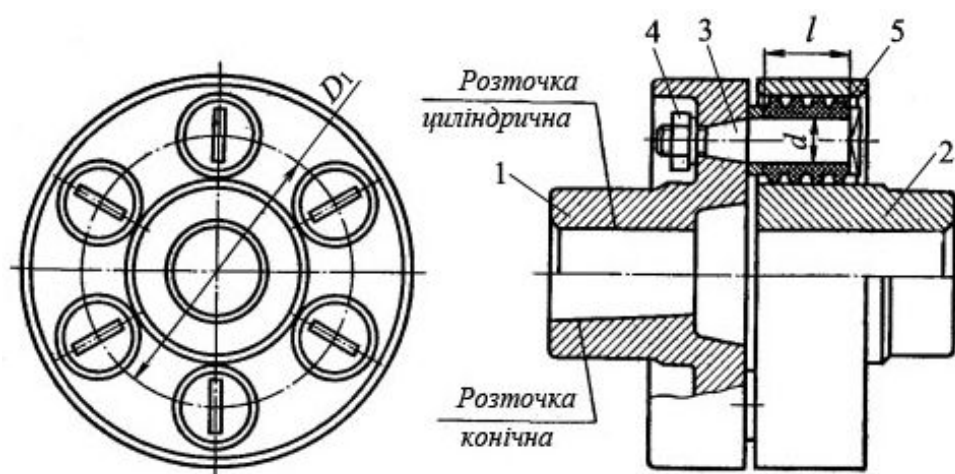


Рис. 17.7. Конструкція втулково-пальнової муфти (МПВП)

МПВП складається із двох напівмуфт 1 і 2, насаджених на кінці валів, що з'єднуються; сталевих пальців 3, закріплених в одній з напівмуфт гайками 4 з посадкою на конус; пружних гумових втулок 5. Дозволяється заміна пружних втулок набором кілець із того ж матеріалу. Широке застосування в машинобудуванні цієї муфти, особливо в приводах електродвигунів, пояснюється такими її достоїнствами, як легкість виготовлення, простота пружних елементів, зручність їхньої заміни й надійність. Напівмуфти виготовляють із чавуну СЧ 21, стали 30 або сталевого лиття 35Л; матеріал пальців – сталь 45.

Розрахунок муфти МПВП складається з перевірного розрахунку пружних елементів на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_p}{zD_1dl} \leq [\sigma_{зм}] \quad (17.5)$$

і перевірного розрахунку пальців на згин:

$$\sigma_{зг} = \frac{T_p l}{0,1d^3 zD_1} \leq [\sigma_{зг}] \quad (17.6)$$

де T_p – розрахунковий обертальний момент муфти (див. формулу (17.2));

D_1 – діаметр окружності розташування центрів пальців;

d – діаметр пальців під гумовими кільцями або втулкою;

l – робоча довжина втулки;

z – число пальців;

$\sigma_{зм}$ – розрахункове напруження зминання втулки;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження на зминання для матеріалу втулки (гуми), $[\sigma_{зм}] = 2...4$ МПа;

$\sigma_{зг}$ – розрахункове напруження згину для пальців;

$[\sigma_{зг}]$ – допустиме напруження згину для матеріалу для пальців, $[\sigma_{зг}] = 60...80$ МПа.

Муфта пружна із зірочкою (рис.17.8, а) складається з двох напівмуфт з двома або трьома торцевими кулачками, трапецеїдального перерізу кожний. Кулачки входять у відповідні впадини проміжного між напівмуфтами пруж-

ного елемента – зірочки, виготовленої з гуми. Дана муфта компактна й надійна в експлуатації.

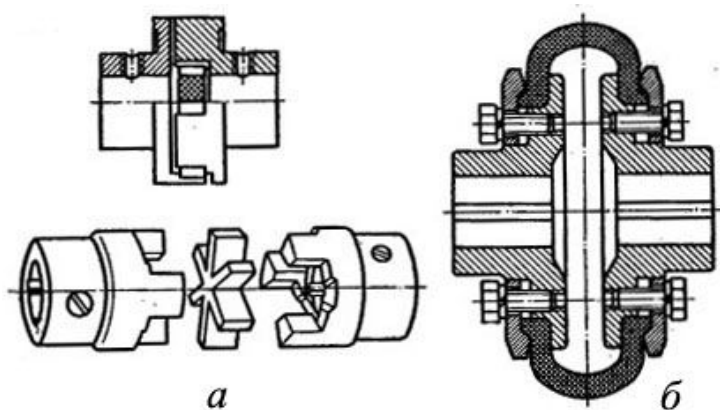


Рис. 17.8. Конструкція муфт з пружними елементами

Матеріал напівмуфт – сталь Ст. 3. Розміри муфти приймають за ДСТ залежно від розрахункового моменту T_p (див.формулу (17.2)).

Промені (зуби) зірочки перевіряють розрахунком на зминання. Допустиме напруження на зминання зірочки $[\sigma_{зм}] = 2...4$ МПа.

В машинобудуванні застосовують цілий ряд пружних муфт, у яких пружні гумові елементи працюють на кручення і зсув. До таких муфт відносяться, наприклад, муфти із пружними оболонками. Муфта з тороподібною оболонкою (рис. 17.8, б) складається із двох напівмуфт, пружної оболонки, яка за формою нагадує автомобільну шину, і двох кілець, які за допомогою гвинтів закріплюють оболонку на напівмуфтах.

Достоїнства муфти: здатність компенсувати значні неточності установки валів, що з'єднуються, легкість зборки, розбирання й заміни пружного елемента. Муфти із пружними оболонками мають перспективи широкого застосування у вітчизняному машинобудуванні.

У порівнянні з муфтами з неметалічними пружними елементами муфти з металевими пружними елементами більше довговічні, мають менші габарити, але дорожче, їх застосовують в основному для великих моментів.

З муфт із металевими пружними елементами найпоширеніші є муфта зі змієподібною пружиною (рис. 17.9). Вона складається із двох напів-

муфт із зубцями спеціальної форми, у западинах між якими міститься змієподібне вигнута пружина, розділена на кілька частин.

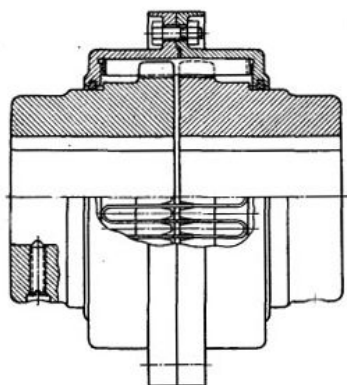


Рис. 17.9. Конструкція муфти із змієподібною пружиною

Зубці й пружина закриваються зовні кожухом, що складається із двох половин, які з'єднуються між собою болтами. Кожух служить резервуаром для мастила й захищає муфту від пилу. Матеріал напівмуфт – сталь 45 або сталеве лиття 45Л. Пружини виготовляють із пружинної сталі 65М, 60С2 і ін. Половини кожуха відливають із

чавуну СЧ 15, СЧ 18.

17.5. Синхронні муфти

До синхронних відносяться кулачкові й зубчасті муфти. У цих муфтах момент від ведучого до веденого вала передається взаємним зачепленням напівмуфт за допомогою кулачків (торцевих виступів) або зубів. Кулачкові й зубчасті муфти простіше й дешевше фрикційних, але їх недолік полягає в тім, що їхнє включення при обертанні валів супроводжується ударами, які можуть викликати поломки деталей привода або машини. Тому кулачкові й зубчасті муфти застосовують при відсутності вимоги плавності включення, рідких включеннях і малій відносній кутовій швидкості, а також в умовах обмежених габаритів.

Конструкції кулачкових і зубчастих муфт досить різноманітні. Кулачкова муфта (рис. 17.10) складається із двох напівмуфт 1 і 2, які зчіплюються між собою за допомогою торцевих кулачків 4. Втулка 5 служить для центрування валів. Напівмуфта 1 з'єднана з валом нерухомо, а напівмуфта 2 установлена на валу з можливістю осьового переміщення на напрямних шпонках (у деяких конструкціях на шліцах). Осьове переміщення рухомої напівмуфти здійснюється за допомогою пристрою, називаного відводкою, кільце якої міститься в пазу 3 напівмуфти 2.

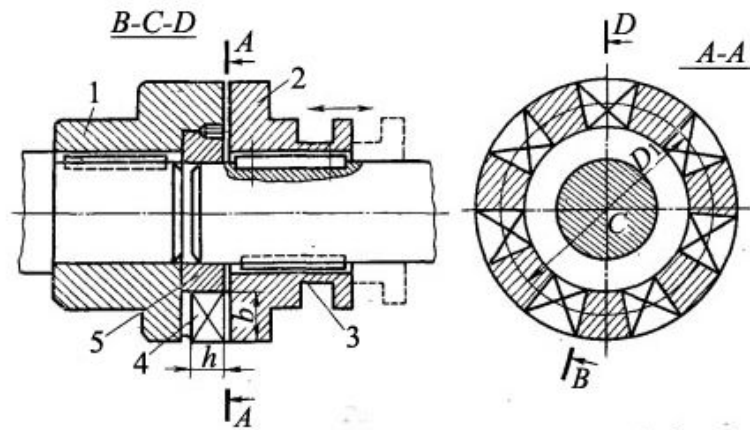


Рис. 17.10. Конструкція кулачкової муфти

Для зменшення зношування деталей відводки рухома напівмуфта встановлюється на веденому валу.

На рис. 17.10 муфта показана у включеному стані. Після виключення муфти права сторона рухомої напівмуфти займає положення, показане на рисунку штриховими лініями. У даній муфті профіль кулачків трапецеїдальний. В інших кулачкових муфтах застосовують кулачки інших профілів – прямокутного, трикутного й несиметричного. Профіль кулачків визначається призначенням муфти. Напівмуфти кулачкових муфт виготовляють звичайно із сталей 15, 20, 15X, 20X, які цементуються, а при більших розмірах – зі сталей 40, 45, 40X 20XH, 40XH і ін.

Розрахунок кулачкових муфт полягає в перевірочному розрахунку на зносостійкість і міцність кулачків у припущенні їхнього рівномірного навантаження. На зносостійкість розраховують по тиску на робочих поверхнях:

$$p = \frac{2T_p}{zD_1bh} \leq [p], \quad (17.7)$$

на міцність при згині – за залежністю:

$$\sigma_{32} = \frac{2kT_ph}{zD_1W_{32}} \leq [\sigma_{32}] \quad (17.8)$$

де k – коефіцієнт нерівномірності роботи кулачків, який залежить від точності їх виготовлення і приймається у межах $k=2\dots3$;

T_p – розрахунковий обертальний момент муфти (див. формулу (17.2));

D_1 – діаметр середнього кола кулачків;

b – ширина кулачка;

h – висота кулачка;

z – число кулачків напівмуфти;

p – розрахунковий тиск на робочій поверхні кулачків;

$[p]$ – допустимий тиск для кулачків. Рекомендується приймати: $[p] = 30 \dots 40$ МПа для муфт, які вмикаються на ходу; $[p] = 80 \dots 120$ МПа для муфт, які вмикаються при нерухомих валах;

σ_{32} – розрахункове напруження згину для кулачків;

$[\sigma_{32}]$ – допустиме напруження згину для матеріалу кулачків, рекомендуються приймати $[\sigma_{32}] = [p]$.

Найпростіша з у б ч а с т а муфта показана на рис. 17.11, *а*. Напівмуфти її являють собою зубчасті колеса із зубами евольвентного зачеплення й однаковим числом зубів; одна з напівмуфт – із зовнішніми зубцями, інша – із внутрішніми. Так само як і в кулачкової, одна з напівмуфт з'єднана з валом нерухомо (на рис. 17.11, *а* – права), а інша напівмуфта (ліва) за допомогою відводки може переміщатися уздовж валу, у результаті чого напівмуфти і відповідні вали зчіплюються або розчіплюються.

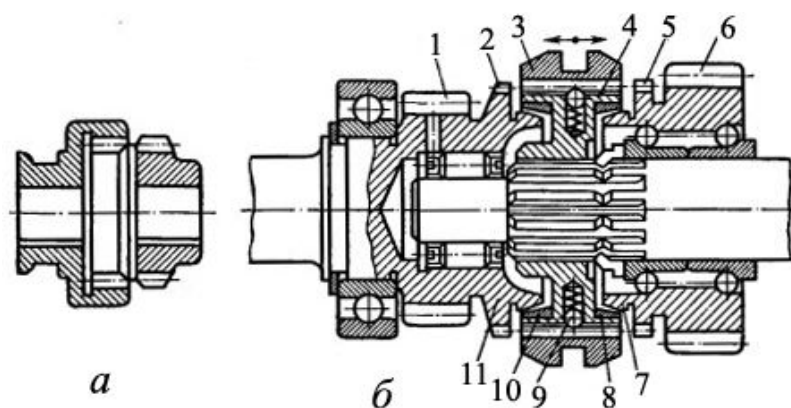


Рис. 17.11. Конструкція зубчастих муфт

Зубчаста муфта більш складної конструкції представлена на 17.11, *б*. Муфта призначена для почергового включення шестерень 1 і 6. Вона складається з рухомої обойми 3 із внутрішніми зубцями, керованої за допомогою

відводки; нерухомої напівмуфти 4 із зовнішніми зубцями, яка перебуває в постійному зчепленні з обоймою і з'єднана з валом шліцами; двох однакових нерухомих напівмуфт 2 і 5 із зовнішніми зубцям, кожна з яких виготовлена як одне ціле зі своєю шестернею.

При частому вмиканні й вимиканні зубчастих і кулачкових муфт, наприклад в автомобілях, для усунення або зменшення ударів і шуму, що виникають при включенні цих муфт, застосовують синхронізатори. Синхронізатори являють собою допоміжні фрикційні муфти, які включаються раніше основних зубчастих або кулачкових муфт і, вирівнюючи кутові швидкості валів, що обертаються, усувають або зменшують удари й шум при включенні.

Синхронізатор найпростішої конструкції для зубчастої муфти (17.11, б) складається із двох конусних муфт. Зовнішні рухомі напівмуфти 10 і 8 цих муфт з'єднані з обоймою 3, а внутрішні нерухомі напівмуфти 11 і 7 виконані як одне ціле з напівмуфтами 2 і 5 зубчастої муфти. При осевому переміщенні в той чи інший бік обойми 3 через шестерню напівмуфти 4 вона передає від відводки осьову силу конусній напівмуфті 11 або 7, що визиває тертя по конусним поверхням і вирівнювання кутових їх швидкостей. З цієї причини, повне включення фрикційної муфти відбувається не відразу, а плавно.

Після подолання опору пружини фіксатора обойми, фіксуючі шарики 9 обойми зсуваються усередину муфти і при подальшому переміщенні обойми включається зубчаста муфта.

17.6. Фрикційні (асинхронні) муфти

З керованих механічних муфт найпоширенішими є фрикційні, тому що з їхньою допомогою здійснюється плавне зчеплення й розчіплювання валів при обертанні. Плавне зчеплення валів забезпечують сили тертя між зчіпними деталями напівмуфти, які можна легко регулювати шляхом зміни ступені стиску цих деталей. У процесі включення фрикційної муфти, між деталями, за допомогою яких здійснюється зчеплення напівмуфт, відбувається ковзан-

ня. При усталеному русі це ковзання відсутнє. При перевантаженнях таке ковзання можливо, тому фрикційна муфта може служити запобіжним пристроєм. Найпоширеніші схеми фрикційних муфт показані на рис. 17.12, де напівмуфти 1 нерухомі, а напівмуфти 2 або повністю рухомі, або містять у собі рухомі деталі.

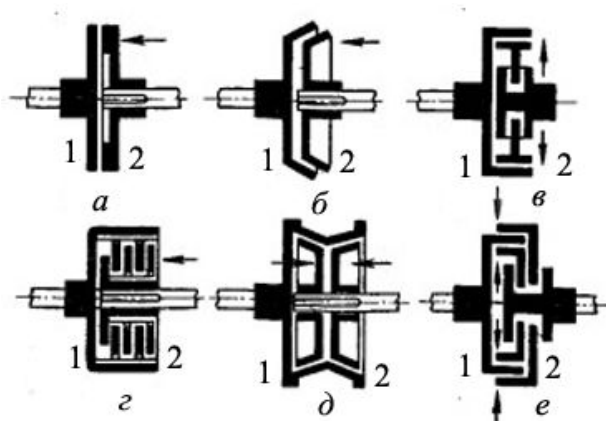


Рис. 17.12. Схеми фрикційних муфт

За формою робочих поверхонь розрізняють фрикційні муфти наступних видів:

- д и с к о в і (рис. 17.12, а, г), робочі поверхні яких – плоскі торцеві поверхні дисків;
- к о н у с н і (рис. 17.12, б, д), робочі поверхні яких конічної форми;
- ц и л і н д р и ч н і (рис. 17.12, в, е) – колодкові, стрічкові й інші із циліндричною робочою поверхнею.

Дискові муфти поділяють на однодискові (рис. 17.12, а) і багатодискові (рис. 17.12, г), конусні муфти – з одинарним (рис. 17.12, б) і подвійним конусом (рис. 17.12, д). У циліндричних муфтах сила тертя, за допомогою якої здійснюється зчеплення напівмуфт, створюється за допомогою колодок, стрічок або інших деталей.

Із фрикційних муфт найпоширеніші багатодискові, тому що по габаритних діаметральних розмірах вони найменші, мають високу плавність включення, легко регулюються й для їхнього включення потрібна невелика сила.

Досить широке застосування має ф р и к ц і й н а б а г а т о д и с к о в а м у ф т а, показана на рис. 17.13. Вона складається із двох нерухомих напів-

муфт 1 і 9, декількох зовнішніх 3 і внутрішніх 4 дисків, двох упорних кілець 2 і 5, між якими перебувають диски, упорних гайок 6, важільного механізму включення муфти 7 і рухомої втулки включення 8, керованої за допомогою відводки.

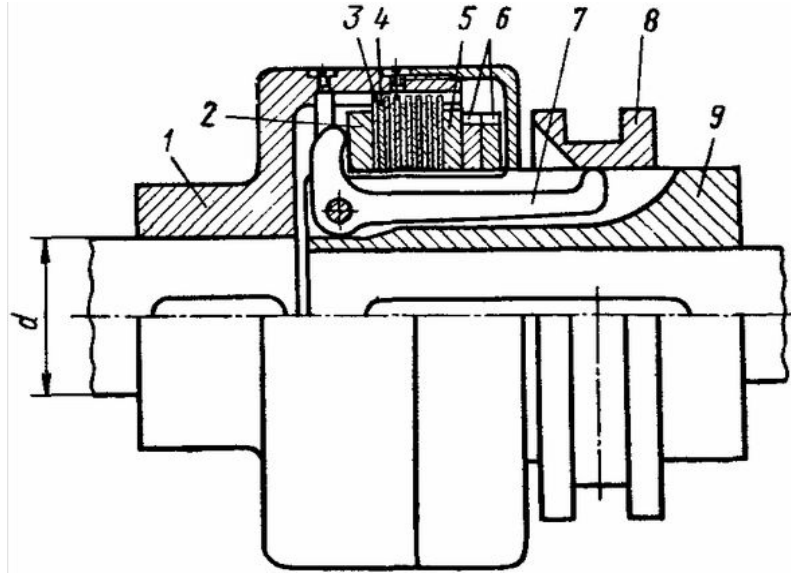


Рис. 17.13. Конструкція фрикційної багатодискової муфти

Зовнішні диски 3 з'єднуються з напівмуфтою 1, а внутрішні 4 – з напівмуфтою 9 за допомогою рухомого шліцьового з'єднання. При включенні муфти всі диски затискаються між упорними кільцями, одне з яких упирається в гайку, а інше – у важільці механізму включення; у результаті утворення між дисками сил тертя відбувається зчеплення напівмуфт і валів, що з'єднуються муфтою.

У розімкнутій муфті між дисками утворюються зазори. За допомогою упорних гайок здійснюється регулювання потрібної відстані між упорними кільцями.

Залежно від матеріалу дисків фрикційні муфти працюють або зі мащенням маслом (див. муфту на рис. 17.13), або в суху. Мащення дисків зменшує їхнє зношування й поліпшують розчіплюємість.

Сполучення матеріалів дисків фрикційних муфт наведено в табл. 17.1.

Таблиця 17. 1.Значення коефіцієнтів тертя й допустимого тиску $[p]$ для муфт

Матеріал дисків	f	$[p]$, МПа	
		при декількох	при одній поверхні тер-

		поверхнях тер- тя (дискові муфти)	тя (конусні й циліндри- чні муфти)
З мащенням			
Загартована сталь по загартованій сталі	0,06	0,6...0,8	–
Чавун по чавуну або по загартованій сталі	0,08	0,6...0,8	1
Текстоліт по сталі	0,12	0,4...0,6	–
Металокераміка по загартованій сталі	0,1	0,8	
В суху			
Пресований матеріал на основі азбесту по сталі або чавуну	0,3	0,2...0,3	3
Металокераміка по загартованій сталі	0,4	0,3	–
Чавун по чавуну або по загартованій сталі	0,15	0,2...0,3	3

Примітки:

1. Менші значення тисків відносяться до більшого числа поверхонь тертя, більші значення – до меншого числа.

2. Якщо не передбачається спеціальний тепловий розрахунок, то при більших окружних швидкостях (вимірюваних на середині ширини поверхні тертя) і при більших числах включень у годину треба допустимий тиск трохи знижувати, особливо для багатодискових муфт із більшим числом дисків, для яких при $V = 5$ м/с $[p]$ знижують на 15%, при $V = 10$ м/с – на 30%, при $V = 15$ м/с – на 35%.

Для збільшення тертя між зчіпними дисками напівмуфт диски однієї з них (звичайно зовнішні) покривають фрикційними накладками, матеріал яких у парі зі сталлю й чавуном має високий коефіцієнт тертя. Фрикційні накладки на азбестовій основі приклепують або приклеюють до сталевих дисків, а металокерамічні накладки наносять на сталеві диски шляхом спікання під тиском.

Розрахунок фрикційної багатодискової муфти складається з перевірного розрахунку робочих поверхонь дисків на зносостійкість при виникаючому на них тиску:

$$p = \frac{8k_{зч}T_p}{\pi(D_n^2 - D_e^2)D_c f_z} \leq [p] \quad (17.9)$$

де $k_{зч}$ – коефіцієнт запасу зчеплення, $k_{зч} = 1,25...1,5$;

T_p – обертальний момент, що передається муфтою (див. формулу (17.2));

D_n, D_e, D_c – зовнішній, внутрішній і середній діаметри робочої поверхні дисків;

f – коефіцієнт тертя для дисків;

z – число поверхонь тертя;

p – розрахунковий тиск на робочій поверхні диска;

$[p]$ – допустимий тиск для дисків. Значення f і $[p]$ дані в табл. 17.1.

Осьова сила стиску дисків

$$F_a = \frac{2k_{сч}T_p}{D_c f z} \quad (17.10)$$

Конусні, циліндричні колодкові й стрічкові фрикційні муфти застосовують обмежено. В окремих областях машинобудування застосовують наступні фрикційні муфти:

- електромагнітні дискові – стиск дисків здійснюється убудованим в одну з напівмуфт електромагнітом;
- електромагнітні порошкові – між напівмуфтами міститься залізний порошок, який при намагнічуванні здійснює опір взаємному проковзуванню напівмуфт;
- муфти із пневматичним керуванням – стиск тертьових деталей здійснюється за допомогою стисненого повітря;
- муфти з гідравлічним керуванням – зчеплення тертьових поверхонь забезпечується тиском рідини (звичайно маслом).

17.7. Самодіючі муфти

Залежно від того, при зміні якого параметра машини відбувається автоматичне зчеплення або розчіплювання муфти й валів, що з'єднуються нею, розрізняють наступні самодіючі механічні муфти:

- запобіжні – для захисту машини від перевантажень;
- обгінні або муфти вільного ходу – для передачі моменту тільки в одному напрямку, що допускають вільне обертання у зворотному напрямку;
- відцентрові – для автоматичного зчеплення або розчіплювання валів при досягненні ведучим валом заданої частоти обертання.

Запобіжні муфти підрозділяються на муфти з елементами, що руйнуються, і муфти з елементами, що не руйнуються.

Щоб уникнути випадкових вимикань запобіжних муфт, розрахунковий обертальний момент на ведучому валу повинен задовольняти залежності

$$T_p = 1,25T \quad (17.11)$$

де T – максимальний обертальний момент, що передається запобіжною муфтою.

Запобіжні муфти з елементом, що руйнується, застосовують при рідких перевантаженнях. Недолік цих муфт – необхідність заміни елементів, що руйнуються.

Із запобіжних муфт такого типу часто застосовують муфту зі зрізними штифтами (рис.17.14, а). Муфта складається із двох дискових напівмуфт 1 і 4, з'єднаних між собою сталевими штифтами 3, вставленими в загартовані сталеві втулки 2, які запобігають напівмуфти від зминання штифтами. При перевантаженні машини штифти зрізуються й напівмуфти розчіплюються.

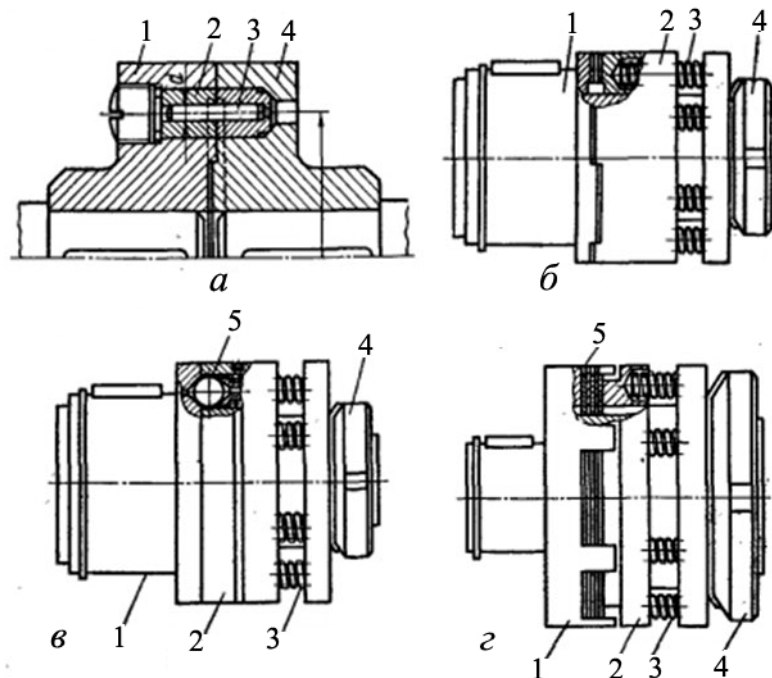


Рис. 17.14. Конструкції запобіжних муфт

Для відновлення роботи муфти на місце зруйнованих ставлять нові штифти.

Число штифтів найчастіше дорівнює 1 або 2. Матеріал штифтів – середньовуглецева, рідше – загартована сталь. Граничний обертальний момент, при якому відбувається руйнування штифтів, дорівнює розрахунковому моменту запобіжної муфти:

$$T_p = \frac{z\pi d^2 \tau_{zp} D_1}{8} \quad (17.12)$$

де z – число штифтів;

d – діаметр штифтів у площині їхнього зрізу;

τ_{zp} – границя міцності на зріз для штифтів, значення якої приймають в залежності від границі міцності при розтягу $\tau_{zp} = k\sigma_p$, при цьому коефіцієнт безпеки приймають: $k=0,7\dots 0,8$ для гладких штифтів; $k=0,9$ для штифтів з шийкою;

D_1 – діаметр кола, по якому розташовані центри штифтів.

До запобіжних муфт із елементом, що не руйнується, відносяться:

- кулачкові (рис. 17.14, б);
- шарикові (рис. 17.14, в);
- фрикційні (рис. 17.14, з).

У всіх цих запобіжних муфтах напівмуфта 1 з'єднується зі своїм валом нерухомо, а напівмуфта 2 – з можливістю осевого переміщення. Напівмуфта 2 постійно притиснута до напівмуфти 1 за допомогою декількох пружин 3. Сила притиснення напівмуфт регулюється гайкою 4. Зчеплення напівмуфт здійснюється: у кулачковій муфті – невисокими торцевими кулачками; у шариковій – шариками 5, що перебувають під дією пружин; у фрикційній – силами тертя, що розвивається між фрикційними дисками 5 напівмуфт. При нормальній роботі кожна із цих муфт обертається як одне ціле із з'єднаними нею валами, при перевантаженні відбувається розчіплювання напівмуфт. Запобіжні кулачкові і шарикові муфти застосовують тільки при невеликих швидкостях і моментах, тому що при їх перевантаженнях відбуваються удари кулачків і шариків, що супроводжуються великим шумом.

Запобіжні фрикційні муфти застосовують при частих короткочасних перевантаженнях і особливо при перевантаженнях ударної дії. Розміри цих муфт приймають за ДСТ. Розрахунок кулачків запобіжної кулачкової муфти здійснюють так само, як і синхронної кулачкової муфти, а розрахунок запобіжної фрикційної муфти такий же, як і фрикційної керованої муфти, за винятком того, що значення $[p]$ можуть бути прийняті більше високими (приблизно на 20...30%), тому що пробуксовування дисків і пов'язаний із цим зношування їх відбуваються тільки при перевантаженнях. Застосовують запобіжні муфти й інші конструкції.

Обгінні муфти, або муфти вільного ходу, автоматично зчіплюють і розчіплюють вали залежно від співвідношення кутових швидкостей валів. Якщо швидкість ведучого вала більше швидкості веденого вала, то муфта зчіплює вали. При меншій швидкості ведучого вала муфта розчіплює вали, не перешкоджаючи веденому валу вільно обганяти ведучий вал, звідки й відбувається найменування муфт. Муфти вільного ходу широко застосовуються у велосипедах, мотоциклах, коробках передач автомобілів, металорізальних верстатах і других машинах.

Обгінні муфти по способу зчеплення напівмуфт розрізняють на храпові й фрикційні. Найпоширеніші фрикційні обгінні муфти з роликами, тому що в них майже повністю відсутній мертвий хід і працюють вони безшумно. Обгінна фрикційна муфта з роликами (рис. 17.15) складається з двох напівмуфт – зірочки 1 і обойми 2 і роликів 3, розташованих між зірочкою й обоймою в пазах, які звужуються в одному напрямку. Кожний ролик віджимається пружиною 4 у частину пазу, яка звужується. Якщо ведуча напівмуфта – зірочка, то зчеплення валів може відбуватися тільки при обертанні її по годинній стрілці, а якщо ведуча напівмуфта – обойма, то зчеплення валів може відбутися при обертанні її проти годинної стрілки.

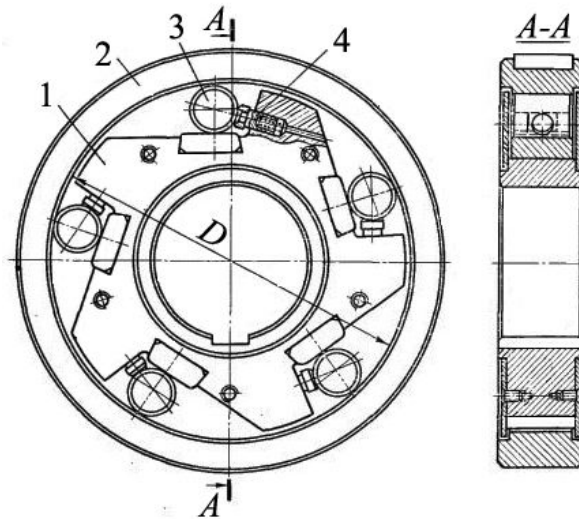


Рис. 17.15. Конструкція обгінної муфти

При зазначеному обертанні ведучої напівмуфти кожний ролик зачухується в частини паза, які звужуються, й заклинюється між напівмуфтами, у результаті чого й відбувається зчеплення напівмуфт і з'єднання валів. При зворотному обертанні ведучої напівмуфти ролики викочуються в більш широку частину пазів і напівмуфти розчіплюються.

Напівмуфти й ролики при передачі більших навантажень виготовляють зі сталі ШХ15, а при невеликих навантаженнях – зі сталей 20Х и 40Х.

Розрахунок обгінної роликової муфти полягає в перевірочному розрахунку роликів і робочих поверхонь напівмуфт на контактну міцність:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{8T_p E_{np}}{zDdl\alpha}} \leq [\sigma_H] \quad (17.13)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження між роликом і напівмуфтою;

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження. При твердості контактних поверхонь роликів і напівмуфт $H > \text{HRC } 60$ допустиме контактне напруження $[\sigma_H] = 150 \text{ МПа}$;

T_p – момент, що передається муфтою (див. формулу (17.2));

E_{np} – приведений модуль пружності (при однакових матеріалах напівмуфт і роликів $E_{np} = E$, де E – модуль пружності матеріалу напівмуфт і роликів);

z – число роликів;

D – діаметр робочої поверхні обойми;

d – діаметр роликів;

l – довжина роликів;

α – кут заклинювання роликів (рекомендується приймати $\alpha = 7^\circ$).

Відцентрові муфти по способу зчеплення напівмуфт являють собою фрикційні муфти, у яких на відміну від фрикційних керованих муфт зчеплення напівмуфти зчіплюються або розчіплюються автоматично за допомогою спеціальних вантажів, що перебувають під дією відцентрових сил і пружин. При досягненні ведучим валом певної кутової швидкості відцентрові сили, що діють на вантажі, пов'язані з однією з напівмуфт, переборюють сили пружин і притискають (або віджимають) ці вантажі до іншої напівмуфти, в результаті чого напівмуфти й вали, що з'єднуються ними, зчіплюються (або розчіплюються).

17.8. Приклади розрахунку муфт

Приклад 1. Зробити перевірочний розрахунок хрестової кулачково-дискової муфти (див. рис. 17.4), призначеної для приводу транспортера, при наступних даних:

- обертовий момент, що передається муфтою $T = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- зовнішній діаметр кулачково-дискової муфти $D = 250 \text{ мм}$;
- робоча висота її виступів $H_x = 30 \text{ мм}$;
- ширина вкладиша муфти $b = 200 \text{ мм}$;
- робоча висота вкладиша $h_2 = 80 \text{ мм}$;

Рішення.

Призначаємо тиск, що допускається, для робочих поверхонь сполучених деталей муфти (сталь по сталі) $[p] = 24,5 \text{ МПа}$ (див. п. 17.3).

Визначимо по формулі (17.1) розрахунковий обертальний момент муфти, попередньо прийнявши коефіцієнт динамічності $k = 3,5$:

$$T_p = 3,5 \cdot 1000 = 3500 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Здійснюємо перевірочний розрахунок муфти по формулі (17.4):

$$p_{\max} = \frac{8 \cdot 3500}{0,2^2 \cdot 0,08} = 8,75 \text{ МПа} \leq [p] = 24,5 \text{ МПа}.$$

Таким чином, перевірка тиску на робочих поверхнях муфти дала задовільні результати.

Приклад 2. Підібрати для з'єднання швидкохідного валу редуктора з валом приводного електродвигуна муфту з пружними неметалевими елементами і провести необхідні перевірочні розрахунки при наступних вихідних даних:

– розрахунковий обертальний момент на валу електродвигуна $T_p = 48$ Н·м;

– діаметр вихідного кінця валу $d = 25$ мм.

Р і ш е н н я . Приймаємо допустимі напруження (див. п.17.4):

– для гумових втулок на зминання $[\sigma_{зм}] = 3$ МПа;

– для пальців на згин $[\sigma_{зг}] = 70$ МПа.

По заданій величині моменту за табл. И1 та И2 Додатку И обираємо втулково-пальцеву муфту з пружними гумовими елементами (МПВП) і заносимо її параметри у таблицю 17.2.

Таблиця 17.2. Параметри втулково-пальнової муфти

Обертальний момент, T , Н·м	Діаметр валу, d , мм	Діаметр центрів пальців, D_L , мм	Кількість пальців, z	Діаметр пальця, d_{II} , мм	Робоча довжина втулки		
					l_1 , мм	s , мм	$L_{BT} = l_1 - s$, мм
63	22	71	6	10	19	4	15

Перевіряємо гумові втулки муфти на зминання, використовуючи формулу (17.5):

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 48}{6 \cdot 0,071 \cdot 0,01 \cdot 0,015} = 1,502 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 3 \text{ МПа}$$

Таким чином, при діючому обертальному моменті, міцність втулок муфти забезпечується.

Виконуємо перевірочний розрахунок пальців на згин за залежністю (17.6):

$$\sigma_{зг} = \frac{48 \cdot 0,015}{0,1 \cdot 0,01^3 \cdot 6 \cdot 0,071} = 16,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зг}] = 70 \text{ МПа}$$

Умови міцності пальців на також згин задовольняються.

Приклад 3. Перевірити робочі поверхні дисків багатодискової фрикційної муфти при наступних даних:

- номінальний момент, що передається муфтою, $T = 750 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- зовнішній діаметр робочої поверхні дисків $D_n = 200 \text{ мм}$;
- внутрішній діаметр цієї поверхні $D_e = 100 \text{ мм}$;
- число поверхонь тертя $z = 6$.

Муфта працює з невеликими коливаннями навантаження. Внутрішні диски сталеві, зовнішні – сталеві з азбестовими накладками.

Р і ш е н н я .

Приймаємо:

- коефіцієнт запасу зчеплення муфти $k_{зч} = 1,3$;
- коефіцієнт тертя дисків по табл. 3.1 $f = 0,3$;
- допустимий тиск для дисків $[p] = 0,3 \text{ МПа}$.

Визначаємо середній діаметр дисків

$$D_c = \frac{D_n + D_e}{2} = \frac{200 + 100}{2} = 150 \text{ мм}$$

Перевірка тиску на робочих поверхнях дисків муфти по формулі (17.9):

$$p = \frac{8 \cdot 1,25 \cdot 750}{3,14(0,2^2 - 0,1^2)0,15 \cdot 0,3 \cdot 6} = 0,29 \text{ МПа} \leq [p] = 0,3 \text{ МПа}$$

Перевірка на зносостійкість дала задовільні результати.

Розрахуємо осьову силу, потрібну для забезпечення стиску дисків за залежністю (17.10):

$$F_a = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 750}{0,15 \cdot 0,3 \cdot 6} = 6944,44 \text{ Н}$$

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. За якими причинами у механічних приводах застосовуються муфти?
2. Які функції виконують муфти у механічних приводах?
3. По якому параметру здійснюється вибір муфти для з'єднання валів?
4. Дайте коротку характеристику жорстких муфт. Приведіть приклади муфт даного типу.
5. Дайте коротку характеристику компенсуючих самоустановлювальних муфт. Приведіть приклади муфт даного типу.
6. Дайте коротку характеристику пружних муфт. Приведіть приклади муфт даного типу. Назвіть найбільш поширені конструкції пружних муфт.
7. Які перевірочні розрахунки виконуються для пружної втулково-пальцевої муфти (МПВП)?
8. Дайте коротку характеристику синхронних муфт. Приведіть приклади муфт даного типу.
9. До якого типу – синхронних чи асинхронних – відносяться фрикційні муфти. Дайте коротку характеристику фрикційних муфт. Приведіть приклади конструкцій муфт даного типу.
10. Які розрахунки виконуються для фрикційних дискових муфт?
11. Дайте коротку характеристику самодіючих муфт. Яку функцію виконують самодіючі муфти у механічних приводах і трансмісіях?

Розділ V.

ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ

Глава 18.

ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ І ОСНОВНІ ЕТАПИ ПРОЕКТУВАННЯ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ

18.1. Загальні поняття

Задача дисципліни „Деталі машин” полягає у вивчення основ розрахунку і проектування деталей і складальних одиниць загального призначення. Вивчення дисципліни закінчується, як правило, курсовим проектуванням, яке є практичною перевіркою рівня засвоєння матеріалу і вмінням застосовувати отримані знання при проектуванні реальних об’єктів, в тому числі, електро-механічних приводів.

Пр о е к т у в а н н я – творчий процес, що включає:

- розробку принципів схем технічних систем (деталей складальних одиниць, машин);
- виконання кінематичних, силових, міцнісних і геометричних розрахунків;
- конструювання технічних систем;
- виконання робочих креслень деталей і креслень загального виду;
- розробку технологічних процесів виготовлення технічних систем, їх монтажу, визначення їх техніко-економічних показників;
- розроблення повного комплексу технічної документації на спроектований виріб.

К о н с т р у ю в а н н я – процес створення креслень деталей, складальних одиниць або машин відповідно до існуючих стандартів та іншої нормативно-технічної документації.

Пр о е к т – документація, що є результатом проектування.

18.2. Основні етапи проектування складальних одиниць

Відповідно до СКД (ДСТУ 3321-96) виділяють наступні етапи проектування.

Технічне завдання – документ, що встановлює основне призначення, показники якості, техніко – економічні та спеціальні вимоги до виробу, обсягу, стадії розроблення та складу конструкторської документації (ДСТУ 3278). Технічне завдання до конструкторських документів не належить.

Технічна пропозиція – проектна конструкторська документація (ПКД), яка містить техніко-економічне обґрунтування доцільності розроблення виробу на підставі аналізу технічного завдання та опрацювання можливих технічних рішень виробу.

Ескізний проект – ПКД, яка містить принципові конструктивні рішення і дає загальне уявлення про будову та принцип дії виробу, а також дані, що визначають його відповідність призначенню.

Технічний проект – ПКД, яка містить остаточне технічне рішення і дає повне уявлення про будову розроблюваного виробу.

Виробнича документація – робоча конструкторська документація, призначена для забезпечення виготовлення, контролю, приймання та постачання виробу.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Дайте визначення процесу проектування і перелічить його складові.
2. Чим відрізняються процеси проектування і конструювання виробу?
3. Перелічить основні етапи проектування складальних одиниць.
4. Що таке проект? Що входить в склад проекту?

Глава 19.

ЕСКІЗНА КОМПОНОВКА РЕДУКТОРІВ

19.1. Загальні положення

Компонування всього механічного приводу є дуже складною задачею і потребує багато часу, тому послідовність і особливості компоновки розглянемо на прикладі його частини – редуктора.

Етап ескізної компоновки редуктора виконують одразу ж після розрахунку зубчастих передач і установлення їх геометричних розмірів (діаметрів та ширини коліс, міжцентрових відстаней тощо).

На першому прикидочному компоновальному кресленні редуктора перевіряється можливість його компонування по заданій схемі. При цьому для оптимального розміщення елементів редуктора можуть бути змінені їх параметри або розташування. Цей варіант компоновки завжди складається на підставі розрахунку зубчастих і черв'ячних передач. Потім, по мірі розрахунку деталей і вибору їх конструктивних форм первісна компоновка уточнюється, що в свою чергу, є підставою для уточнення розрахункових схем деталей.

Таким чином, розрахунки деталей і уточнення компоновального креслення ведуться паралельно. Від старанності і якості виконання компоновки залежить успішний хід і результат проектування.

Раніш, компоновальне креслення виконували від руки на міліметровому папері у найбільшому масштабі, бажано 1:1, що дозволяло наочно уявити дійсні розміри редуктора і його елементів. В теперішній час задачу компонування вирішують з допомогою комп'ютера і спеціальних графічних редакторів та середовищ автоматизованого проектування.

При виконанні компоновальних ескізів необхідно керуватись рекомендаціями:

- по вибору загальної компоновальної схеми – [6], с.73...149;
- по конструюванню зубчастих і черв'ячних коліс – [3], с. 108...110;
- по конструюванню валів – [3], с. 177...181.
- по вибору і розрахунку підшипників кочення [3], с. 194...211, 255...261;
- по конструюванню корпусів і допоміжних елементів – [3], с. 139...147, 162.

19.2. Ескізна компоновка циліндричного одноступінчастого редуктора

Орієнтовний розрахунок валів. Даний етап є початковим етапом ескізної компоновки. Оскільки невідомі лінійні розміри валів, орієнтовний розрахунок

нок валів з умов міцності при чистому крученні здійснюється за формулою (12.1).

Вибір підшипників для опор редуктора. Після визначення діаметрів валів по їх розмірам підбираються підшипники відповідно до типу зубчастого або черв'ячного зачеплення і схеми навантаження.

Одразу після вибору рекомендується одразу перевірити виконання умов потрібної довговічності підібраних підшипників відповідно до методики, викладеної у п. 14.2.

Розрахунок компоувальних параметрів редуктора. Перед початком розробки компоувального ескізу, необхідно розрахувати всі параметри компоновки, які визначають габарити та розміщення елементів редуктора на компоувальній схемі. Розрахунок ведеться по формулам, приведеним у табл. 4.2...4.3 [3].

Послідовність розроблення компоувального ескізу. Кресленик компоувального ескізу починають з прорисовування ділительних кіл шестерні і колеса у фронтальній площині. Спочатку креслять ділительне коло колеса діаметром d_{a2} (рис. 19.1, а), а потім на відстані a_w – ділительне коло шестерні діаметром d_{a1} . Після цього окреслюють контури корпусу і кришки редуктора у фронтальній площині, витримуючи розміри $b, b_0, \delta, \delta_1, h, s, s_1, K$.

Кресленик горизонтального виду компоувального ескізу (рис. 19.1, б) починають з нанесення вертикальних ліній проекційного зв'язку, після чого прорисовуються габарити шестерні, а потім колеса з дотриманням параметрів $b_{ш}$ і b_K . Наступним етапом є нанесення лінії внутрішньої стінки корпусу з дотриманням відстані e_1 від торця шестерні до цієї стінки, після чого ексидистантно до неї на відстані $K + \delta$ проводиться лінія зовнішнього обводу фланцю розніму корпусу і кришки. Далі наносяться контури валів шестерні і колеса, діаметри яких попередньо розраховані. На посадочних поверхнях валів (шийках) наносяться підшипники з дотриманням їх табличних розмірів та попередньо розрахованої відстані e від внутрішньої стінки корпусу до торців підшипників.

Після нанесення всіх підшипників викреслюються підшипникові вузли, при цьому витримуються всі попередньо розраховані або обрані розміри кришок підшипників і болтів для їх кріплення і монтажні відстані ($D, D_1, D_2, d_4, \delta_2, l_3, l_4$).

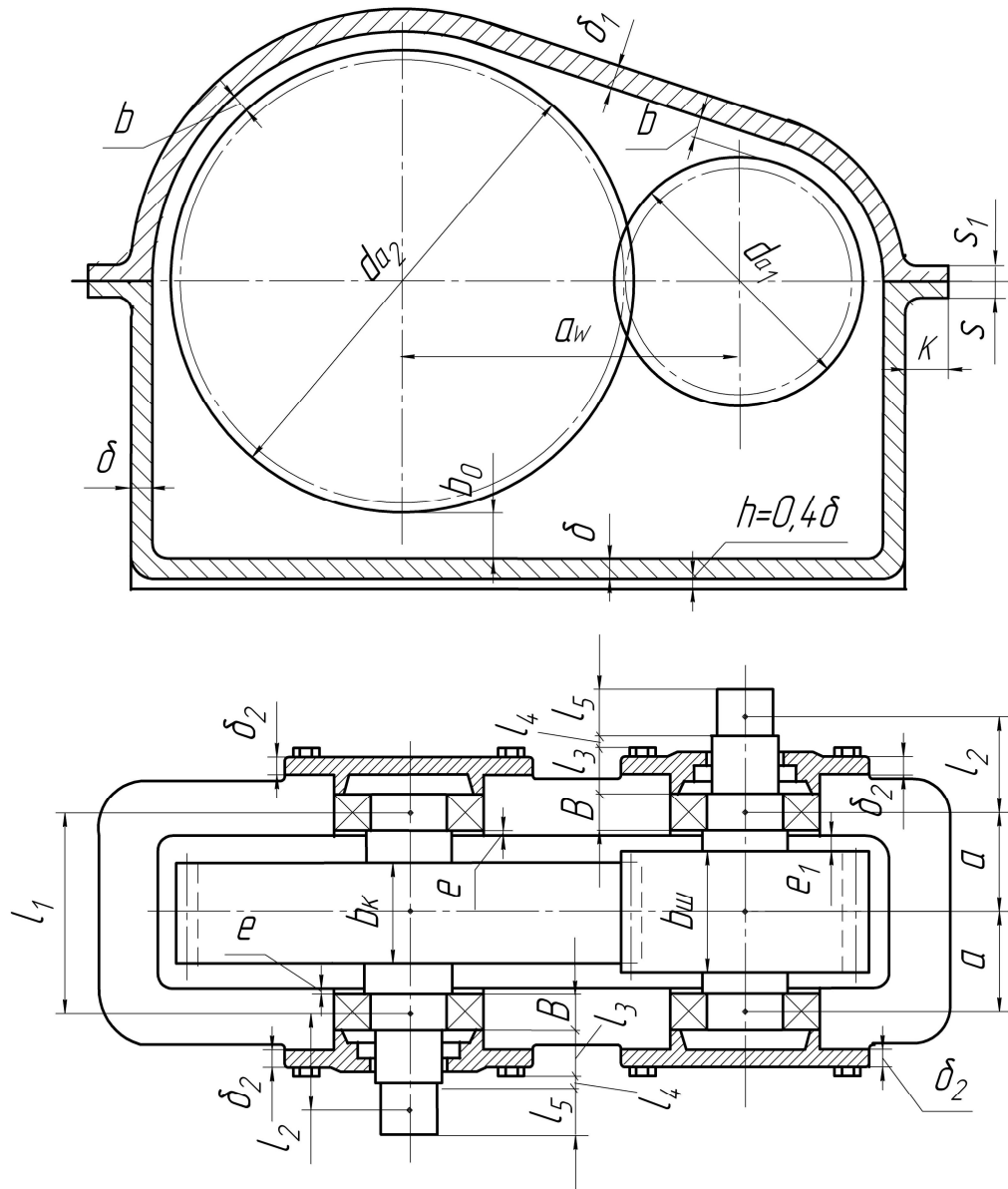


Рис.19.1. Компонувальний ескіз
циліндричного одноступінчастого горизонтального редуктора

Після виконання всього переліченого, компоновальний ескіз редуктора повинен мати вигляд, показаний на рис. 19.1, а, б. Це дає можливість визначити лінійні розміри валів l_1, l_2, l_5 , необхідні для їх розрахунків на складний опір і їх конструювання.

19.3. Особливості ескізної компоновки кіничного одноступінчастого редуктора

Загальні рекомендації до компонування. Звичайно кіничний одноступінчастий редуктор компонується так, що вісь кіничної шестерні знаходиться у площині симетрії корпусу.

Найбільш проста і поширена схема встановлення кіничної шестерні – на консолі валу, якій змонтовано на двох радіально-упорних підшипниках (рис. 19.2).

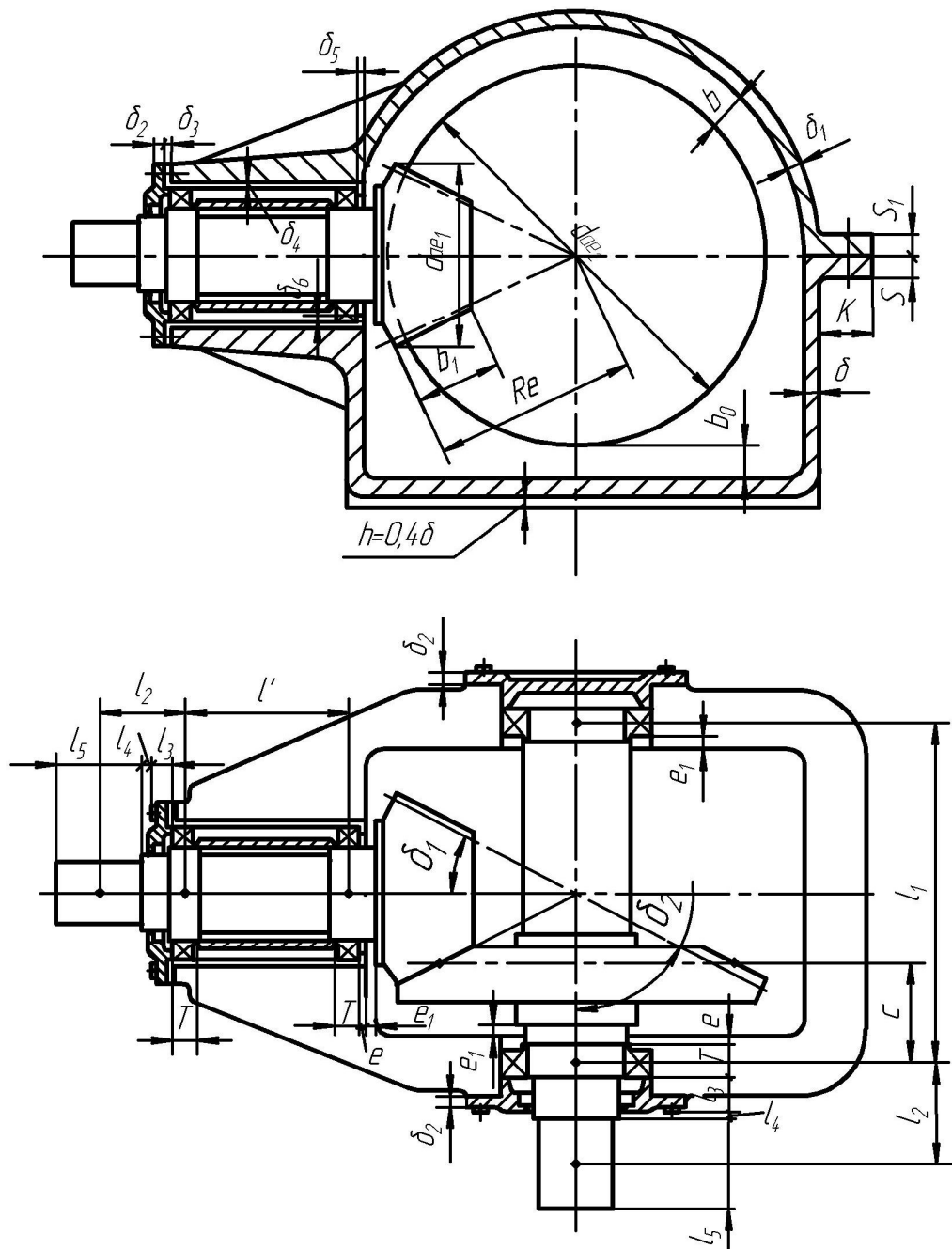


Рис.19.2. Компонувальний ескіз кіничного одноступінчастого редуктора

Найчастіше (при невеликих габаритах) конічну шестерню виготовляють суцільно з валом у вигляді валу-шестерні. При помірних швидкостях обирають роликові конічні радіально-упорні підшипники, при великих швидкостях – шарикові радіально-упорні підшипники.

Відстань між підшипниками попередньо приймають $(2,5 \dots 3,5)d$, де d – діаметр валу під підшипник, визначений при попередньому розрахунку. Довжина консолі обирається як можна менше. Частіш за все, підшипники монтують по схемі „в розпір”. При такій схемі осьове навантаження сприймається більш видаленим від шестерні підшипником, який має менше радіальне навантаження. Недолік схеми – порівняно велика довжина консолі.

Установка підшипників за схемою „в розтяг” застосовується рідше. Перевагою такої схеми є невелика довжина консолі при максимальній відстані між опорами, що збільшує жорсткість валу і поліпшує розподілення навантаження по контактним лініям зубів. Недолік схеми – складність конструкції.

Вал конічного колеса також звичайно ставлять на радіально-упорних роликових підшипниках по прямій схемі („в розпір”).

Послідовність розроблення компоувального ескізу. Розроблення компоувального ескізу починають з нанесення діаметрів d_{ae1} і d_{ae2} (див. рис. 19.2). Потім на фронтальній проекції прорисовують контури коліс, витримуючи розміри R_e , b_1 і δ_1 . Далі контури коліс прорисовують на горизонтальній проекції. При цьому необхідно користуватись рекомендаціями по конструюванню зубчастих і черв’ячних коліс, приведеними, наприклад, у посібниках [3], [9]. У подальшому прорисовують підшипники і підшипникові вузли у послідовності, приведеної вище для циліндричного редуктора. При цьому витримуються раніш розраховані розміри і параметри компоновки.

19.4. Особливості ескізної компоновки черв’ячного одноступінчастого редуктора

Загальні рекомендації до компонування. Компонування черв’ячних редукторів звичайно починається з підбору підшипників черв’яка і констру-

ювання відповідних підшипникових вузлів.

Попередньо, вказані підшипники обирають середньої серії з внутрішнім діаметром приблизно рівним діаметру впадин черв'яка. Відстань між опорами спочатку приймається $l = (0,8...1)d_2$, де d_2 – діаметр ділильного кола черв'ячного колеса (рис. 19.3). В процесі проектування після уточнення розмірів валів і підшипників відстань між опорами черв'яка бажано гранично зменшити. Це збільшує жорсткість черв'яка і покращує умови роботи зачеплення.

Діаметри розточок під підшипники в значній мірі визначають відстань між боковими стінками корпуса редуктора: воно повинно бути більше за діаметр розточки. З цієї причини розрахунок валу колеса і його підшипників бажано починати після закінчення розрахунку валу і підшипників черв'яка.

Черв'ячне колесо звичайно встановлюють на двох радіально-упорних, частіш за все, роликових конічних підшипниках, поставлених „в розпір” (по прямій схемі).

Відстань між опорами визначається положенням бокових стінок: підшипники утоплюють на 8...12 мм у глибину розточки ($e = 8...12$ мм).

Послідовність розроблення компоувального ескізу. Процес розроблення компоувального ескізу черв'ячного одноступінчастого редуктора практично не відрізняється від аналогічного процесу для циліндричного і конічного редукторів. Спочатку наносяться контури черв'яка і черв'ячного колеса на фронтальній проекції, потім прорисовується вал і підшипникові вузли черв'яка. Далі на профільній проекції редуктора, також наносяться контури черв'яка і черв'ячного колеса і прорисовується вал і підшипникові вузли черв'ячного колеса.

При цьому витримуються попередньо розраховані розміри і параметри компоновки. Ескізна компоновка редуктора дає можливість визначити лінійні розміри валів, точки прикладення реакцій в їх опорах. Після цього виконуються розрахунки валів на втомлену міцність і, якщо потрібно, на жорсткість.

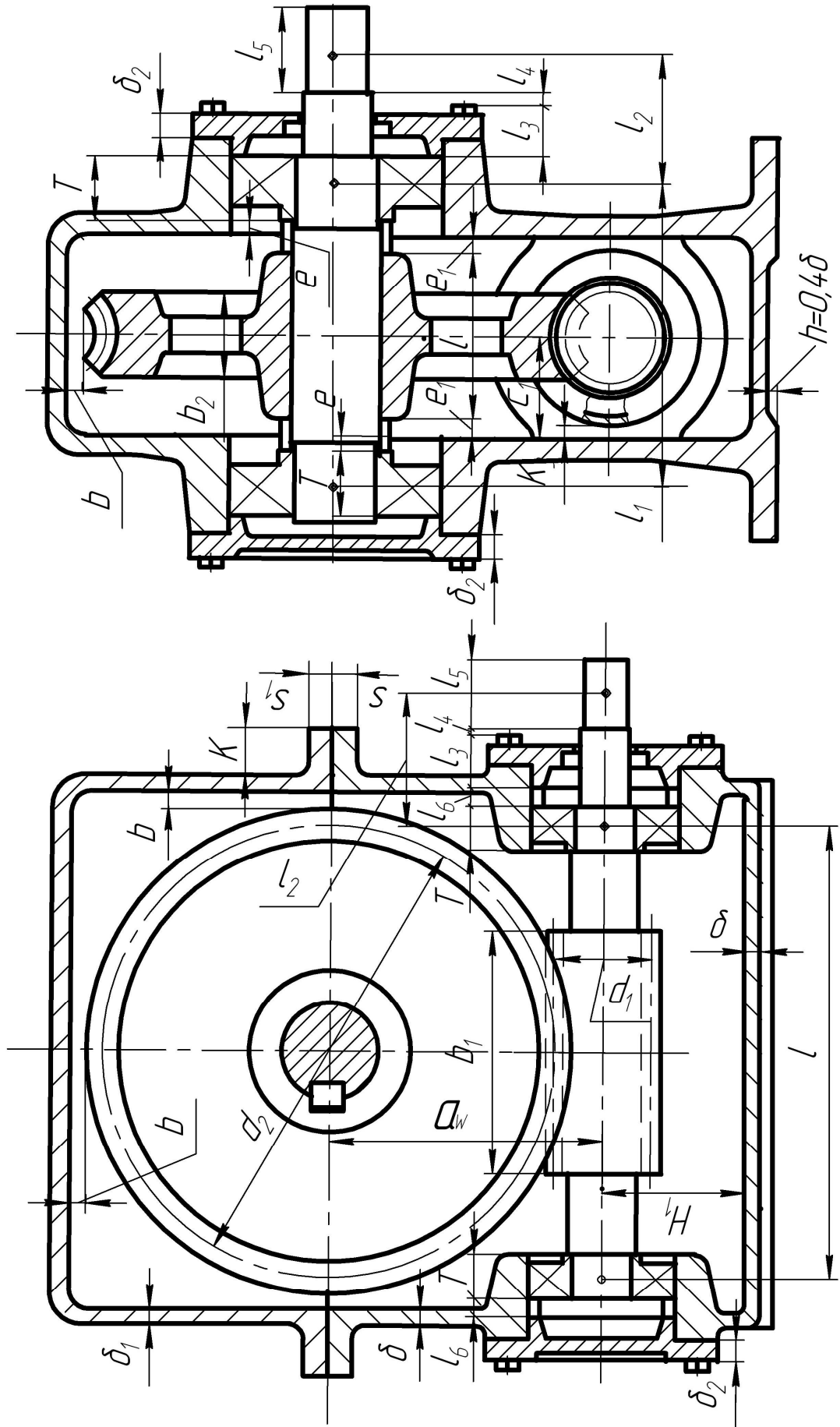


Рис. 19.3. Компонувальний ескіз черв'ячного одноступінчастого редуктора

В результаті цих розрахунків встановлюються остаточні розміри валів, підшипникових вузлів і інших елементів редуктора. Далі вибираються і розраховуються шпонки, муфти, конструюються елементи корпусу, елементи системи мащення і допоміжні елементи редуктора (маслопокажчик, пробка для зливу масла, оглядовий люк, сапун, рим-болти тощо), виконуються деталіровочні кресленики, складається специфікації та розрахунково-пояснювальна записка.

19.5. Особливості ескізної компоновки редукторів з використанням комп'ютерної графіки

У теперішній час найбільш зручним інструментом створення графічних зображень при ескізному і технічному проектуванні є системи комп'ютерної графіки. Існує багато графічних систем і пакетів, які можна використовувати для виконання навчальних проектів – починаючи з Corel Draw, AutoCAD і закінчуючи системами типу SolidWorks, Pro/ENGINEER тощо. Однак найбільш доступним і пристосованим до українських державних стандартів є система КОМПАС корпорації АСКОН. Випущено вже багато версій цього програмного продукту, починаючи з КОМПАС-ГРАФІК 5.X у 2002 році до КОМПАС 3D V14 у 2014 році.

КОМПАС має наступні переваги:

- адаптована до задач машинобудівного проектування інформаційна база, в основу якої положено стандарти та нормалі, більшість з яких використовується в Україні;
- автоматичне введення основних елементів оформлення кресленика – рамок, основного надпису, технічних вимог, технічних характеристик, специфікацій, простановка розмірів, допусків, шорсткості поверхонь та інше, що значно скорочує час, який витрачається проектантом на нетворчу роботу;
- по можливостям створення графічних зображень і інструментарію КОМПАС не уступає іншим графічним системам;
- КОМПАС у поставці значно дешевше аналогічних програмних продуктів імпортного походження.

Розглянемо приклади використання КОМПАС для розробки ескізних проектів одноступінчастих редукторів при виконанні курсового проекту.

Визначення параметрів компоновки редуктора. Перш ніж приступити до виконання компоновального ескізу редуктора (див. рис. 19.1...19.3) необхідно визначити всі необхідні параметри, які визначають розміри елементів редуктора і їх взаємне розташування і звести результати у спеціальну таблицю. Прикладом такої таблиці служить табл. 19.1, яка приведена нижче.

Таблиця 19.1. Дані для компонування одноступінчастого циліндричного редуктора

№ № зп	Найменування параметра	Позна- чення	Розрахункова формула або дже- рело для вибору	Джерело даних	Зна- чення
Параметри зубчастого зачеплення (див. рис. 19.1)					
1	Нормальний модуль, мм	m		Розрахунок зубча- стої передачі	2,5
2	Міжосьова відстань, мм	a_w		«	97,08
3	Кут нахилу зуба, град.	β		«	10°
4	Діаметр ділительного кола, мм: – шестерні – колеса	d_1 d_2		«	46,94 147,21
5	Діаметр кола вершин, мм: – шестерні – колеса	d_{a1} d_{a2}		« «	51,94 152,21
6	Ширина зубчастого вінця, мм – шестерні – колеса	b_1 b_2		«	45 40
7	Висота головки зуба, мм	h_{ae}	$h_a = m$	«	2,5
8	Висота ніжки зуба, мм	h_{fe}	$h_f = 1,25m$	«	3,125
9	Колова швидкість, м/с	V		«	1,27
Геометричні розміри валів					
10	Діаметр вихідного кінця, мм: – валу шестерні – валу колеса	$d_{\phi 1}$ $d_{\phi 2}$		Розрахунок валів	32 34
11	Діаметр шийок під підшипники, мм: – валу шестерні – валу колеса	d_{n1} d_{n2}		« « «	40 45
Розміри підшипників для валів редуктора					
12	Підшипники ведучого валу: – діаметр внутрішнього кільця, мм – діаметр зовнішнього кільця, мм	d_{n1} D_{n1}		« «	40 80

	– ширина, мм	$B_{n1}(T_{n1})$		«	18
13	Підшипники веденого валу: – діаметр внутрішнього кільця, мм – діаметр зовнішнього кільця, мм – ширина, мм	d_{n2} D_{n2} $B_{n2}(T_{n2})$			45 85 19
Параметри корпусу редуктора (табл. 19.2-19.3, рис.19.1, 19.4.)					
14	Товщина стінки корпусу редуктора, мм	δ_k	$\delta_k = 0,025a_w + 1$, завжди $\delta \geq 8$ мм; a_w – міжосьова відстань зубчастої передачі.	a_w – рядок 2 даної табл.	8
15	Товщина стінки кришки редуктора, мм	δ_{k1}	$\delta_{k1} = 0,02a_w + 1$, завжди $\delta \geq 7,5$ мм;	a_w – рядок 2 даної табл.	8
16	Відстань від внутрішньої стінки редуктора до торця деталі, що обертається, мм	e_1	$e_1 = (1,0 \dots 1,2) \delta_k$	δ_k – рядок 14 даної табл.	10
17	Відстань від торця підшипника кочення до внутрішньої стінки корпусу, мм	e	$e_1 = \delta_k$ при $V < 3$ м/с $e_1 = 3 \dots 5$ при $V > 5$ м/с $e_1 = 0$ при $3 \leq V \leq 5$ м/с	V – рядок 9 даної табл.	8
18	Найменший зазор між внутрішньою стінкою корпусу редуктора і зубчастим колесом, мм	b	$b = 1,2 \delta_k$	δ_k – рядок 14 даної табл.	10
19	Відстань від кола виступів найбільшого зубчастого колеса до внутрішньої поверхні днища, мм	b_0	$b_0 = (5 \dots 10) m$	m – рядок 1 даної табл.	25
20	Висота кришки підшипника з головою гвинта, мм	l_3	Визначається конструкцією ущільнення, кришки і способом її кріплення		*
21	Діаметр кріпильного гвинта кришки підшипникового гнізда: – валу шестерні – валу колеса	d_{41} d_{42}	Обрати з табл. 19.4 відповідно до зовнішнього діаметру D обраного підшипника.	D – рядок 12 даної табл.	M8 M8
22	Відстань від деталі, що обертається, до нерухомої, мм	l_{41} l_{42}	$l_{41} = d_{41}$ $l_{42} = d_{42}$ Звичайно $l_{41} = l_{42} = 8 \dots 12$	d_{41}, d_{42} – рядок 21 даної табл.	8 8
23	Довжина консольної ділянки, мм – валу шестерні – валу колеса	l_5	Обирають по довжині маточини колеса, зірочки, шківів, напівмуфти		* *
24	Розрахункова відстань від осі деталі, що обертається, до опори валу, мм	l_2	$l_2 = 0,5(B + l_5) + l_3 + l_4$	B – за табл.2; l_3, l_4, l_5 – рядки 20, 22 і 23 даної таблиці	*
25	Товщина верхнього фланця корпусу, мм	s	$s = (1,5 \dots 1,75) \delta_k$	δ_k – рядок 14 даної табл.	12
26	Товщина нижнього фланця корпусу, мм	s_2	$s_2 = 2,35 \delta_k$	δ_k – рядок 14 даної табл.	18
27	Товщина фланця кришки редуктора, мм	s_1	$s_1 = (1,5 \dots 1,75) \delta_k$	δ_k – рядок 14 даної табл.	12

28	Товщина кришки підшипника, мм: – валу шестерні	δ_{21}	Табл. 19.4		8
	– валу колеса	δ_{22}			8
29	Діаметр фундаментних болтів, мм	d_1	$d_1 = (0,03...0,036)a_w + 12$	Розрахунок зубчастої передачі	M16
30	Кількість фундаментних болтів, шт.	z	$z = 0,005(L_0 + B_0)$, де L_0 і B_0 – довжина і ширина основи корпусу, мм. У будь-якому випадку $z \geq 4$.		*
31	Діаметр болтів, що стягують корпус і кришку біля боби шок, мм	d_2	$d_2 = (0,7...0,75) d_1$	d_1 – рядок 29 даної табл.	M12
32	Діаметр болтів, що стягують фланці корпусу і кришки, мм	d_3	$d_3 = (0,5...0,6) d_1$	d_1 – рядок 29 даної табл.	M10
33	Ширина фланця по площині рознімання, мм	k	Вибрати з табл. 19.3 відповідно до діаметру d_2 стяжного болта	d_2 – рядок 31 даної табл.	33
34	Ширина опорної поверхні нижнього фланця корпусу, мм	m	$m = k + 1,5 \delta_k$, де k – ширина фланця, мм	δ_k – рядок 14 даної табл.	45
35	Товщина ребер корпусу ребро	c_1	$c_1 = (0,8...1)\delta_k$	δ_k – рядок 14 даної табл.	8
36	Координата стяжного болта d_2 біля бобишки	c_2	$c_2 = (1,0...1,2)d_2$	d_2 – рядок 31 даної табл.	14

Примітка. Значення параметрів, розташованих у комірках табл. 19.1, позначених знаком *, визначаються під час розробки компоновального ескізу.

Табл. 19.2. Розміри елементів спряжень литих корпусів (див. рис.19.4)

δ_k , мм	x , мм	y , мм	R , мм
до 15	3	15	5
15...20	4	20	5
20...25	5	25	5
25...30	6	30	8

Таблиця 19.3. Розміри литих корпусів редукторів (див. рис.19.4)

Діаметр болта d_2 , мм	k , мм	c , мм	$d_{отв}$, мм	D , мм	r , мм
M6	22	12	7	14	2
M8	24	13	9	17	3

Продовження табл. 19.3

M10	28	15	11	20	3
M12	33	18	13	26	3
M14	35	18	15	28	3
M16	40	21	17	32	5
M18	46	25	20	34	5
M20	48	25	22	38	5
M22	52	27	24	40	5
M24	54	27	26	45	8
M27	60	30	29	50	8
M30	66	33	32	60	8

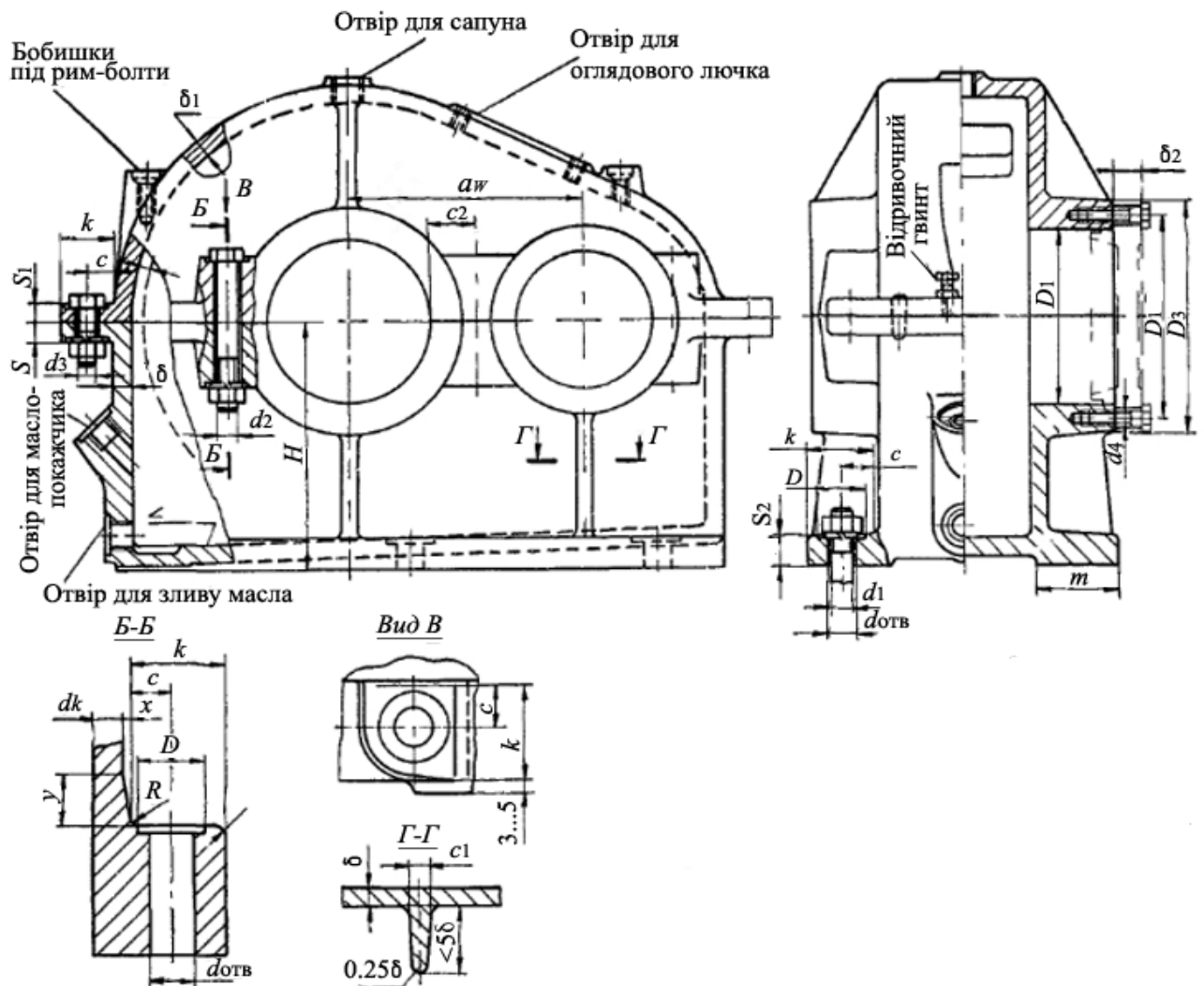


Рис. 19.4. Конструктивні елементи корпусу і кришки циліндричних редукторів

Таблиця 19. 4. Конструювання кришок підшипникових гнізд редукторів

Кришки торцеві

Кришки закладні

D	D_1	D_2	d_4	δ_2	δ_3	z_4	
47	60	75	6	6	5	4	
52	65	80		7	6		
62	75	90					
72	88	108	8	8			
80	96	115					
85	102	120					
90	106	125					
95-145	$D_1 = D + 2d_4$		10	10	7	6	
145-220	$D_2 = D_1 + 2,5d_4$		12	12	8		

1) рекомендується

D	c	l	l_1
<50	3	5	7
<90	3	5	7
<170	4	8	10
<250	4	8	10

2) рекомендується

$l = 6...8\text{ мм}$ при $D \leq 100\text{ мм}$;

$l = 8...10\text{ мм}$ при $D > 100\text{ мм}$;

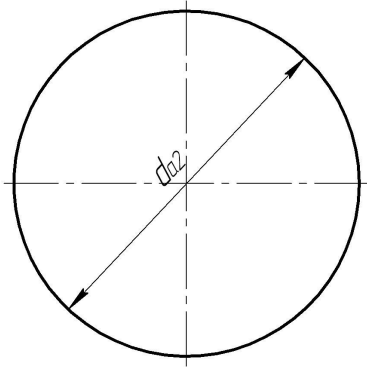
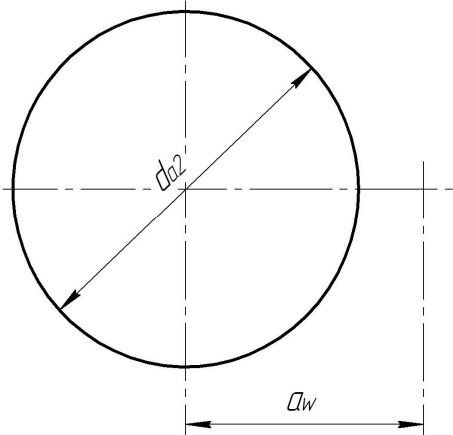
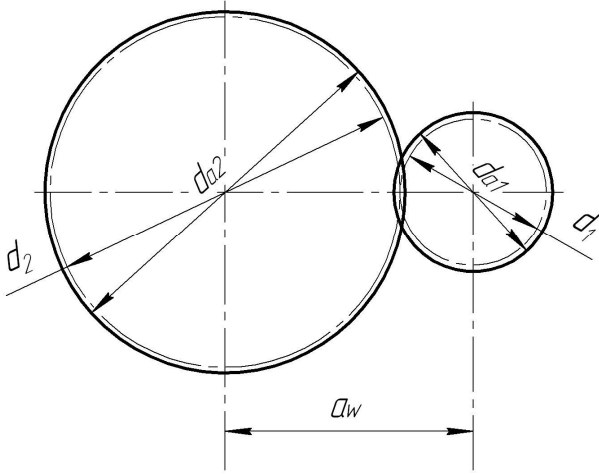
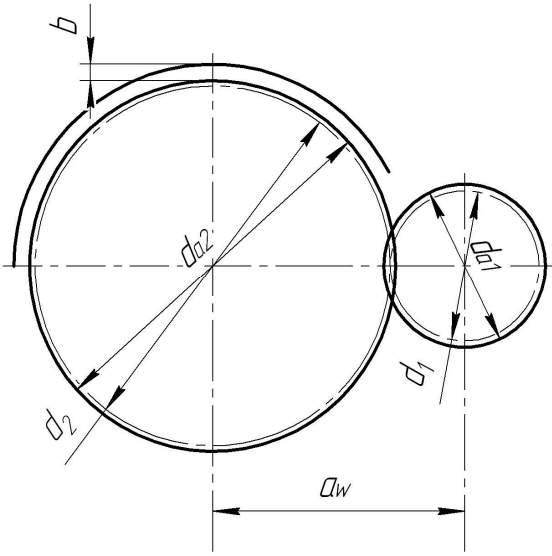
$l_1 \geq l$, $c = 0,5l$; δ_2 – як для торцевих кришок.

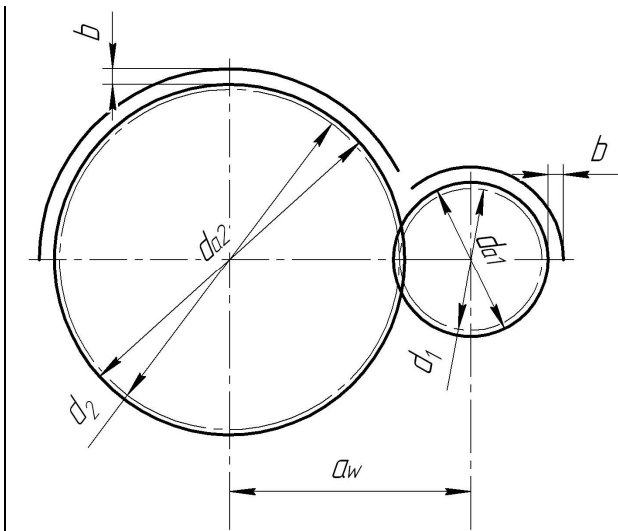
Виконання компоувального ескізу редуктора. Для вирішення цієї задачі попередньо необхідно оволодіти основними інструментами Компас 3D. Для побудови компоувального ескізу і подальшої розробки складально-го кресленика редуктора, а також робочих креслеників його деталей, достатньо вивчити засоби плоскої (2D) графіки, які приведені у підручнику [13].

Крім того, проектувантові необхідно обрати прототип редуктора, який проектується, і після виконання ескізного проекту виконати відповідно до прототипу складальний кресленик і робочі кресленики його деталей, або деталей. Для вибору прототипу рекомендуються найбільш поширені конструкції редукторів загального призначення, приведені, наприклад, у посібниках [3, 6].

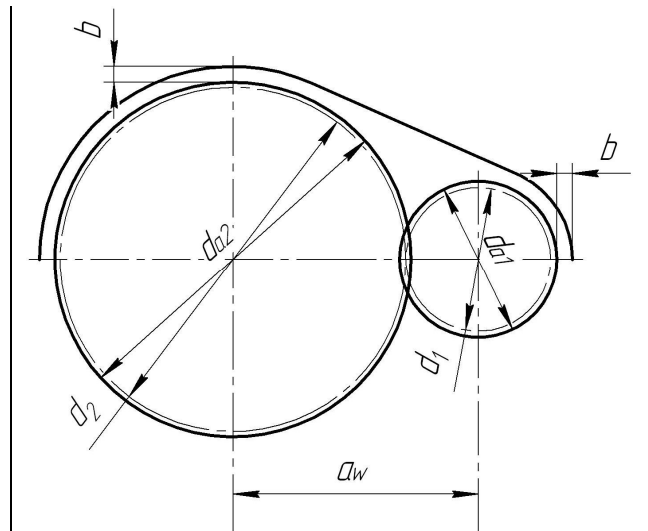
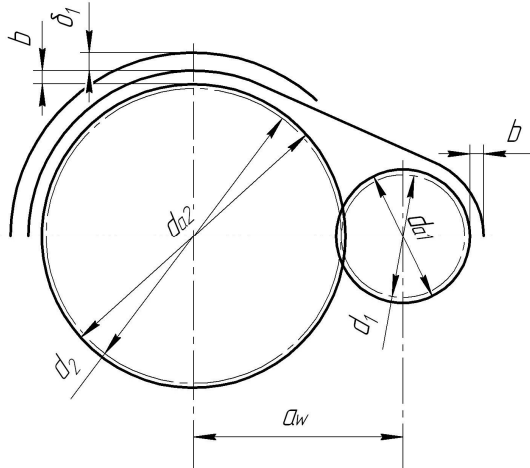
Після заповнення табл. 19.1 у середовищі Компас компоувальний ескіз горизонтального одноступінчастого редуктора виконується у наступній послідовності. При розробці компоувального ескізу всі його параметри беруться виключно у табл. 19.1.

Таблиця 19.5. Послідовність компоування циліндричного горизонтального одноступінчастого редуктора

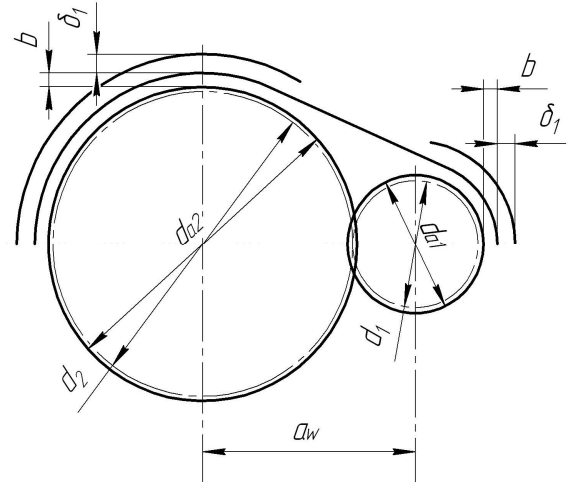
1. Накреслити коло вершин зубчастого колеса діаметром d_{a2}. 	2. Відкласти величину міжосьової відстані a_w від вертикальної осі і провести вертикальну вісь шестерні. 
3. Накреслити коло виступів шестерні діаметром d_{a1} і ділильні кола колеса і шестерні діаметрами, відповідно, d_2 і d_1. Картина зачеплення коліс повинна бути ідентична зображених на рисунку. 	4. На відстані b від колеса з його центра провести дугу радіусом $d_{a2} / 2 + \delta_1$ – частку лінії внутрішньої стінки кришки редуктора. 
5. На відстані b від шестерні з її центру провести дугу радіусом $d_{a1} / 2 + b$ – частку лінії внутрішньої стінки кришки редуктора.	6. Провести лінію, дотичну до обох дуг, накресливши тим самим внутрішню лінію кришки редуктора.



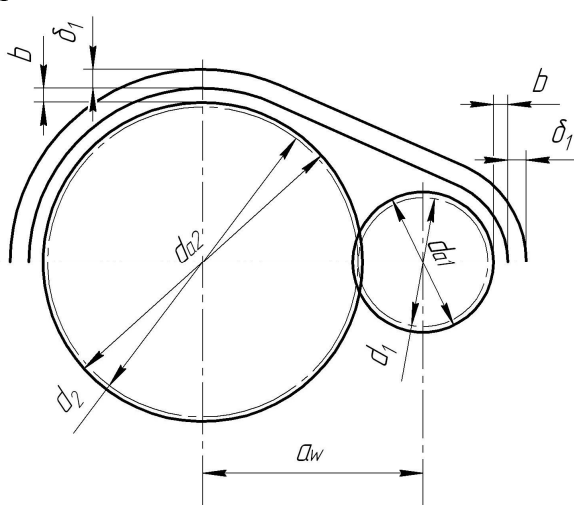
7. На відстані δ_1 від внутрішньої стінки кришки редуктора провести з центра колеса дугу радіусом $d_{a2}/2 + \delta_1$ – частку лінії зовнішньої стінки кришки редуктора.



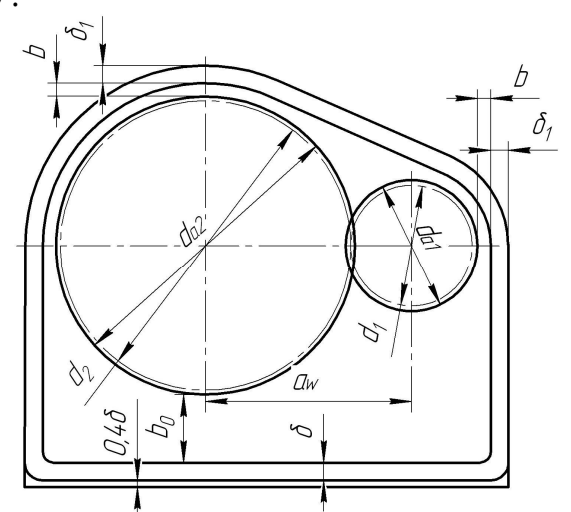
8. На відстані δ_1 від внутрішньої стінки кришки редуктора провести з центра шестерні дугу радіусом $d_{a1}/2 + \delta_1$ – частку лінії зовнішньої стінки кришки редуктора.



9. Провести лінію, дотичну до обох дуг, накресливши тим самим зовнішню лінію кришки.

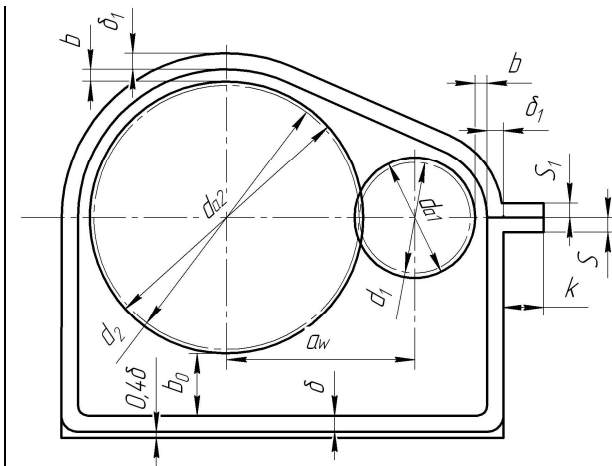


10. Накреслити повний контур кришки і корпусу редуктора, витримуючи розміри b_0 і δ .

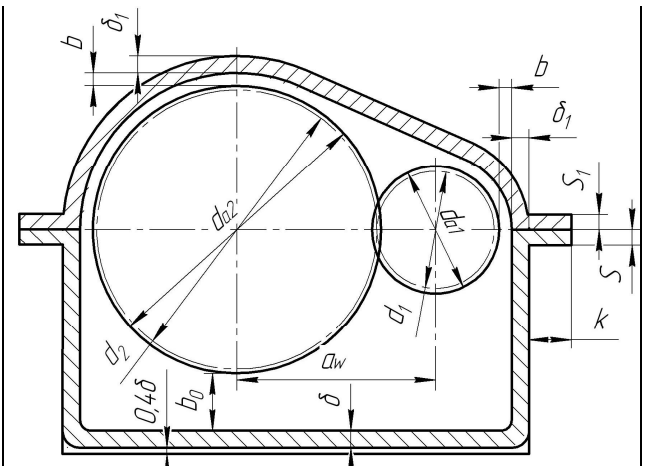
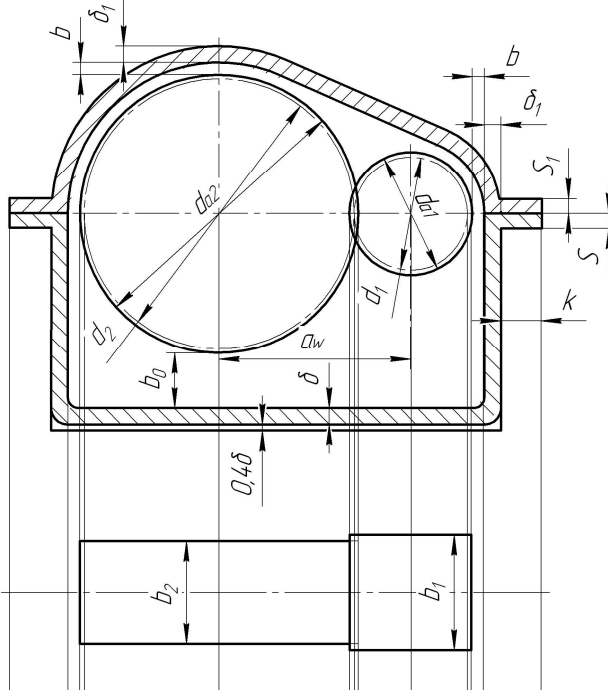


11. Накреслити стик фланцю кришки і корпусу, витримуючи розміри S_1 , S , k .

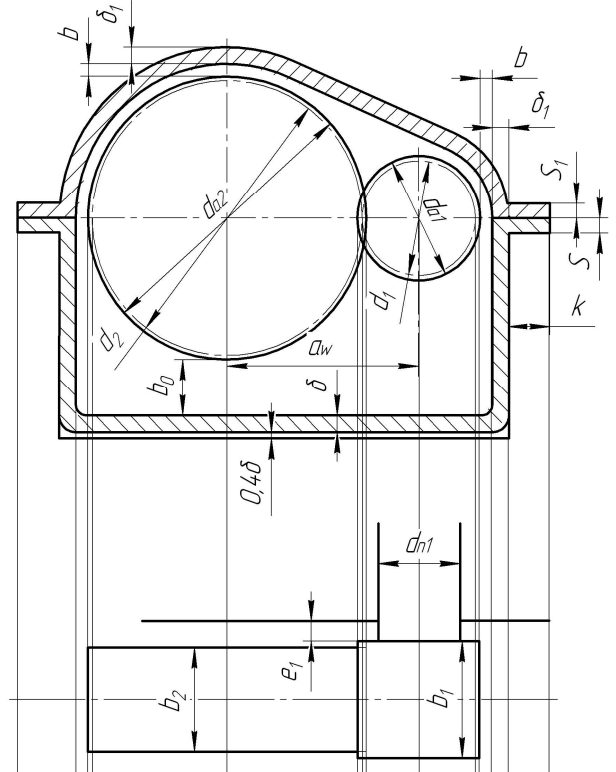
12. З допомогою операції «Симметрия» отримати зображення другого стику фланців і заштрихувати кришку і корпус.



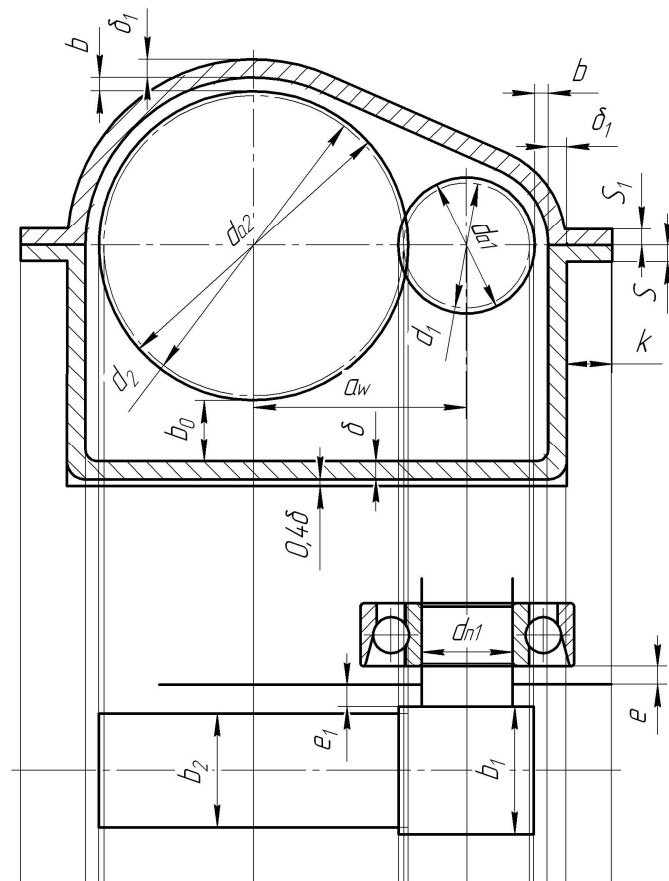
13. Провести вертикальні проекційні лінії та накреслити горизонтальну проекцію зубчастого колеса і шестерні в зачепленні, витримуючи розміри b_1 і b_2 .



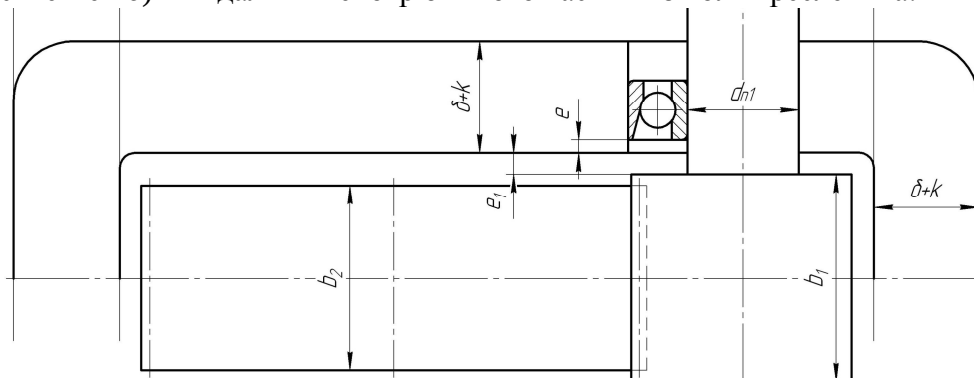
14. Провести частку контуру ведучого валу діаметром d_{n1} і на відстані e_1 від торця шестерні провести відрізок лінії внутрішнього контуру корпуса.



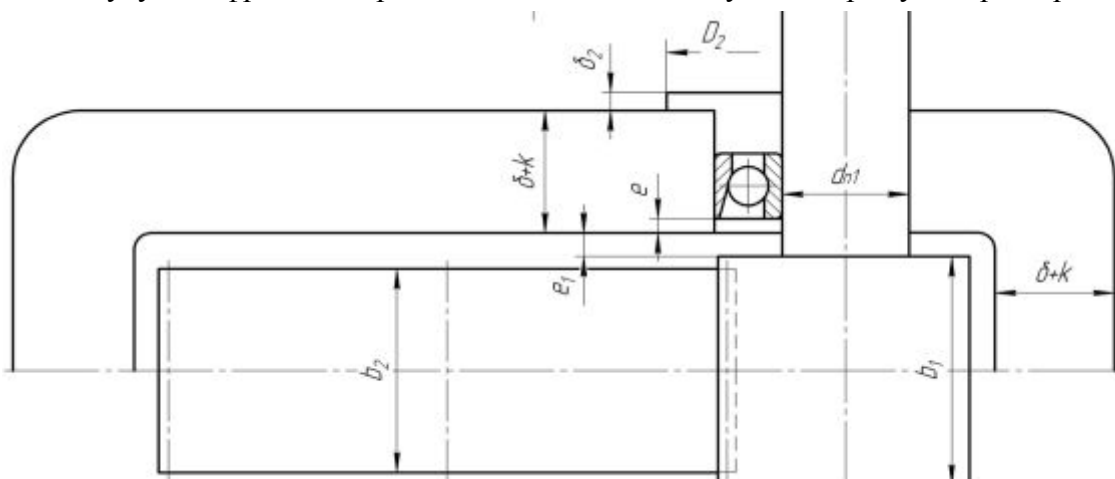
15. Підібрати в конструкторській бібліотеці Компас-3D підшипник відповідного типу і розміру і встановити його на відстані e від внутрішньої стінки корпусу. У даному прикладі обрано шарики радіально-упорні підшипники, які будуть встановлені по схемі «в розпір», тому розташовуємо перший підшипник широким торцем до шестерні. При установці підшипника необхідно строго суміщати його вісь з віссю шестерні, одночасно витримуючи розмір e .



16. Зруйнувати підшипник з допомогою операції «Разрушить» (права кнопка мишки, контекстне меню) і видалити непотрібні його частини з поля кресленика.

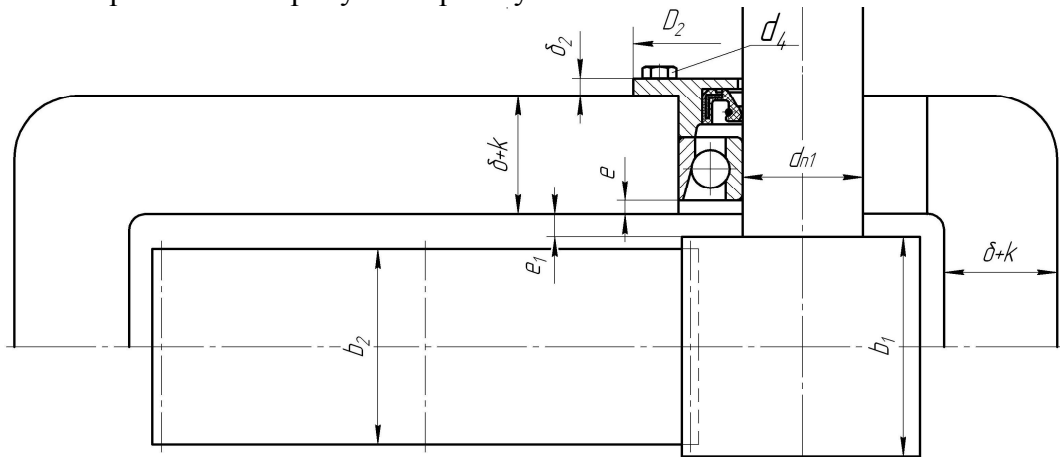


17. Побудувати фрагмент кришки підшипникового вузла, витримуючи розміри D_2 і δ_2 .

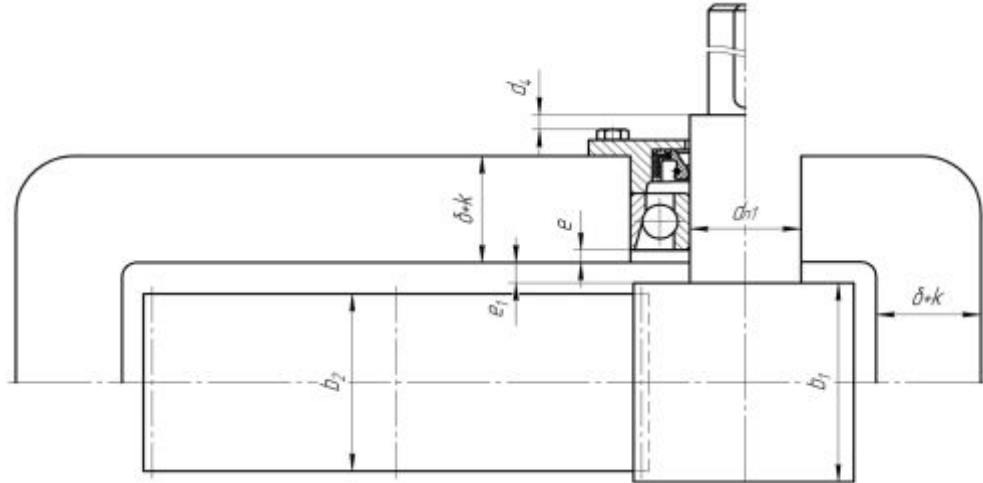


18. Взяти з бібліотеки Компас 3D манжету відповідного розміру, встановити у кришку, як

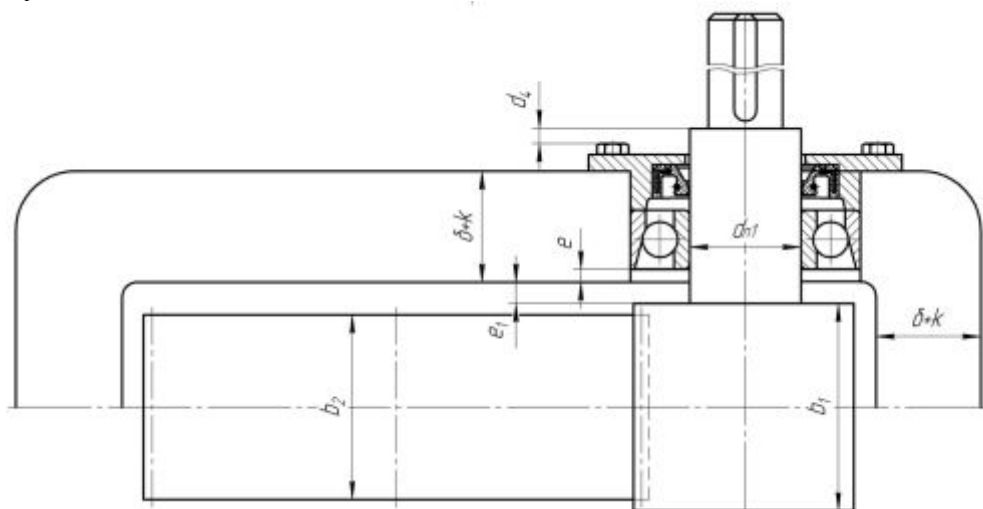
показано на рисунку, зруйнувати її і видалити непотрібні фрагменти. Встановити болт d_4 кріплення кришки і заштрихувати кришку.



19. Конструктивно оформити вихідний кінець валу, витримуючи розмір d_4 і довжину посадочної поверхні. Зробити фаску. Підібрати з таблиць стандарту шпонку і викреслити зображення шпонкової канавки на валу. Якщо потрібно, зробити розрив валу.

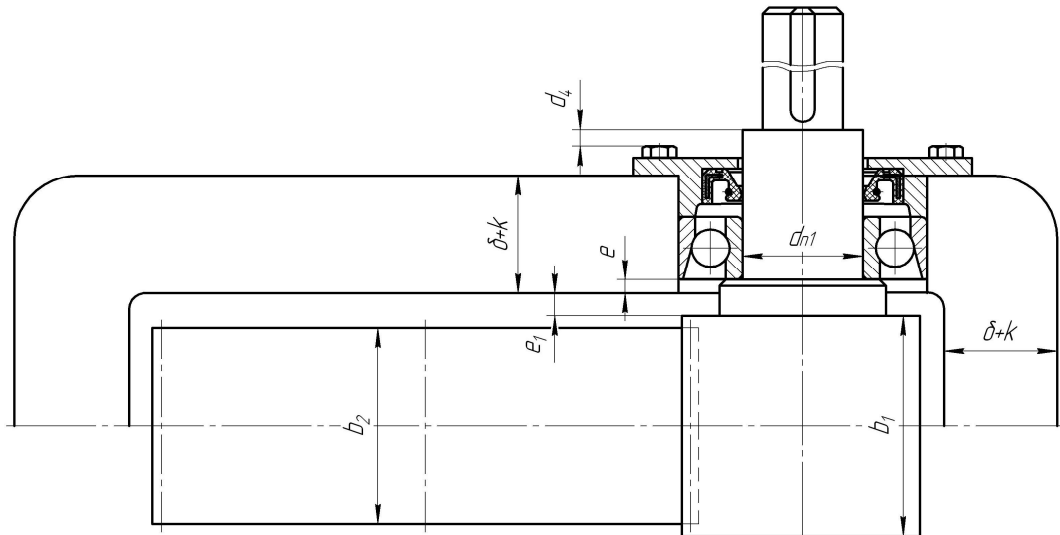


20. З допомогою операції «Симметрия» отримати другу половину зображення підшипникового вузла і вала.

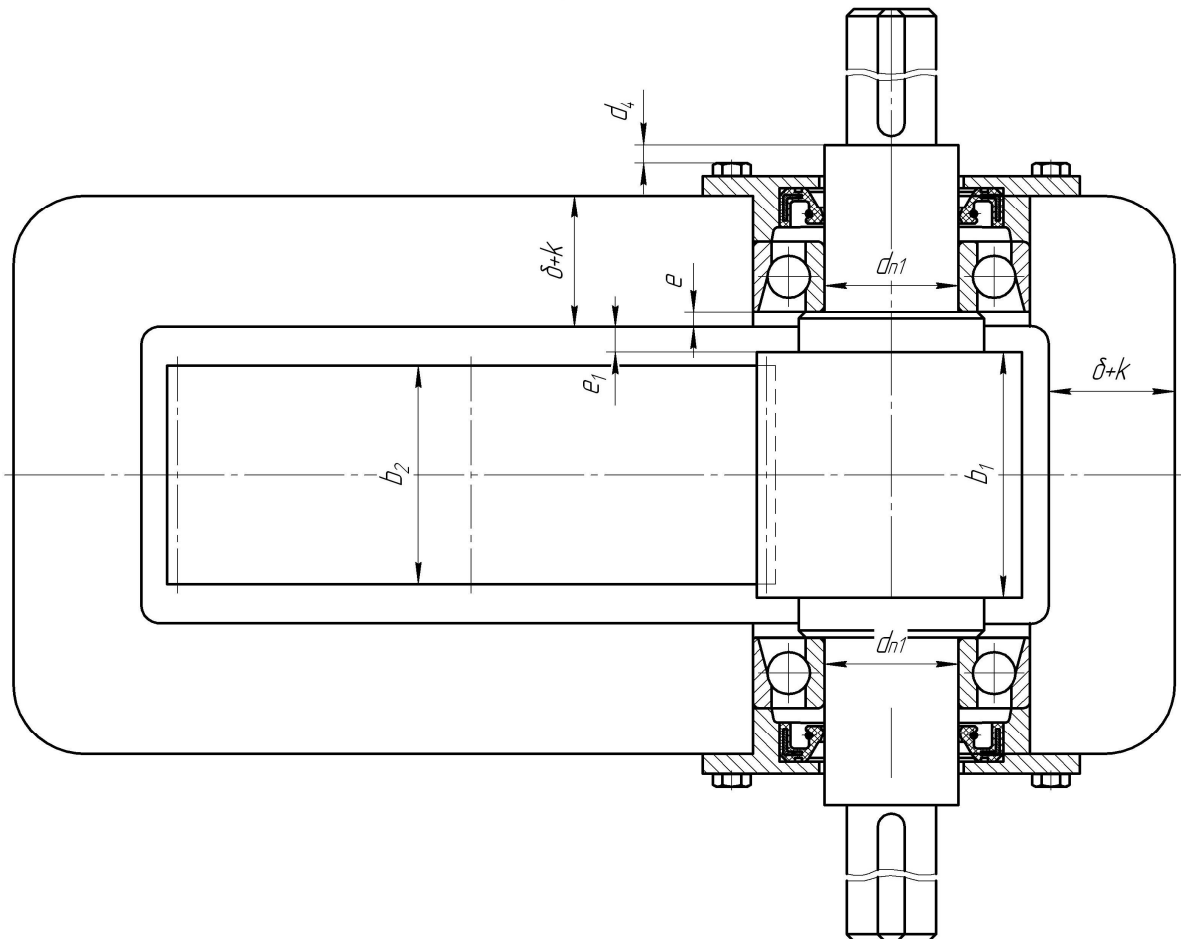


21. Конструктивно оформити упорний буртик для фіксації валу-шестерні і підшипників у

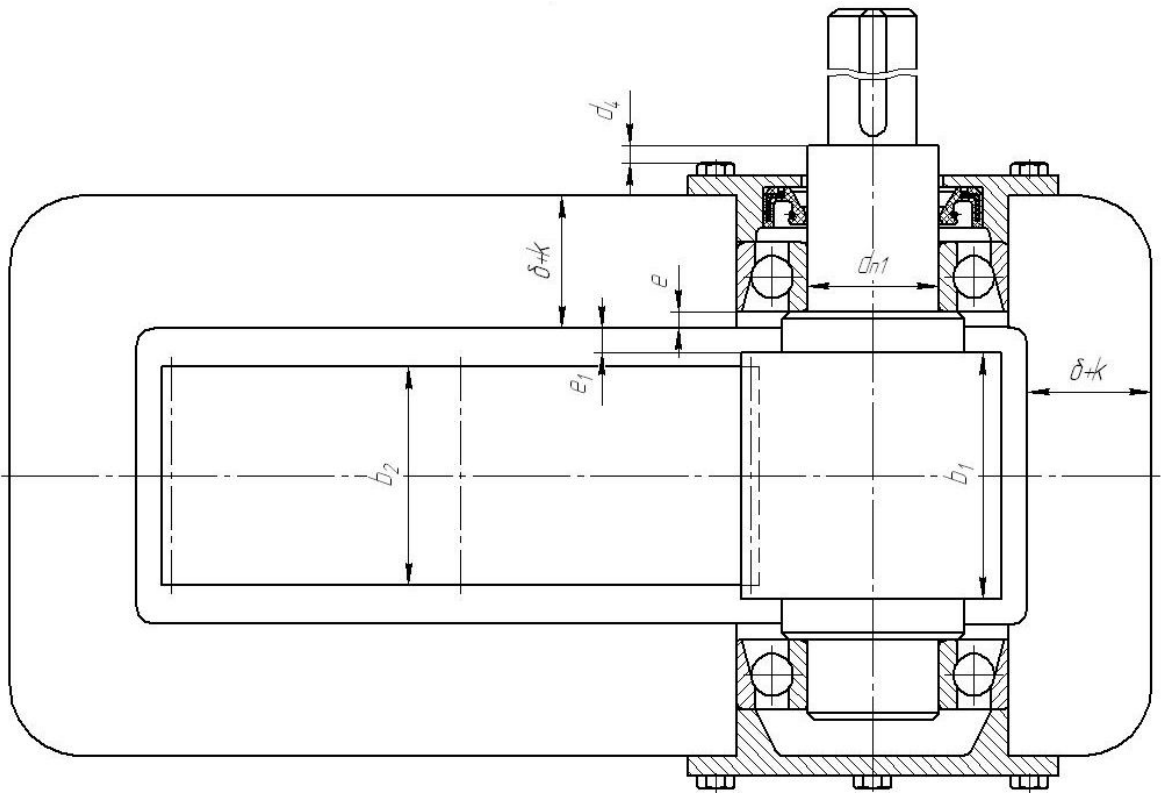
осьовому напрямку.



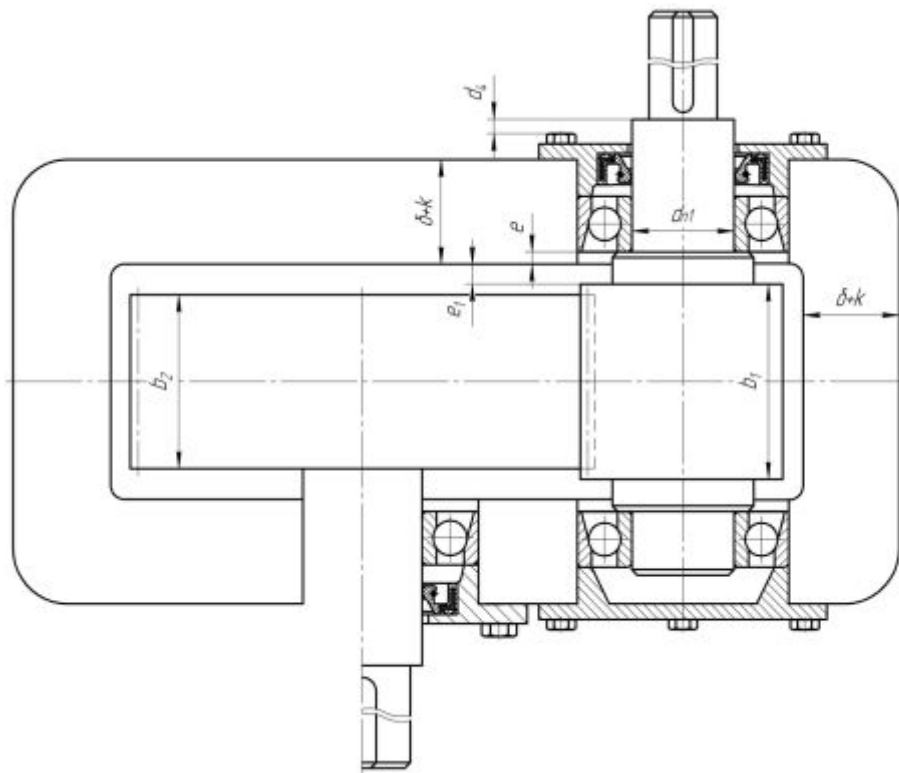
22. З допомогою операції «Симметрия» отримати зображення розробленого підшипникового вузла на протилежному кінці валу.



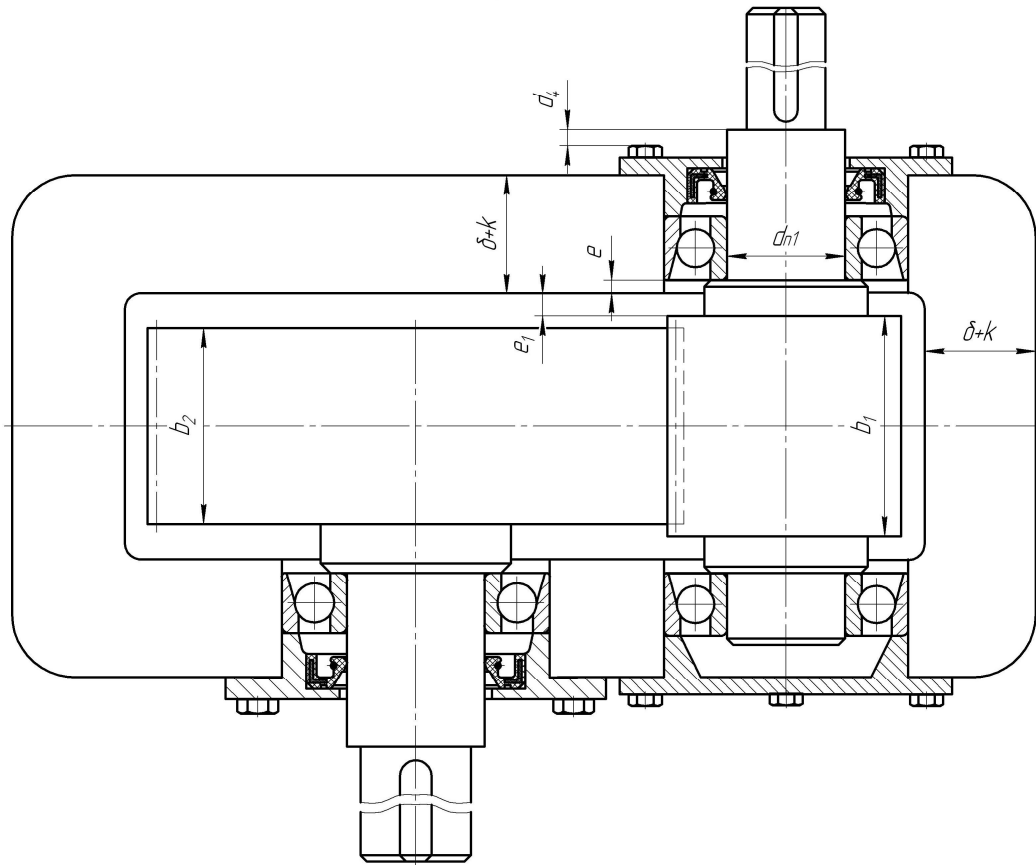
23. Переконструювати підшипниковий вузол з наскрізною кришкою у вузол з глухою кришкою.



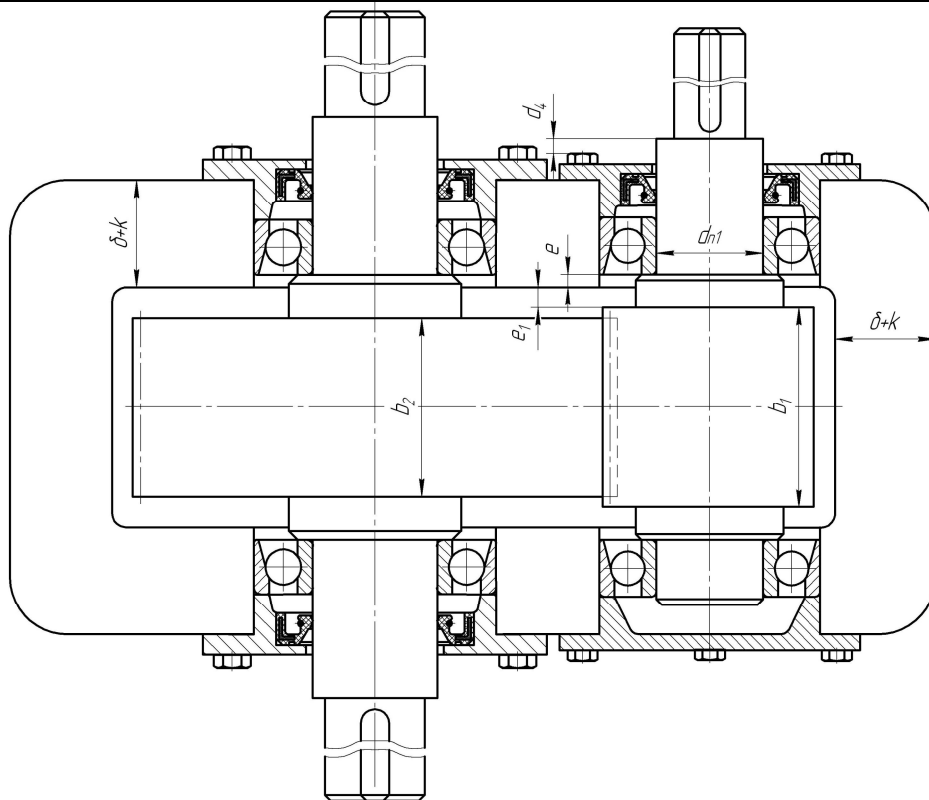
24. Виконати пункти 14-19 даного алгоритму для веденого валу редуктора, отримавши зображення , приведенне на рисунку.



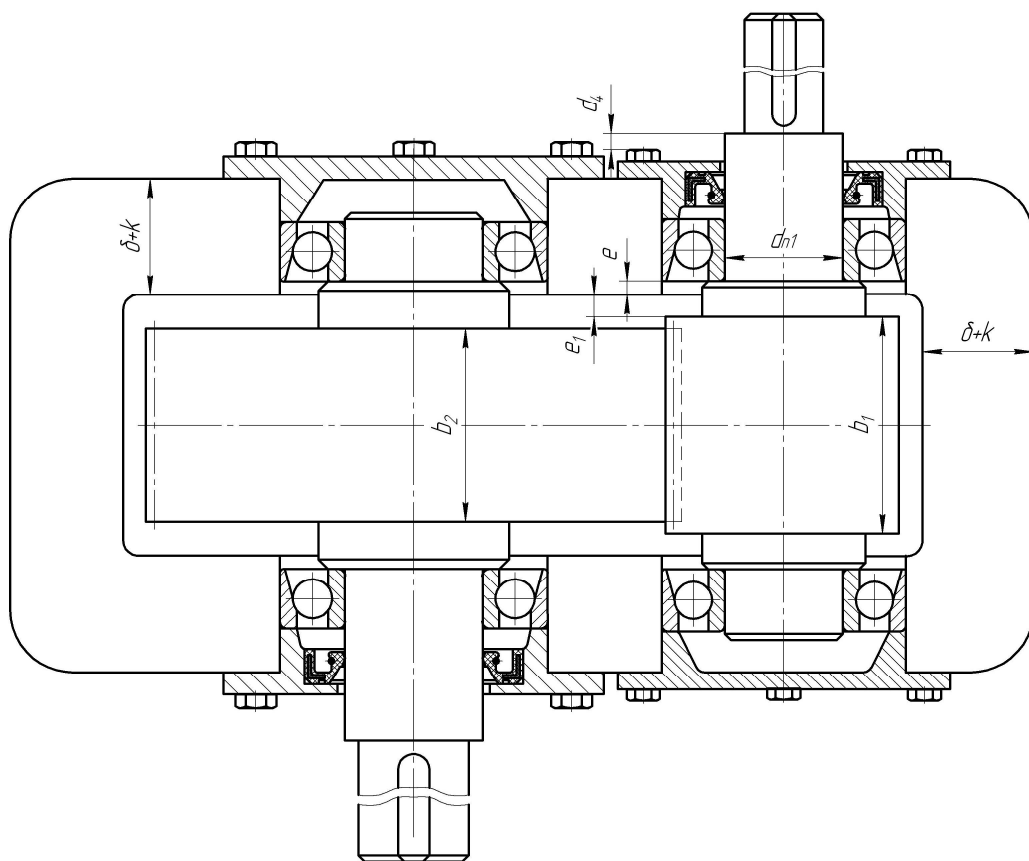
25. З допомогою операції «Симметрия» отримати другу половину зображення підшипникового вузла і вала і конструктивно оформити упорний буртик.



26. З допомогою операції «Симметрия» отримати зображення розробленого підшипникового вузла на протилежному кінці валу.



27. Переконструювати підшипниковий вузол з наскрізною кришкою у вузол з глухою кришкою.



28. Остаточно отримуємо загальний вигляд комунувального ескізу редуктора (рис. 19.5). Надалі виконуємо остаточне конструктивне оформлення складального кресленика відповідно до обраного прототипу.

Далі, після перевірного розрахунку валів редуктора на складний опір та втомну міцність, а також, перевірного розрахунку підшипників на довговічність, виконується остаточна розробка складального кресленика редуктора відповідно до обраного прототипу з постановкою габаритних розмірів, посадок, полів допусків, таблиць основних геометричних параметрів зубчастого зачеплення, вихідних кінематичних, силових та енергетичних характеристик редуктора, технічних вимог.

У відповідності до завдання на курсове проектування при потребі виконуються робочі кресленики деталей редуктора, заповнюються специфікації та розробляються інші документи, які входять до складу курсового проекту.

Аналогічно виконується ескізна компоновка та конструювання інших типів редукторів з використанням комп'ютерної графіки.

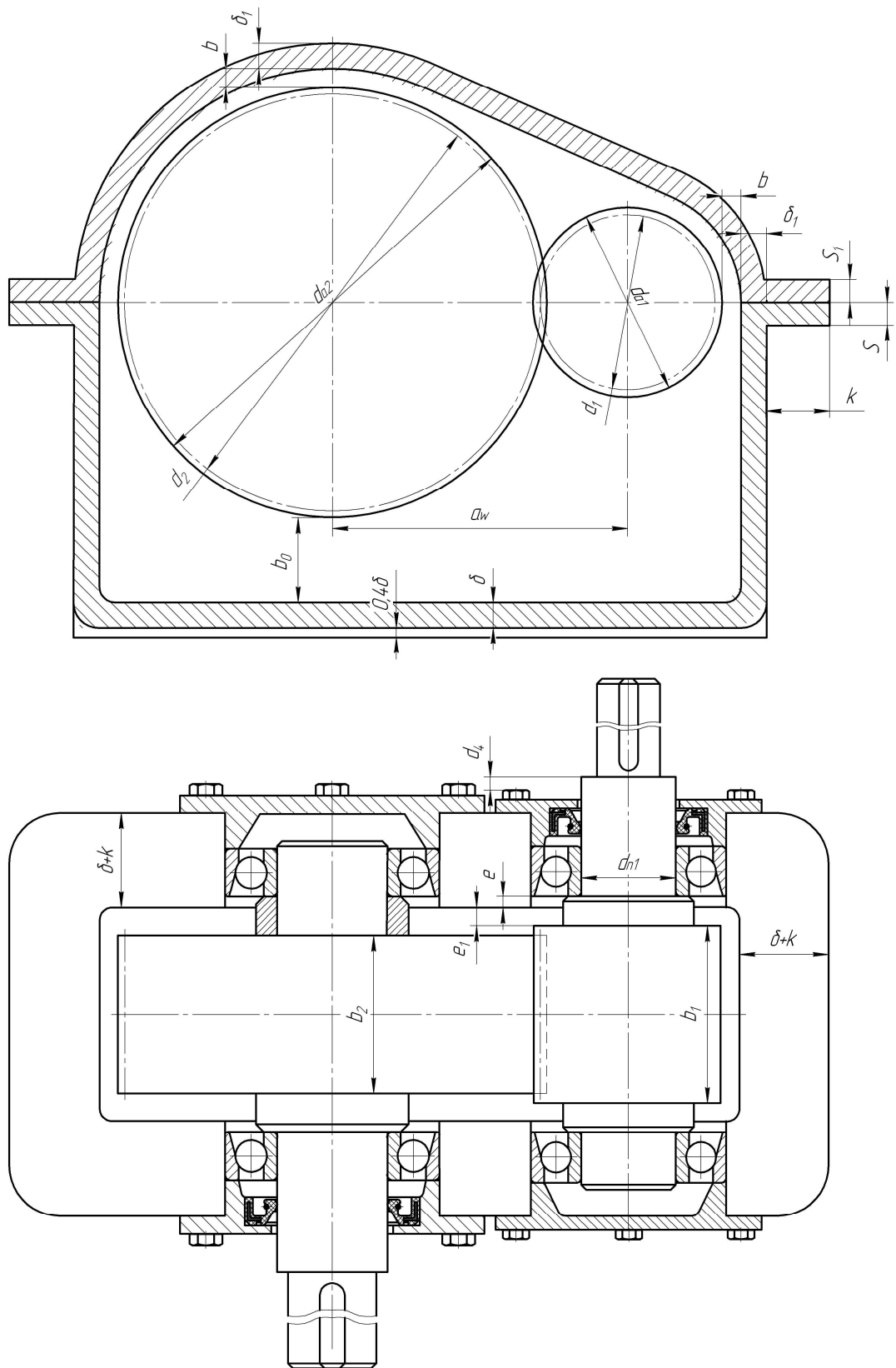


Рис. 19.5. Остаточний вид компоувального ескізу

Рекомендована вище послідовність і алгоритм розробки компоувально-го ескізу можуть бути використані і для інших типів редукторів – конічних, черв'ячних тощо, в тому числі, дво- і триступінчастих.

Природно, що ескізна компоновка може виконуватися із використанням інших засобів машинної графіки, або з використанням Компас 3D, але з використанням інших прийомів роботи і засобів графічного середовища.

Запитання і завдання до самоконтролю.

1. Дайте визначення: процесу проектування і процесу конструювання.
2. Перелічить основні етапи проектування виробів.
3. Дайте короткий опис створення ескізної компоновки редуктора. Що є результатом ескізної компоновки?
4. Коротко опишіть основні етапи і особливості ескізної компоновки:
 - одноступінчастого циліндричного редуктора;
 - одноступінчастого конічного редуктора;
 - одноступінчастого черв'ячного редуктора.
5. Які переваги має середовище графічного моделювання Компас 3D у порівнянні зі своїми аналогами?
6. Які основні групи параметрів необхідні для розробки компоновального кресленика редуктора?
7. Де беруть стандартні конструктивні і вузли при розробці компоновального кресленика у середовищі Компас 3D?
8. Які проектувальні операції необхідно виконати після розробки компоновального кресленика?

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т1-3. – М. Машиностроение, 1978-1979.
2. Гузенков П.Г. Детали машин. – Вища школа К.: 1982. – 352 с.
3. Деталі машин. Методичні вказівки і завдання до виконання розрахунково-графічного завдання №1 за темою «Кінематичний, силовий та енергетичний розрахунок електромеханічного приводу» / Уклад.: П.І. Літовченко. – Х.: Акад. ВВ МВС України, 2011. – 67 с.
4. Заблонский К.И. Детали машин. – К.: Вища школа, 1985.– 518 с.
5. Калінін П.М. Деталі машин. Зубчастий редуктор: Практикум. – Х.: Акад. ВВ МВС України, 2006. – 218 с.
6. Курмаз Л.В., Скобейда А.Т. Детали машин и проектирование. Учеб. пособ. для студентов техн. вузов. – Минск: УП «Технопринт», 2002. – 286 с.
7. Літовченко П.І. Деталі машин. Автоматизований синтез і розрахунок електромеханічного приводу [Текст] : навч. посіб. / П.І. Літовченко. – Х.: Акад. ВВ МВС України, 2013. – 109 с.
8. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: Основа, 1991. – 276 с.
9. Кудрявцев Е.М. Компас 3D V10. Максимально полное руководство. В 2-х томах. Т.1. – М.: ДМК Пресс, 2008. – 1184 с.
10. Курмаз Л.В., Скобейда А.Т. Детали машин и проектирование. Учеб. пособие. – Минска, УП «Технопринт», 2002. – 286 с.
11. Лахтин Ю.М., Леонтьева В.П. Материаловедение: Учебник для высших технических заведений. – М.: Машиностроение, 1990. – 528 с.
12. Производство зубчатых колес: Справочник / С.Н. Калашников, А.С. Калашников, Г.И. Коган и др.; Под общ. ред. Б.А. Тайца. – М.: Машиностроение, 1990. – 464 с.
13. Павлище В.Т. Основи розрахунку і конструювання деталей машин. – Львов: Афіша, 2003. – 560 с.
14. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач /Под ред. А.И. Болотовского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
15. Чернилевский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: учеб пособие для вузов / Д. В. Чернилевский. – М.: Машиностроения, 2003. – 559 с.
16. Цехнович Л.И., Петриченко Н.П. Атлас конструкций редукторов. – К.: 1990. – 151 с.

ДОДАТКИ

Додаток А. Довідкові дані до розрахунку механічного приводу

Таблиця А1. Коефіцієнти корисної дії елементів механічного приводу

Елементи приводу	ККД	
	Позначення	Значення
Ступінь зубчастого редуктора (закрита зубчаста передача): – циліндрична – конічна – планетарна	$\eta_{цзп}$ $\eta_{кзп}$ $\eta_{пзп}$	0,96...0,98 0,96...0,97 0,97...0,99
Відкрита зубчаста передача: – циліндрична – конічна	$\eta_{вцзп}$ $\eta_{вкзп}$	0,92...0,94 0,91...0,93
Ступінь черв'ячної передачі: – число заходів черв'яка $z = 1$ – число заходів черв'яка $z = 2$	$\eta_{чп1}$ $\eta_{чп2}$	0,7...0,75 0,75...0,85
Пасова передача: – з плоским пасом – з клиновим (поликлинним) пасом	$\eta_{ппп}$ $\eta_{кпп}$	0,96...0,97 0,94...0,96
Ланцюгова передача з роликів або зубчастим ланцюгом: – закрита – відкрита	$\eta_{злп}$ $\eta_{лп}$	0,96...0,97 0,91...0,93
Підшипники: – кочення (одна пара) – ковзання з рідинним тертям (одна пара) – ковзання з компенсуючим тертям (одна пара)	$\eta_{пк}$ $\eta_{пк}$ $\eta_{пк}$	0,99...0,999 0,975...0,985 0,986...0,995
Муфта з пружними елементами	$\eta_{мф}$	0,985...0,996

Таблиця А.2. Рекомендовані діапазони передаточних чисел механічних передач

Типи передач	Передаточне число		
	Позначення	Значення	Середнє значення
Зубчасті передачі: – закриті циліндричні (ступінь редуктора) – закриті конічні (ступінь редуктора) – відкриті циліндричні – відкриті конічні	$u_{цзп}$ $u_{кзп}$ $u_{вцзп}$ $u_{вкзп}$	3,15...6,3 3,15...6,3 4...6,3 3,15...5	4 4 5 4
Черв'ячні передачі: – кількість заходів черв'яка $z = 1$ – кількість заходів черв'яка $z = 2$ – кількість заходів черв'яка $z = 4$	$u_{чп1}$ $u_{чп2}$ $u_{чп4}$	28...80 12...28 8...12	40 20 10
Планетарні	$u_{плп}$	1...8	5
Ланцюгові передачі	$u_{лп}$	2...6	3
Пасові передачі	$u_{пп}$	2...4	3

Таблиця АЗ. Основні технічні характеристики асинхронних електродвигунів
серії 4А за ГОСТ 19523-81

Потужність $P_{ДВ}$, кВт	Тип двигуна	Частота обертання ротора, $n_{ДВ}$, об/хв	$T_{пуск} / T_{ном}$	$T_{макс} / T_{ном}$
Синхронна частота обертання 3000 об/хв				
1,1	4A71B2Y3	2810	2,0	2,2
1,5	4A80A2Y3	2850		
2,2	4A80A2Y3	2860		
3,0	4A90L2Y3	2840		
4,0	42Y3A100S	2880		
5,5	4A100L2Y3	2880		
7,5	4A112M2Y3	2900		
11,0	4A132M2Y3	2900	1,6	
15,0	4A160S2Y3	2940	1,4	
18,5	4A160M2Y3	2940		
22,0	4A180S2Y3	2945		
30,0	4A180M2Y3	2945		
Синхронна частота обертання 1500 об/хв				
1,1	4A80A4Y3	1420	2,0	2,2
1.5	4A80B4Y3	1415		
2.2	4A90L4Y3	1425		
3,0	4A100S4Y3	1435		
4,0	4A100L4Y3	1430		
5,5	4A112M4Y3	1445		
7,5	4A132S4Y3	1455		
11,0	4A132M4Y3	1460		
15,0	4A160S4Y3	1465	1,4	
18,5	4A160M4Y3	1465		
22,0	4A1804Y3	1470		
30,0	4A180M4Y3	1470		
Синхронна частота обертання 1000 об/хв				
1,1	4Ф80B6Y3	920	2,0	2,2
1,5	4A90L6Y3	935		
2,2	4A1006Y3	950		
3,0	4A112MA6Y3	955		
4,0	4A112MB6Y3	950		
5,5	4A132S6Y3	965		
7,5	4A132M6Y3	970		
11,0	4A160SY3	975	1,2	2,0
15,0	4A160M6Y3	975		
18,5	4A180M6Y3	975		
22,0	4A200M6Y3	975		
30,0	4A200M6Y3	975		

Таблиця А.4. Передаточні числа одноступінчастих зубчастих редукторів

u	1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
	2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1

Примітки. 1. Перший ряд переважний.
2. Не рекомендується для циліндричних редукторів $u > 6,3$ і для конічних редукторів $u > 5$.

Таблиця А.5. Передаточні числа черв'ячних редукторів

u	2-й ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
	1-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	

Примітка: перший ряд переважний

Додаток Б. Довідкові дані до розрахунку пасових передач

Таблиця Б.1. Розміри клинових пасів

Тип пасів	Позначення	L_p , мм	d_{1min} , мм	$T_{шв}$, Н·м
Нормальні	О	400...2500	63	< 30
	А	560...4000	90	15...60
	Б	1000...6300	125	50...150
	В	1800...10600	200	120...600
	Г	3150...15000	315	450...2400
Вузькі	УО	630...3550	63	< 150
	УА	800...4500	90	90...400
	УБ	1250...8000	140	300...2000
	УВ	2000...8000	224	> 1500

Таблиця Б.2. Стандартні довжини L клинових і поликлинових пасів, мм

1-й ряд 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3550, 4000
2-й ряд 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000

Таблиця Б.3. Потужність P_0 , що передається одним пасом нормального перерізу при $u = 1$, $\alpha_1 = 180^\circ$, довжині пасу L_0 і спокійній однозмінній роботі

Переріз пасу	d_1 , мм	P_0 , кВт при швидкості V , м/с					
		3	5	10	15	20	25
О $L_0 = 1320$ мм	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	-
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10
А $L_0 = 1700$ мм	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	-
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70

Продовження таблиці БЗ

Б $L_0 = 2240$ мм	125	0,92	1,39	2,26	2,80	-	-
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	-
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05
В $L_0 = 3750$ мм	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	-
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1
Г $L_0 = 6000$ мм	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5

Таблиця Б.4. Потужність P_0 , що передається одним вузьким клиновим пасом при $u = 1$, $a_0 = 180^\circ$, довжині пасу L_0 і спокійній однозмінній роботі

Переріз пасу	d_1 , мм	P_0 , кВт при швидкості V , м/с					
		5	10	15	20	25	30
УО $L_0 = 1600$ мм	63	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-
	71	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	-
	80	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	-
	90	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
	100	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
	112	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
УА $L_0 = 2500$ мм	90	1,56	2,57	-	-	-	-
	100	1,89	3,15	4,04	4,46	-	-
	112	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	-
	125	2,41	4,23	5,67	6,60	7,12	7,10
	140	2,64	4,70	6,30	7,56	8,25	8,43
	160	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
УБ $L_0 = 2240$ мм	140	2,95	5,00	6,37	-	-	-
	160	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	-
	180	3,80	6,70	9,05	10,6	1,41	11,5
	200	4,12	7,30	10,0	11,9	13,6	13,3
	224	4,26	7,88	10,7	13,0	14,9	15,1
	250	4,66	8,50	11,6	14,1	11,5	16,8
УВ $L_0 = 3750$ мм	224	5,45	9,40	12,3	14,1	-	-
	250	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1
	280	6,60	11,5	16,3	18,7	20,5	20,7
	315	7,08	12,8	17,4	20,9	23,2	23,9

Таблиця Б.5. Коефіцієнт кількості пасів C_z

z	1	2...3	4...6	6
C_z	1	0,95	0,9	0,85

Таблиця Б.6. Коефіцієнт C_a , що враховує кут обхвату меншого шківa

α , град	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_a	0,74	0,79	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1

Таблиця Б.7. Коефіцієнт режиму роботи C_p

Група робо- чих машин	Група двигунів								
	А			Б			В		
	Кількість змін								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
I	1	0,87	0,72	0,92	0,8	0,66	0,84	0,73	0,60
II	0,92	0,8	0,66	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56
III	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51
IV	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51	0,61	0,53	0,44

Групи двигунів

А – електричний однофазний, трьохфазний з пуском через автотрансформатор або переми-
канням з зірочки на трикутник, постійного струму шунтовий, двигун внутрішнього згоран-
ня з двома або трьома циліндрами;

Б – електричний перемінного струму з високим пусковим моментом, постійного струму
компаундний, двигун внутрішнього згорання з двома або трьома циліндрами;

В – електричний перемінного струму, коротко замкнутий з прямим пуском, постійного
струму серійний, одноциліндровий двигун внутрішнього згорання.

Групи робочих машин

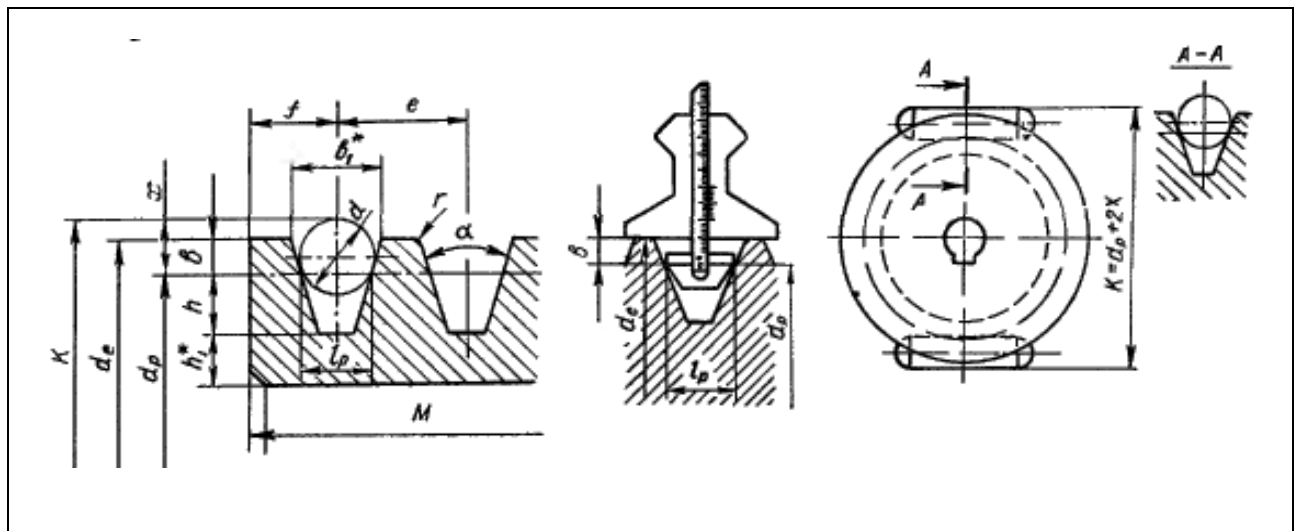
I – електричні генератори легкі; насоси, компресори відцентрові і ротаційні, стрічкові кон-
веєри; верстати токарні, свердлильні, шліфувальні; віялки, сепаратори, легкі грохоти;

II – електричні генератори; поршневі насоси і компресори з трьома і більш циліндрами,
вентилятори і повітродувки; ланцюгові конвеєри, елеватори; верстати фрезерні, зубофре-
зерні, револьверні; дискові пили для дерева; прядильні, паперові і харчові машини;

III – поршневі насоси і компресори з одним та двома циліндрами; вентилятори і повітроду-
вки важкі; конвеєри гвинтові, скребкові; верстати стругальні і довбанні; преси; ткацькі
машини;

IV – підйомники, екскаватори, преси з легким маховиком, нижниці, молоти, бігуни, гли-
ном’ялки, млини, дробарки, лісопилільні рами.

Таблиця Б.8. Розміри обіду шківу клинопасових передач, мм



Продовження табл. Б8

Розрахункові діаметри кіл, що проходять через центр ваги перерізу пасу, мм										
Тип пасу	Переріз пасу	l_p	, не менш h	b	e^*		f		r	h_1^*
					номінальний	граничне від- хилення	номінальний	граничне від- хилення		
Нормальний	О	8,5	7,0	2,5	12	$\pm 0,3$	8,0	$\pm 0,5$	0,5	6
	А	11	8,7	3,3	15	$\pm 0,3$	10,0	+2	1,0	6
	Б	14	10,8	4,2	19	$\pm 0,4$	12,5	-1	1,0	8
	В	19	14,3	5,7	25,5	$\pm 0,5$	17,0	+3	1,5	10
	Г	27	20,0	8,1	37,0	$\pm 0,6$	24,0	-1	2	12
Вузький	УО	8,5	10,0	2,5	12	$\pm 0,3$	8	± 1	0,5	
	УА	11,0	13,0	3	15		10		1,0	
	УБ	14	17,0	4	19	$\pm 0,4$		+2	1,0	
	УВ	19	19,0	5	26	$\pm 0,5$		-1	1,5	
Стандартний ряд діаметрів шківів										
63, 71, 80, 90, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900										

Додаток В. Довідкові дані до розрахунку ланцюгових передач

Таблиця В.1. Коефіцієнт рядності ланцюга K_m .

Кількість рядів ланцюга z_p	1	2	3	4
K_m	1	1,7	2,5	3

Таблиця В.2. Складові коефіцієнта експлуатації ланцюгової передачі

Умови роботи передачі	Значення коефіцієнтів $K_1, \dots, K_6$
Характер навантаження: спокійне з поштовхами або змінне	$K_1 = 1$ $K_1 = 1,25 \dots 1,5$
Спосіб регулювання міжосьової відстані: відтяжна або натяжна зірочка (ролик) переміщення опор	$K_2 = 1,1$ $K_2 = 1$
Міжосьова відстань: $a \leq 25 t$ $a = (30 \dots 50) t$ $a = (60 \dots 80) t$	$K_3 = 1,25$ $K_3 = 1$ $K_3 = 0,9$
Положення передачі в просторі: $\varphi \leq 70^\circ$ $\varphi \geq 70^\circ$	$K_4 = 1$ $K_4 = 1,25$
Спосіб змащення: безперервний крапельний періодичний	$K_5 = 0,8$ $K_5 = 1$ $K_5 = 1,5$
Тривалість роботи: однорізна дворізна безперервна	$K_6 = 1$ $K_6 = 1,25$ $K_6 = 1,5$

Таблиця В.3. Ланцюги роликові однорядні нормальної серії (ГОСТ 13568-75)

Ланцюг	t , мм	S_{on} , мм ²	F_p , Н	q , кг/м
ПР-12,7-900-1	12,7	21,2	9000	0,3
ПР-12,7-1820-1	12,7	39,6	18200	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	50,3	18200	0,75
ПР-15,875-2270-2	15,875	70,9	22700	1,0
ПР-19,05-3180	19,05	105,8	31800	1,9
ПР-25,4-5670	25,4	179,7	56700	2,6
ПР-31,75-8850	31,75	262,2	88500	3,8

Таблиця В.4. Допустимий питомий тиск в шарнірах $[P]$ для втулкових і роликових ланцюгів при $z_1 = 15...30$

Крок ланцюга t , мм	$[P]$, МПа при n (об/хв.)							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,875	35	31,5	28,7	26,2	24,2	22,4	21,0	18,5
19,05...25,4	35	30	26,2	23,4	21,0	19,0	17,5	15,0
31,75...38,1	35	28,7	24,2	21,0	18,5	10,0	10	-
44,45...50,8	35	26,2	21,0	17,5	10	-	-	-

Додаток Г. Довідкові дані до розрахунку циліндричних зубчастих передач

Таблиця Г.1. Характеристика основних марок сталей, які використовуються для виготовлення зубчастих коліс

Застосування	Марка сталі	Характерний переріз $S = D/2$, мм	Механічні властивості після термообробки			Термообробка
			Твердість, НВ(HRC _e)	σ_B , МПа	σ_T , МПа	
Редуктори загального призначення при необмежених габаритах	45	≤ 80	170...217	600	340	Нормалізація, покращення
		≤ 100	192...240	750	450	
		≤ 60	241...285	850	580	
	50	≤ 80	179...228 228...255	640 790	350 530	Нормалізація
	50Л	Виливок	≤ 155	580	340	
Редуктори загального призначення при обмежених габаритах	40Х	60...100 ≤ 60	230...260 260...280	750 1000	520 800	Покращення
	40ХЛ	Виливок	≈ 180	650	500	Нормалізація
	40ХН	≤ 40 40...100 100...300	- 230...300 241	1600 850 800	1400 600 580	Гартування Покращення
Редуктори загального призначення при обмежених габаритах	40ХНЛ	Виливок	200	700	500	Нормалізація
	20Х 18ХГТ	≤ 60 -	197 285	650 1000	400 900	Цементация

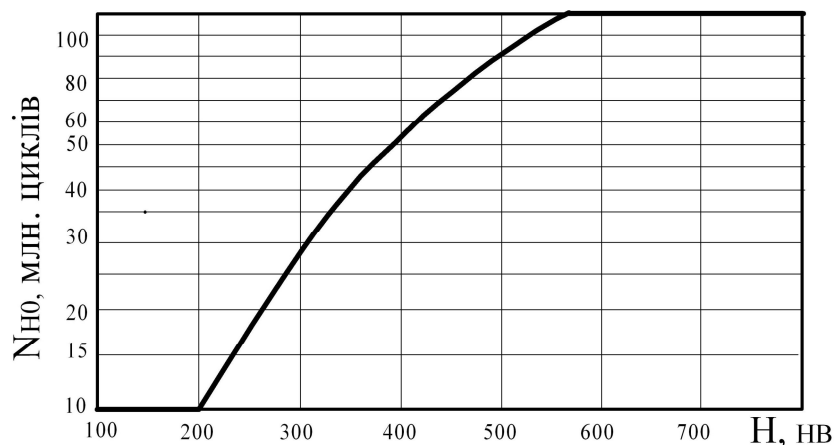


Рис. Г1. Визначення базового числа циклів зміни напружень при розрахунках на контактну витривалість

Таблиця Г.2. Границя контактної міцності, що відповідає базовому числу циклів зміни напружень

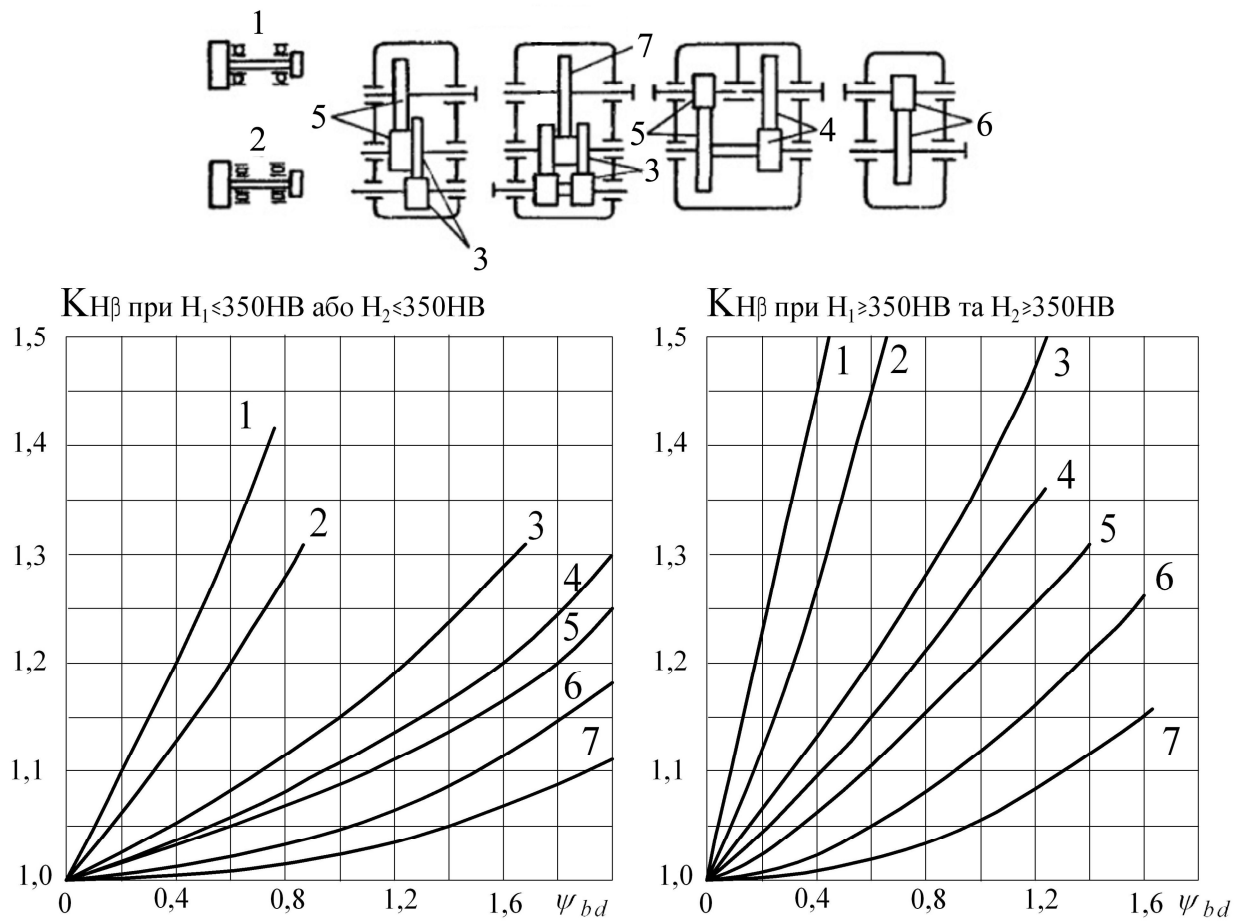
Спосіб термообробки (хіміко-термічної обробки)	Твердість поверхні зубів	Група сталі	$\sigma_{H \lim_b}$, МПа
Відпалювання, нормалізація або покращення	$HB \leq 350$	Сталі вуглецеві і леговані	$\sigma_{H \lim_b} = 2HB + 70$
Об'ємне гартування	$38...50 HRC_e$		$\sigma_{H \lim_b} = 18 HRC_e + 150$
Поверхнєве гартування	$40...50 HRC_e$		$\sigma_{H \lim_b} = 17 HRC_e + 200$
Цементация і нітроцементация	Більше $56 HRC_e$	Сталі леговані	$\sigma_{H \lim_b} = 23 HRC_e$
Азотування	$550...750 HV$		$\sigma_{H \lim_b} = 1050$

Таблиця Г.3. Границя міцності на згин, що відповідає базовому числу циклів змін напруження

Термообробка	Марки сталі	σ_{FO} , МПа	σ_{FOM} , МПа	$[S_F]$
Нормалізація, покращення	45, 40X, 40XH, 35XM	1,8 HB	4,8 HB	1,75
Гартування СВЧ по контуру зубців	40X, 40XH	550...650	6HB	
Цементация	20X, 20XH2M та інші	800	2650	

Таблиця Г4. Мінімальна кількість зубців циліндричних шестерень

β°	z_{1min} при $x = 0$	β°	z_{1min} при $x = 0,3$
До 12	17	До 12	12
Понад 12 до 17	16	Понад 12 до 20	11
» 17 до 21	15	» 20 до 25	10
» 21 до 24	14	» 25 до 30	9
» 24 до 28	13	» 30 до 34	8
» 28 до 31	12	» 34	7
» 31 до 34	11		
» 34			

Рис. Г2. Визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ циліндричних зубчастих коліс

Таблиця Г.5. Модулі зубчастих коліс (ДСТУ ISO 54-2001)

Модулі, мм							
1-й	2-й	1-й	2-й	1-й	2-й	1-й	2-й
1		2		4		8	
	1,125		2,25		4,5		9
1,25		2,5		5		10	
	1,375		2,75		5,5		11
1,5		3		6		12	
	1,75		3,5		7		14

Таблиця Г.6. Максимальні колові швидкості для силових передач

Вид зубців	Вид передачі	$V_{\max}$, м/с при ступені точності по ДСТУ ISO 1328-1:2006				
		до 5	6	7	8	9
Прямі	циліндрична	понад 15	до 20	до 12,5	до 8	до 3
	конічна	понад 10	до 14	до 10	до 5	до 2
Непрямі	циліндрична	понад 30	до 40	до 30	до 12	до 6
	конічна	понад 20	до 25	до 16	до 8	до 4

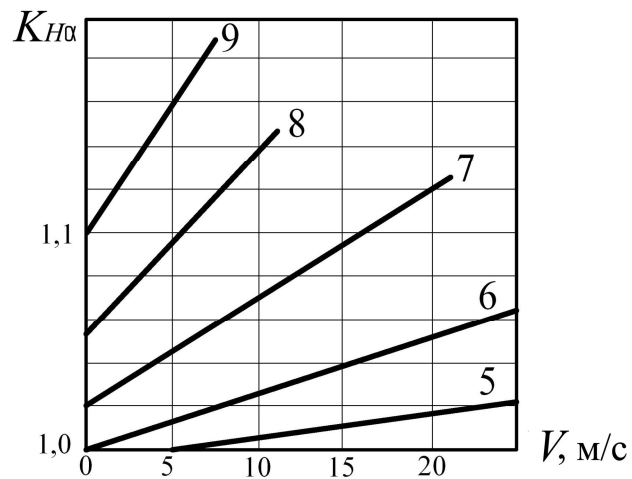


Рис. Г3. Визначення коефіцієнта $K_{H\alpha}$ для косозубих циліндричних коліс
Цифри на кривих – n – ступінь точності передачі по ISO 1328-1:2006

Таблиця Г.7. Наближені значення коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv} для циліндричних коліс
(в чисельнику – для прямозубих, в знаменнику – для косозубих)

Ступінь точності	Твердість колеса, HB	Значення K_{Hv} і K_{Fv} при кулової швидкості V , м/с											
		1		2		4		6		8		10	
		K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}
6	< 350	1,03/1,01	1,06/1,02	1,06/1,02	1,13/1,05	1,12/1,03	1,26/1,1	1,17/1,04	1,4/1,15	1,23/1,06	1,53/1,2	1,28/1,07	1,67/1,25
	> 350	1,02/1,00	1,02/1,01	1,04/1,00	1,04/1,02	1,07/1,02	1,08/1,03	1,1/1,02	1,11/1,04	1,15/1,03	1,14/1,06	1,18/1,01	1,17/1,07
7	< 350	1,04/1,02	1,06/1,03	1,07/1,02	1,16/1,06	1,14/1,03	1,33/1,11	1,21/1,06	1,5/1,16	1,29/1,07	1,67/1,22	1,36/1,08	1,8/1,27
	> 350	1,03/1,00	1,03/1,01	1,05/1,01	1,05/1,02	1,09/1,02	1,09/1,03	1,14/1,03	1,13/1,05	1,19/1,03	1,17/1,07	1,24/1,04	1,22/1,08
9	< 350	1,04/1,01	1,1/1,03	1,08/1,02	1,2/1,06	1,16/1,04	1,38/1,11	1,24/1,06	1,58/1,17	1,32/1,07	1,78/1,23	1,4/1,08	1,96/1,29
	> 350	1,03/1,01	1,04/1,01	1,06/1,01	1,06/1,02	1,1/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,16/1,05	1,22/1,04	1,21/1,07	1,26/1,06	1,25/1,08
10	< 350	1,05/1,01	1,13/1,04	1,1/1,03	1,28/1,07	1,2/1,05	1,5/1,14	1,3/1,07	1,77/1,21	1,4/1,09	1,98/1,28	1,5/1,12	—
	> 350	1,04/1,01	1,04/1,01	1,07/1,01	1,07/1,02	1,13/1,02	1,14/1,04	1,2/1,03	1,21/1,06	1,26/1,04	1,27/1,08	1,32/1,05	—

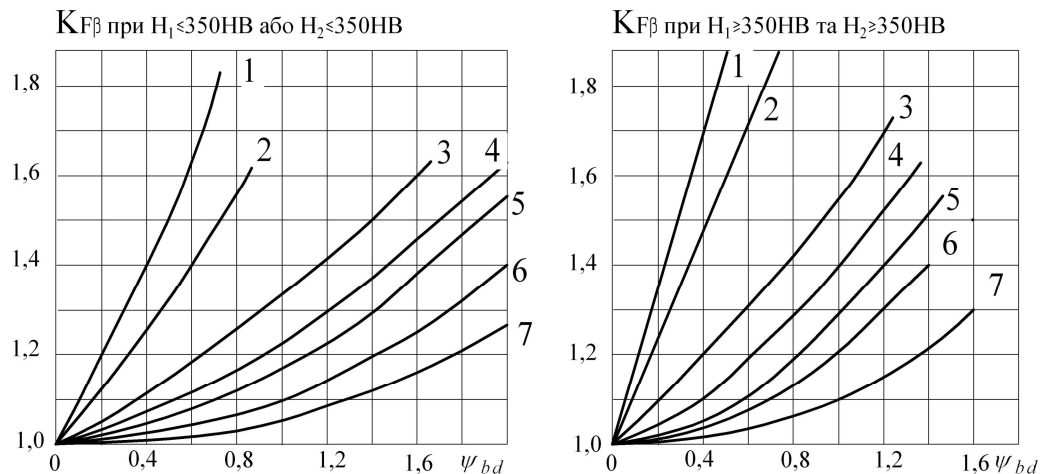
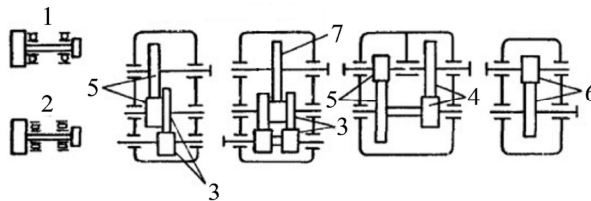


Рис. Г4. Визначення коефіцієнтів $K_{F\beta}$ для циліндричних зубчастих коліс

Таблиця Г.8. Коефіцієнт форми зубців некоригованих циліндричних коліс

z_e	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

Таблиця Г.9. Коефіцієнт, що враховує характер прикладення навантаження

Характер прикладення навантаження і вид термообробки	K_{FC}
Реверсивна передача	1,0
Реверсивна передача: – відпал, нормалізація, покращення; – об'ємне і поверхневе гартування, цементация; – азотування.	0,65 0,75 0,9

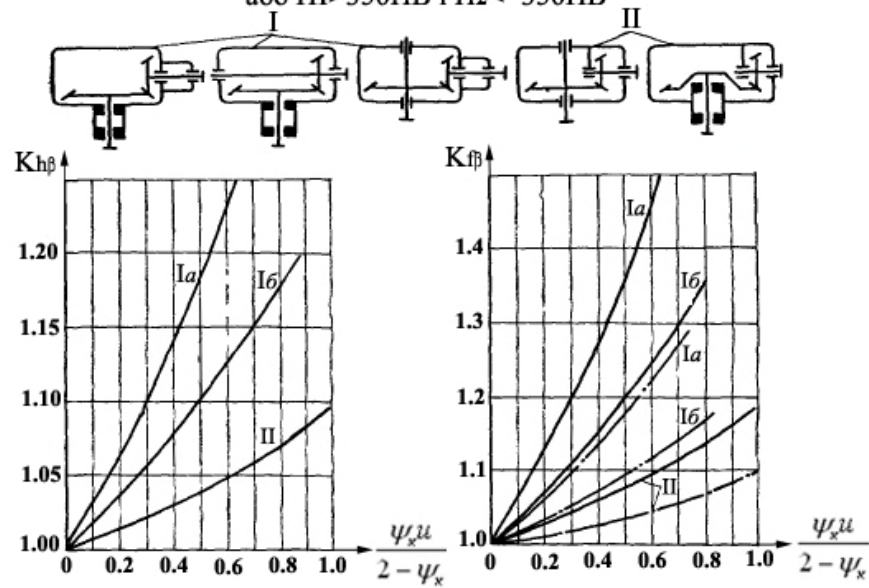
Таблиця Г10. Орієнтовні значення ψ_{bdmax} для циліндричних зубчастих передач

Розташування опор відносно зубчастого вінця	Навантаження	Твердість робочих поверхонь зубців	
		HB ≤ 350	HB > 350
		ψ_{bdmax}	
Симетричне	А	1,6(2,2)	0,7
	Б	1,0(1,3)	0,55
Несиметричне	А	1,2(1,6)	1,6
	Б	0,90(1,2)	0,45
По один бік зубчастого вінця	А	1,25(1,6)	0,15...0,25
	Б	0,8(1,1)	-
Змінне (коробки швидкостей)	-	1,0(1,3) 0,65(0,9)	
Примітки: 1. А – навантаження майже постійне; Б – навантаження значно змінюється. 2. В дужках значення ψ_{bdmax} для шевронних передач. 3. Звичайно $\psi_{bd} = (0,7...0,9)\psi_{bdmax}$, більше з значень для тихохідних передач, менше – для швидкохідних і відкритих передач.			

Таблиця Г11. Наближене значення ε_α для конічних коліс

Число зубців z_1	ε_α		Число зубців z_1	ε_α	
	$\beta_m^o = 30...35^\circ$ $h_a^* = 0,82$	$\beta_m^o \leq 10^\circ$ $h_a^* = 1$		$\beta_m^o = 30...35^\circ$ $h_a^* = 0,82$	$\beta_m^o \leq 10^\circ$ $h_a^* = 1$
11	1,16	–	19	1,24	1,59
12	1,18	1,50	20...21	1,25	1,60
13	1,19	1,51	22	1,26	1,62
14	1,20	1,53	23...24	1,27	1,64
15	1,21	1,54	25	1,28	1,65
16	1,22	1,55	26...27	1,29	1,65
17	1,23	1,57	28	1,30	1,66
18	1,23	1,58	29...30	1,31	1,68

Твердість робочих поверхонь зубців $H_1 \leq 350\text{HB}$ і $H_2 \leq 350\text{HB}$
або $H_1 > 350\text{HB}$ і $H_2 \leq 350\text{HB}$



Твердість робочих поверхонь зубців $H_1 > 350\text{HB}$ і $H_2 > 350\text{HB}$

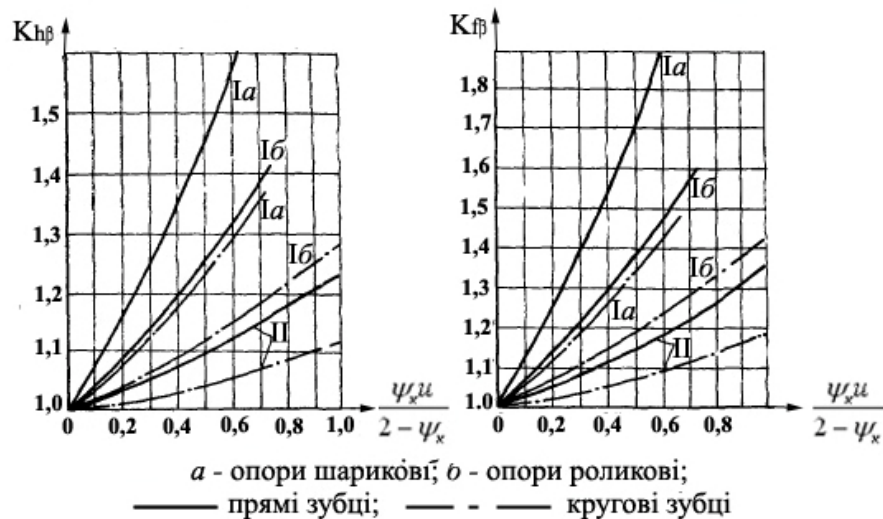


Рис. Г5. Визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$ для конічних коліс:

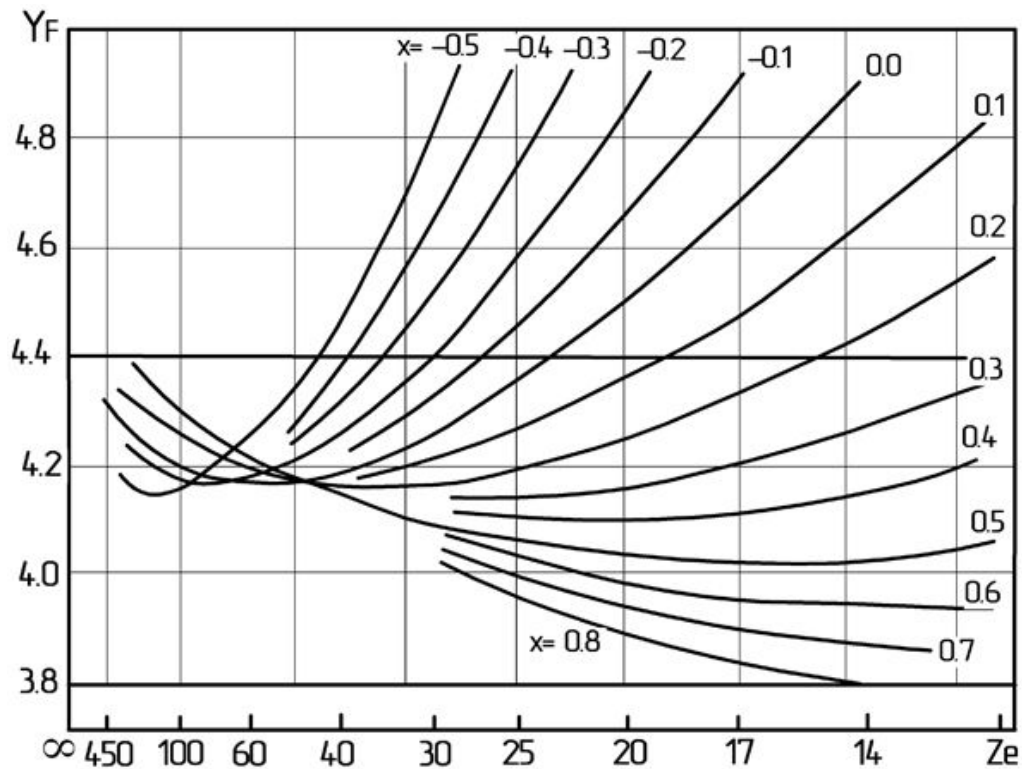
I, II – криві, що відповідають схемам передач; a – опори шарикові; b – опори роликові; (——— - прями зубці; — - — — кругові зубці)

Таблиця Г.12. Параметри конічних коліс (ГОСТ 12289-76)

d_e	Ширина конічних вінців b , мм для номінальних передаточних чисел u									
	2	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	5,00	5,60	6,3
160	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24
180	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26
200	32	32	30	30	30	30	30	30	28	28
225	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32
250	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36
280	45	45	42	42	43	42	40	40	40	40
315	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45
355	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52

Продовження табл. Г12

400	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60
450	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65
500	80	80	75	75	75	75	75	75	75	75
560	90	90	85	85	85	85	80	80	80	80
630	100	100	95	95	95	95	90	90	90	90
710	110	110	110	110	105	105	105	105	105	100
800	130	125	125	120	120	120	120	120	120	110
900		140	140	140	130	130	130	130	130	120

Рис. Г6. Визначення коефіцієнта форми зубця Y_F для конічних коліс**Додаток Д. Довідкові дані до розрахунку черв'ячних передач**Таблиця Д1. Допустимі контактні напруження $[s_H]$ при $N_{но} = 10^7$ для

олов'янистих бронз

Марка бронзи	Спосіб відливання	σ_B	σ_T	$[s_H]$ при твердості робочих поверхонь зубців черв'яка	
				< 45 HRC ₉	> 45 HRC ₉
БрОФ 10-1	В пісок	180	100	130	160
БрОФ 10-1	В кокіль	260	150	190	225
БрОНФ 10-1-1	Відцентровий	290	170	210	250

Таблиця Д2. Допустимі контактні напруження для черв'ячних коліс з безолов'янистих бронз і чавуна

Комбінація матеріалів	Спосіб відливання	Механічні якості, МПа			$[\sigma_H]$, МПа при швидкості ковзання V_S , м/с							
		σ_B	σ_T	σ_{BH}	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Колесо з БрАЖ 9-4 Черв'як сталевий, з твердістю витків $>45 \text{ HRC}_3$	В пісок В кокіль Відцентровий	400 500 500	200 200 200	- - -	$[s_n] = 300 - 25$							
Колесо з чавуна СЧ10 СЧ15 Черв'як з сталі 45 або сталі 6	- -	- -	- -	280 320	158 144	130 115	115 100	86 72	- -	- -	- -	- -

Таблиця Д3. Допустимі напруження згину $[\sigma_F]_0^o$ і $[\sigma_F]_{-1}^o$

для черв'ячних коліс при $N_{FO} = 10^6$

Марка бронзи	Спосіб відливання	Допустимі напруження, МПа при твердості робочих			
		$<45 \text{ HRC}_3$		$>45 \text{ HRC}_3$	
		$[\sigma_F]_0^o$	$[\sigma_F]_{-1}^o$	$[\sigma_F]_0^o$	$[\sigma_F]_{-1}^o$
БрОФ10-1	В пісок	40	29	50	36
БрОФ10-1	В кокіль	58	42	72	52
БрОНФ10-1-1	Відцентровий	65	46	81	57
БрАЖ9-4	В пісок	82	64	102	79
БрАЖ9-4	В кокіль	90	80	112	100
Примітка: $[\sigma_F]_0^o$ – при нереверсивному навантаженні; $[\sigma_F]_{-1}^o$ – при реверсивному навантаженні.					

Таблиця Д4. Коефіцієнт форми зуба черв'ячного колеса Y_F

$\frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80
Y_F	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34

Таблиця Д5. Рекомендації у виборі ступенів точності
силових черв'ячних передач

Ступінь точності не нижче	Швидкість ковзання V_s , м/с	Обробка	Застосування
7	≤ 10	Черв'як загартований, відшліфований та відполірований. Колесо нарізується шліфованими черв'ячними фрезами. Обкатування під навантаженням	Передачі з підвищеними швидкостями і малим шумом, з підвищеними вимогами до габаритів
8	≤ 5	Допускається черв'як з HB $\leq$ 350, не шліфований. Колесо нарізується шліфованою черв'ячною фрезою. Рекомендується обкатування під навантаженням	Передачі середньо швидкісні з середніми вимогами до шуму, габаритам та точності
9	≤ 2	Черв'як з HB $\leq$ 350 не шліфований, колесо нарізано будь-яким способом	Передачі низькошвидкісні, короткочасно працюючі і ручні з заниженими вимогами

Таблиця Д6. Коефіцієнт діаметра черв'яка q

1-й ряд	6,3	8,0	10,0	12,5	16	20	25
2-й ряд	7,1	9,0	11,2	14	18	22,4	

Таблиця Д7. Модулі циліндричних черв'ячних передач

Модулі циліндричних черв'ячних передач, мм										
2	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10	12,5	16	20

Таблиця Д8. Значення кута підйому витків γ черв'яка
на ділільному циліндрі

z_1	Коефіцієнт q								
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16	20
1	8°01'	7°07'	6°25'	5°43'	5°06'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
2	15°44'	14°02'	12°32'	11°19'	10°08'	9°05'	8°07'	7°07'	5°43'
3	22°54'	20°33'	18°26'	16°42'	15°00'	13°30'	12°06'	10°37'	8°35'
4	29°24'	26°34'	23°58'	21°48'	19°39'	17°45'	15°57'	14°02'	11°19'

Таблиця Д9. Коефіцієнти тертя f' і кути тертя φ' при роботі бронзового вінця
черв'ячного колеса у парі зі стальним черв'яком

Швидкість ковзання V_s , м/с	f'	φ'
0,25	0,065...0,075	3°43'...4°17'
0,5	0,055...0,065	3°09'...3°43'
1	0,045... 0,055	2°35'...3°09'

Продовження табл. Д9

1,5	0,040...0,050	2°17'...2°52'
2	0,035...0,045	2°00'...2°35'
2,5	0,030...0,040	1°43'...2°17'
3	0,028...0,035	1°36'...2°00'
4	0,023...0,030	1°19'...1°43'
7	0,018...0,026	1°02'...1°29'
10	0,016...0,024	0°55'...1°22'

Додаток Е. Довідкові дані до розрахунку валів

Таблиця Е.1. Характеристики основних марок сталей для виготовлення валів

Марка сталі	Діаметр заготовки, мм	Твердість, $\geq$ HB	Механічні характеристики						
			σ_B , МПа	σ_T , МПа	τ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	ψ_σ	ψ_τ
Сталь 45 (45-2) (45-3)	Більше 5	229	610	360	210	270	150	0,1	0,05
40Х 40ХН	Більше 5	217 229	1000	800	480	450	250	0,15	0,1
12ХН3А	Будь-який	217	950	700	420	420	240	0,15	0,1
18ХГТ	Будь-який	217	1000	900	540	450	250	0,15	0,1

Таблиця Е.2. Середні значення допустимих напружень для валів, МПа

Матеріал валу	σ_B	$[\sigma_0]$	$[\sigma_{-1}]$
Сталь вуглецева	400	70	40
	500	75	45
	600	95	55
	700	110	65
Сталь легована	800	130	75
	1000	150	90

Таблиця Е3. Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_σ , K_τ
для валів з шпонковим пазом

σ_B , МПа	K_σ		K_τ
	інструмент-пальцева фреза	інструмент-дискова фреза	
500	1,6	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7
900	2,15	1,7	2,05
1200	2,5	1,9	2,4

Таблиця Е4. Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_σ , K_τ
для шліцьових ділянок валу

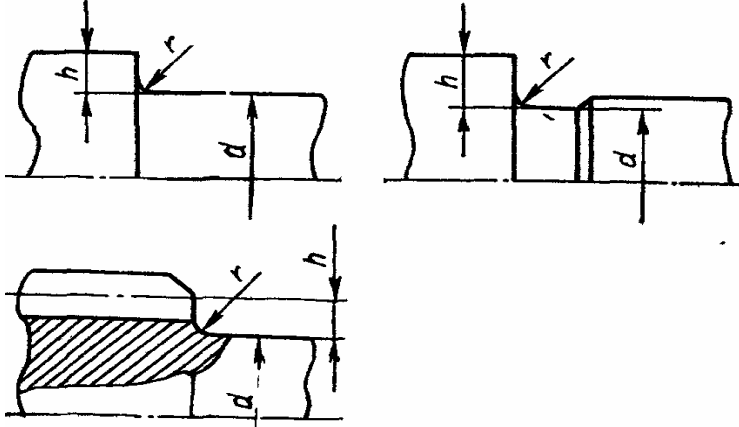
σ_B , МПа	K_σ	K_τ
500	1,45	1,4
700	1,6	1,7
900	1,7	2,05
1200	1,75	2,4

Таблиця Е5. Коефіцієнти $K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$, $K_{\tau D} = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}$ в місцях посадок

Діаметр, мм	Посадка	$K_\sigma / \varepsilon_\sigma$				$K_\tau / \varepsilon_\tau$			
		σ_θ , МПа				σ_θ , МПа			
30	H7 / r6	2,5	3,00	3,5	4,25	1,90	2,20	2,5	3,0
	H7 / k6	1,9	2,25	2,6	3,20	1,55	1,75	2,0	2,3
	H7 / h6	1,6	1,95	2,3	2,75	1,40	1,60	1,8	2,1
50	H7 / r6	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,60	3,1	3,6
	H7 / k6	2,30	2,75	3,2	3,9	1,90	2,15	2,5	2,8
	H7 / h6	2,00	2,40	2,8	3,4	1,60	1,85	2,1	2,4
100 і біль- ше	H7 / r6	3,30	3,95	4,60	5,6	2,4	2,80	3,2	3,8
	H7 / k6	2,45	2,95	3,45	4,2	1,9	2,20	2,5	2,9
	H7 / h6	2,15	2,55	3,00	3,6	1,7	1,95	2,2	2,6

Примітка: Для посадки кілець підшипників кочення значення $K_{\sigma D}$ і $K_{\tau D}$ приймати за графою, відповідній посаді H7 / r6 .

Таблиця Е6. Ефективні коефіцієнти концентрації напружень
для валів з галтельним переходом

									
h/r	r/d	K_σ				K_τ			
		при σ_θ , МПа				при σ_θ , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,9	1,45	1,45	1,5	1,55
	0,1	1,45	1,55	1,65	1,8	1,4	1,4	1,45	1,5

Продовження табл. Е6

2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблиця Е7. Шорсткості різних ділянок валу (рекомендовані)

Поверхні	Шорсткість, Ra , мкм
Фаски, торці, отвори з під свердла	12,5; 6,3
Шийки валів:	
11-й квалітет точності 30...500 мм;	3,2
12-й квалітет точності 6...80 мм;	2,5
9-й квалітет точності 80...500 мм;	
11-й квалітет точності 3...33 мм;	1,25
7-й і 8-й квалітет точності 6...80 мм;	
6-й квалітет точності 10 ... 120 мм	0,63
Робочі поверхні шпонкових пазів	3,2
Неробочі поверхні шпонкових пазів	6,3

Таблиця Е8. Коефіцієнт $K_{\sigma\Pi} \approx K_{\tau\Pi}$ в залежності від шорсткості поверхонь

Шорсткість	σ_B , МПа			
	500	700	900	1200
$Rz\ 80...Rz\ 10$	1,2	1,25	1,35	1,5
$Ra\ 2,5...Ra\ 0,32$	1,05	1,1	1,15	1,25
$Ra\ 0,32...Ra\ 0,08$	1	1	1	1

Таблиця Е9. Значення масштабних коефіцієнтів e_σ , e_τ

Діаметр валу d , мм	15	25	35	50	100
e_σ	0,95	0,9	0,85	0,8	0,7
e_τ	0,85	0,8	0,75	0,7	0,6
Примітка: Для легированих сталей $e_\sigma = e_\tau$.					

Таблиця Е10. Коефіцієнти β підвищення границі витривалості при поверхневому зміцненні

Вид обробки поверхні	σ_B , МПа серцевини	Гладкий вал	Вал з $K_\sigma = 1,5$	Вал з $K_\sigma = 1,8...2$
Гартування з нагрівом СВЧ	600...800 800...1000	1,5...1,7 1,3...1,5	1,6...1,7 -	2,4...2,8 -

Продовження табл. Е10

Азотування	900...1200 400...600	1,1...1,25 1,8...2,0	1,5...1,7 3	1,7...2,8 -
Цементация	700...800 1000...1200	1,4...1,5 1,3...1,3	- 2	- -
Наклеп	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликком	-	1,2...1,6	1,5...1,6	1,8...2,0

Таблиця Е11. Моменти опору W_O , W_P валів з однією стандартною призматичною шпонкою

d , мм	$b \times h$, мм	W_O , мм ³	W_P , мм ³	d , мм	$b \times h$, мм	W_O , мм ³	W_P , мм ³
20	6x6	655	1440	45	14x9	7800	16740
21		770	1680	48		9620	20500
22		897	1940	50		10800	23050
24	8x7	1110	2470	53	16x10	12770	27270
25		1275	2810	55		14510	30800
26		1453	3180	56		15290	32400
28		1860	4020	60	18x10	1870	40000
30		2320	4970	63		21900	46400
32	10x8	2730	5940	67	22x12	26070	55470
34		3330	7290	71		31230	66030
36		4010	8590	75		37600	79000
38		4760	10130				
40	12x8	5510	11790	80	22x14	42000	89100
42		6450	13720				

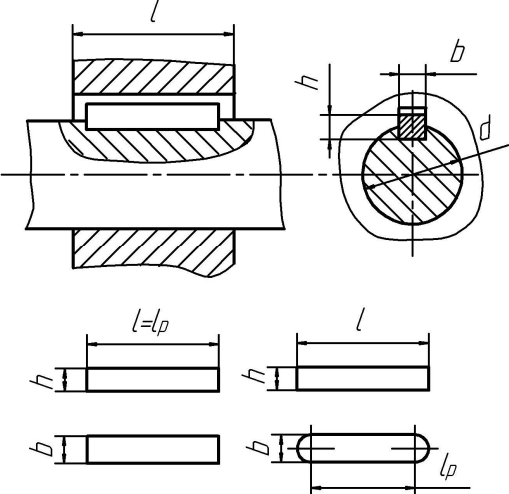
Таблиця Е12. Осьові моменти опору валів з прямобічними шліцами

Легка серія		Середня серія		Важка серія	
$z \times d \times D$	W_O , мм ³	$z \times d \times D$	W_O , мм ³	$z \times d \times D$	W_O , мм ³
6x23x26	1290	6x23x28	1370	10x23x29	1470
6x26x30	1800	6x26x32	1830	10x26x32	1640
6x28x32	2310	8x28x34	2410	10x28x35	2290
8x32x36	3340	8x32x38	3420	10x32x40	3620
8x36x40	4800	8x36x42	4930	10x36x45	4780
8x42x46	7500	8x42x38	7650	10x42x52	7700
8x46x50	9920	8x46x54	10400	10x46x56	10300
8x52x58	14300	8x52x60	14700	16x52x60	14000
8x56x62	17400	8x56x65	17800	16x56x65	17100
8x62x68	24300	8x62x72	25000	16x62x72	24400
10x72x78	38400	10x72x82	39000	16x72x82	37200
10x82x88	54300	10x82x92	54600	20x82x88	53200
Примітка. Полярний момент опору $W_P \approx 2W_O$					

Таблиця Е13. Допустимі кути закручування валів
в залежності від їх призначення

Вид передачі	$[\varphi]$, град/м
Трансмійні вали мостових кранів	0,25...0,3
Карданні вали автомобілів	3...4
Вали редукторів і коробок передач	0,5

Таблиця Е14. Призматичні шпонки і пази за ДСТУ ГОСТ 23360-78. Розміри, мм.

					
Діаметр валу, d	Переріз шпонки		Інтервали довжин l	Глибина шпонкового пазу	
	b	h		t_1	t_2
Більш 12...17	5	5	10...56	3	2,3
Більш 17...22	6	6	14...70	3,5	2,8
Більш 22...30	8	7	18...90	4	3,3
Більш 30...38	10	8	22...110	5	3,3
Більш 38...44	12	8	28...140	5	3,6
Більш 44...50	14	9	36...160	5,5	3,8
Більш 50...58	16	10	45...180	6	4,3

Продовження табл. Е13

Більш 58...65	18	11	50...200	7	4,4
Більш 65...75	20	12	56...220	7,5	4,9
Більш 75...85	22	14	63...250	9	5,4
Більш 85...95	25	14	70...280	9	5,4
Більш 95...110	28	16	80...320	10	6,4
Більш 110...180	32	18	90...360	11	7,4
Для пазів			Для шпонок		
<i>b</i>	<i>r</i> або <i>S</i> ₁ x 45°		<i>b</i>	<i>S</i>	
5...8	0,16...0,25		5...8	0,25...0,4	
10...18	0,25...0,4		10...18	0,4...0,6	
20...32	0,4...0,6		20...32	0,6...0,8	
Примітка: Довжина шпонок повинна вибиратися з ряду: 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280 мм.					

Додаток Ж. Довідкові дані до вибору і розрахунку підшипників

Таблиця Ж1. Коефіцієнти радіального та осевого навантаження для вибору радіальних та радіально-упорних підшипників

Тип підшипника	$\alpha, ^\circ$	$\frac{iR_a}{C_{0r}}$	Підшипники однорядні		Підшипники дворядні				e
			$\frac{R_a}{VR_r} > e$		$\frac{R_a}{VR_r} \leq e$		$\frac{R_a}{VR_r} > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
Шариковий радіальний	0°	0,014	0,56	2,30	1,00	0,00	0,56	2,30	0,19
		0,028		1,99				1,99	0,22
		0,050		1,71				1,71	0,26
		0,084		1,55				1,55	0,28
		0,11		1,45				1,45	0,30
		0,17		1,31				1,31	0,34
		0,28		1,15				1,15	0,38
		0,42		1,04				1,04	0,42
		0,56		1,00				1,00	0,44
Шариковий радіально- упорний	12°	0,014	0,45	1,81	1,00	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,60		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
		0,11		1,22		1,39		1,98	0,45
		0,17		1,13		1,30		1,84	0,48
		0,29		1,04		1,20		1,69	0,52
		0,43		1,01		1,16		1,64	0,54
		0,57		1,00		1,16		1,62	0,54
	18...20°		043	1,00	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57
	24...26°		0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68
	30°		0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,08
	35...36°		0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
	40°		0,35	0,57		0,65	0,57	0,93	1,14

Примітка. 1. Для однорядних підшипників при $\frac{R_a}{VR_r} \leq e$ приймаються $X = 1$; $Y = 2$

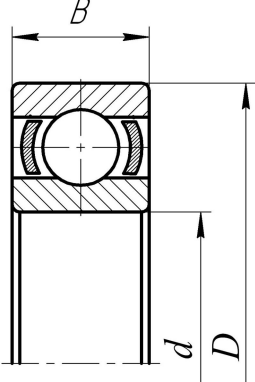
2. Коефіцієнти Y і e для проміжних величин визначаються інтерполяцією.

3. В таблиці i – кількість рядів кочення

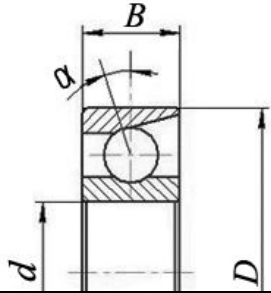
Таблиця Ж2. До вибору типу підшипника

Співвідношення $\frac{F_a}{F_r}$	Тип підшипника і кут нахилу доріжки кочення α°	Примітки
$0...0,25$	Однорядні радіальні шарикові $\alpha = 0^\circ$	При великих чисто радіальних навантаженнях застосовувати роликотпідшипники
$0,25...0,35$	Здвоєні радіальні шарикові	Можуть застосовуватися радіально-упорні шарикові серії 36000
$0,35...0,70$	Радіально-упорні шарикові серії 36000 $\alpha = 12^\circ$	Циліндричні косозубі редуктори.
$0,70...1,00$	Радіально-упорні шарикові серії 46000 $\alpha = 26^\circ$	Циліндричні косозубі, конічні і черв'ячні редуктори.
Понад 1,00	Радіально-упорні роликові конічні	При великих частотах обертання ($n > 1500$ об/хв) використовувати шарикові радіально-упорні серії 4600

Таблиця ЖЗ. Шарикові радіальні однорядні підшипники по ДСТУ ГОСТ
8338:2008. Основні параметри

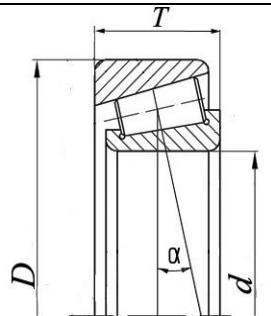
					
Позначення	d , мм	D , мм	B , мм	C_r , Н	C_{0r} , Н
Легка серія					
205	25	52	15	11000	7090
206	30	62	16	15300	10200
207	35	72	17	20100	13900
208	40	80	18	25600	18100
209	45	85	19	25700	18100
210	50	90	20	27500	20200
211	55	100	21	34000	25600
212	60	110	22	41100	31500
213	65	120	23	44900	34700
214	70	125	24	48800	38100
215	75	130	25	51900	40000
216	80	140	26	57000	45400
217	85	150	28	65400	54100
218	90	160	30	75300	61700
219	95	170	32	85300	70900
220	100	180	34	95800	80600
Середня серія					
305	25	62	17	17600	11600
306	30	72	19	22000	15100
307	35	80	21	26200	17900
308	40	90	23	31900	22700
309	45	100	25	37600	26700
310	50	110	27	48500	36300
311	55	120	29	56000	42600
312	60	130	31	64100	49400
313	65	140	33	72700	56700
314	70	150	35	81700	64500
315	75	160	37	89000	72800
316	80	170	39	96500	81700
317	85	180	41	104000	9100
318	90	190	43	112000	101000
Важка серія					
405	25	80	21	29200	20800
406	30	90	23	37200	27200
407	35	100	25	43600	31900
408	40	110	27	50300	37000
409	45	120	29	60400	46400
410	50	130	31	68500	53000
411	55	140	33	78700	63700
412	60	150	35	85600	71400

Таблиця Ж4. Шарикові радіально-упорні однорядні підшипники
по ГОСТ 831-75. Основні параметри

								
Позначення		d , мм	D , мм	B , мм	C_r , Н		C_{0r} , Н	
					36000	46000	36000	46000
Легка серія діаметрів 2, вузька серія ширин 0								
36205	46205	25	52	15	13100	12400	9240	8500
36206	46206	30	62	16	18200	12200	13300	12200
36207	46207	35	72	17	24000	22700	18100	16600
36208	46208	40	80	18	30600	28900	27100	23700
36209	46209	45	85	19	32300	30400	25600	23600
36210	46210	50	90	20	33900	31800	37600	25400
36211	46211	55	100	21	41900	39400	34900	32100
36212	46212	60	110	22	48200	45400	40100	36/800
Середня серія діаметрів 3, вузька серія ширин 0								
46305		25	62	17	21100		14900	
46306		30	72	19	25600		18700	
46307		35	80	21	33400		25200	
46308		40	90	23	39200		30700	
46309		45	100	25	48100		37700	
46310		50	110	27	56300		44800	
46311		55	120	29	68900		57400	
46312		60	130	31	78800		66600	

Примітка. Кут нахилу дорожки кочення для підшипників серії 36000 складає $\alpha = 12^\circ$, для підшипників серії 46000 – $\alpha = 26^\circ$.

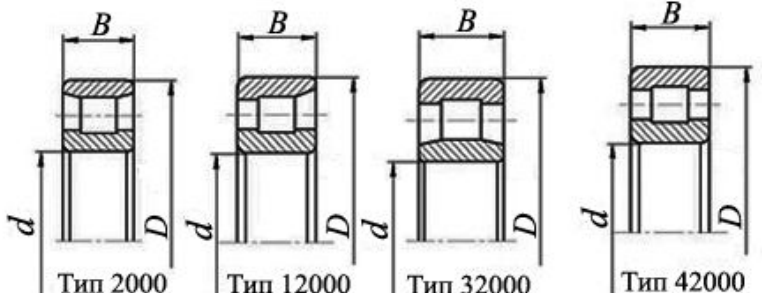
Таблиця Ж5. Роликові радіально-упорні однорядні підшипники
по ГОСТ 333-79. Основні розміри, мм

							
Позначення	d , мм	D , мм	T , мм	e	Y	C_r , Н	C_{0r} , Н
Легка серія діаметрів 2, серія ширин 0							
7204	20	47	15,25	0,36	1,67	19100	13300
7205	25	52	16,25	0,36	1,67	23900	17900
7206	30	62	17,25	0,36	1,64	29800	22300
7207	35	72	18,25	0,37	1,62	35200	26300
7208	40	80	19,75	0,38	1,56	42400	32700
7209	45	85	20,75	0,41	1,45	50000	33000
7210	50	90	21,75	0,37	1,60	52900	40600

Продовження табл. Ж5

7211	55	100	22,75	0,41	1,46	57900	46100
7212	60	110	23,75	0,35	1,71	72200	58400
7214	70	125	26,75	0,37	1,62	95900	82100
7215	75	130	27,75	0,39	1,55	97600	84500
Середня серія діаметрів 3, серія ширин 0							
7304	20	52	16,25	0,30	2,03	25000	17000
7305	25	62	18,25	0,36	1,67	29000	23200
7306	30	72	20,75	0,34	1,78	40000	29500
7307	35	80	22,75	0,32	1,88	61000	38000
7308	40	90	22,25	0,28	2,16	61000	47500
7309	45	100	27,25	0,29	2,16	76100	60000
7310	50	110	29,25	0,31	1,94	96600	75500
7311	55	120	31,50	0,33	1,80	102000	81500
7312	60	130	33,50	0,30	1,97	118000	96500
7313	65	140	36,00	0,30	1,97	134000	112000
7314	70	150	38,00	0,31	1,94	168000	137000
7215	75	160	40,00	0,33	1,83	178000	148000

Таблиця Ж6. Підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами по ГОСТ 8328-75. Основні параметри.

					
Позначення	d , мм	D , мм	B , мм	C_r , Н	C_{0r} , Н

Продовження табл. Ж6

Легка серія діаметрів 2, вузька серія ширин 0								
2205	12205	32205	42205	25	52	15	13400	8610
2206	12206	32206	42206	30	62	16	17300	11400
2207	12207	32207	42207	35	72	17	26500	11750
2208	12208	32208	42208	40	80	18	33700	24000
2209	12209	32209	42209	45	85	19	35300	25700
2210	12210	32210	42210	50	90	20	38700	29200
2211	12211	32211	42211	55	100	21	43700	32900
2212	12212	32212	42212	60	110	22	54800	42800
2213	12213	32213	42213	65	120	23	62100	48600
2214	12214	32214	42214	70	125	24	61800	48600
2215	12215	32215	42215	75	130	25	75400	61000
2216	12216	32216	42216	80	140	26	79500	63400
2217	12217	32217	42217	85	150	28	99000	82400
2218	12218	32218	42218	90	160	30	121000	101000
2220	12220	32220	42220	100	180	34	135000	111000
Середня серія діаметрів 3, вузька серія ширин 0								
2305	12305	32305	42305	25	62	17	22600	14300
2306	12306	32306	42306	30	72	19	30200	20600
2307	12307	32307	42307	35	80	21	34100	23200
2308	12308	32308	42308	40	85	23	41000	28500
2309	12309	32309	42309	45	90	25	56500	40700
2310	12310	32310	42310	50	100	27	65200	47500
2311	12311	32311	42311	55	110	29	84000	62800
2312	12312	32312	42312	60	120	31	100000	77200

Продовження табл. Ж6

2313	12313	32313	42313	65	130	33	105000	80400
2314	12314	32314	42314	70	140	35	123000	97300
2315	12315	32315	42315	75	150	37	142000	112000
2316	12316	32316	42316	80	160	39	150000	121000
2317	12317	32317	42317	85	180	41	179000	146000
2318	12318	32318	42318	90	190	43	194000	160000
2320	12320	32320	42320	100	215	47	243000	205000
2322	12322	32322	42322	110	240	50	307000	262000

Додаток И. Довідкові дані до вибору і розрахунку муфт

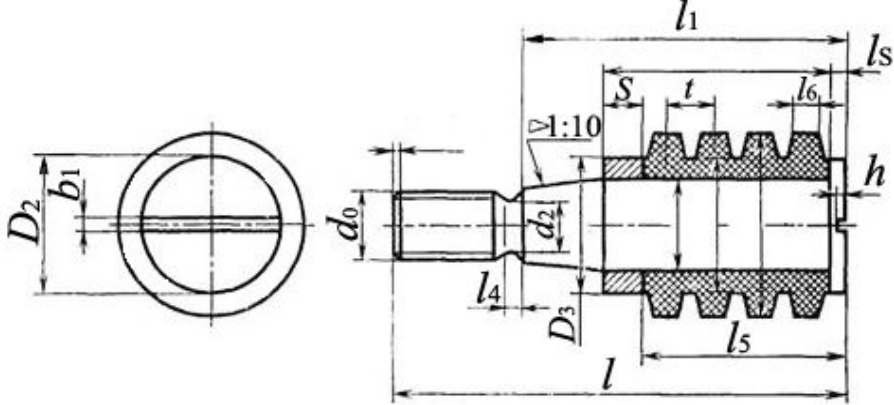
Таблиця И1. Параметри втулково-пальцевої муфти з пружними гумовими елементами

The drawing illustrates a sleeve-finger coupling. The main view shows a cross-section of the coupling with dimensions: L (total length), l (finger length), B (sleeve width), d_1 (inner diameter), d_2 (finger outer diameter), d_3 (sleeve inner diameter), l_1 (finger width), l_2 (finger height), and l_3 (finger thickness). A detail view shows a finger with a $1:10$ taper and a width d .

Номинальний обертальний момент, Н·м	Частота обертання с ⁻¹ ,	d		D, не більше	L, не більше для виконань				l, h14, для виконань				D ₁	D ₂	d ₁	d ₂	d ₃	l ₁	l ₂	l ₃	B	Пальці	
		Ряд 1	Ряд 2		1	2	3	4	1	2	3	4										d _n	Кільк. z
6,3	147	9	—	71	43	—	43	—	20	—	13	—	45	65	22	—	—	—	—	—	8	3	
16	127	10,11	—	75	49	43	49	—	23	20	16	—	50	71	25	17	M4	9	12	1	3	8	4
31,5	106	12,14	—	90	63	53	63	—	30	25	20	—	62	86	30	20	M6	16	20	1,5	4	10	6
63	95	16	—	100	83	59	83	59	40	28	30	18	72	96	32	20	M6	16	20	1,5	4	10	6
		16,18	—		84	60	84	60															
		20,22	—		104	76	104	76	50	36	38	24											

Номинальний обертальний момент, Н·м	Частота обертання с ⁻¹ , не	d		D, не більше	L, не більше для виконань				l, h14, для виконань				D ₁	D ₂	d ₁	d ₂	d ₃	l ₁	l ₂	l ₃	B	Пальці	
		Ряд 1	Ряд 2		1	2	3	4	1	2	3	4										d _n	Кільк. z
125	77	25,28	—	120	125	89	125	89	60	42	44	26	84	116	50	28	M8	18	32	2	5	14	4
250	63	32,36	35,38	140	165	121	185	121	80	58	60	38	105	135	56	—	M10	—	—	—	—	—	6
500	60	40,45	42	170	225	169	225	169	110	82	85	56	130	160	67	—	M10	—	—	—	—	—	8
710	50	45,50	48,55	190	226	170	226	170	110	82	85	56	140	178	75	—	M10	—	—	—	—	—	8
1000	48	50,56	55	220	286	216	286	216	140	105	107	72	170	208	80	36	M12	24	40	3	6	18	10
2000	38	60,65	70	250	288	218	288	218	140	105	107	72	190	238	100	48	M16	30	48	4	8	24	10
4000	30	63,71	75	320	348	268	348	268	170	130	135	95	240	305	120	60	M16	38	60	—	10	30	10
8000	24	80,90	85,95	400	432	352	432	352	210	170	170	125	300	385	150	75	M20	48	75	5	12	38	10
		100	125												170	60							

Таблиця И2. Розміри пальців втулково-пальцевої муфти
з пружними гумовими елементами



Пальцы												Втулки распорные		Втулки упорные				
d_n	D_2	l	d_0	d_2	l_1	l_2	l_3	l_4	h	b_1	c	D_3	s	d_5	D_4	l_5	l_6	t
8	12	32	M6	4,5	20,5	13	1,5	3	1	1,5	1	12	3	12	16	10	2,5	5
10	15	45	M8	6,8	30	19	2	4	1,5	2	1,6	15	4	14	19	15		
14	20	66	M10	7,8	47	33						20	5	20	26	28	3,5	7
18	25	85	M12	9,5	62	42	3		2	3		25	6	25	35	36	4,5	9
24	32	106	M16	13	79	52		5			2	32	8	32	45	44	6	11
30	38	140	M24	19,5	100	66	4	6	3	5	2,5	38	10	40	56	56	7,5	14
38	48	170	M30	25	124	84		8				48	12	50	71	71	9,5	18

Додаток К. Загальні довідкові дані

Таблиця К1. Нормальні лінійні розміри (ГОСТ 6636-99) в інтервалі 1...950 мм

Р я д											
R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100
			1,05			10,5	10,5			105	105
		1,1	1,1			11	11			110	110
			1,15			11,5	11,5			120	120
	1,2	1,2	1,2	12	12	12	12	125	125	125	125
			1,3			13	13			130	130
		1,4	1,4			14	14			140	140
			1,5			15	15			150	150
	1,6	1,6	1,6	16	16	16	16	160	160	160	160
			1,7			17	17			170	170
		1,8	1,8			18	18			180	180
			1,9			19	19			190	190
1,6	2,0	2,0	2,0	20	20	20	20	200	200	200	200
			2,1			21	21			210	210
		2,2	2,2			22	22			220	220
			2,4			24	24			240	240

Продовження табл. К1

2,5	2,5	2,5 2,8	2,5 2,6 2,8 3,0	25	25	25 26 28 30	250	250	250 280	250 260 280 300	
	3,2	3,2 3,6	3,2 3,4 3,6 3,8	32	32	32 34 36 38	320	320	320 360	320 340 360 380	
4,0	4,0	4,0 4,5	4,0 4,2 4,5 4,8	40	40	40 42 45 48	400	400	400 450	400 420 450 480	
	5,0	5,0 5,6	5,0 5,6 6,0	50	50	50 56 56 60	500	500	500 560	500 560 600	
6,3	6,3	6,3 7,1	6,3 6,7 7,1 7,5	63	63	63 67 71 75	630	630	630 710	630 670 710 750	
	8,0	8,0 9,0	8,0 8,5 9,0 9,5	80	80	80 85 90 95	800	800	800 900	800 850 900 950	
Примітка: Ряд R_{a5} переважний ряду R_{a10} , і т. д.											

Таблиця К2. Допустимі напруження для зварних швів при статичному навантаженні

Види технологічного процесу зварювання	Допустимі напруження у швах		
	при розтягу [σ]', МПа	при стиску [σ]', МПа	при зріз [τ]', МПа
Автоматичне під флюсом та ручне електродами Э-42 та Э-50. Контактне стикове	[σ_p]	[σ_p]	0,65[σ_p]
Ручне дугове електродами Э-42 та Э-50	0,9[σ_p]	[σ_p]	0,60[σ_p]
Контактне точкове та шовне			0,5 0[σ_p]

Таблиця К3. Коефіцієнти запасу міцності для болтів та гвинтів

Матеріал болта або гвинта	Допустимі напруження у швах		
	6...16	16...30	30...60
Сталь вуглецева	4...3	3...2	2...1,3
Сталь легована	5...4	4...2,5	2,5...2

Таблиця К4. Різьба метрична для кріпильних різьбових деталей

Діаметр різьби, мм			Крок різьби нормаль- ний P , мм	Діаметр різьби, мм			Крок різьби нормаль- ний P , мм
зовніш- ний d	середній d_2	внутрі- шній d_1		зовніш- ний d	середній d_2	внутрі- шній d_1	
5	4,48	4,134	0,80	20	18,375	17,294	2,50
6	3,35	4,918	1,00	22	20,376	19,924	2,50
8	7,188	6,647	1,25	24	22,051	20,752	3,00
10	9,026	8,376	1,50	27	25,051	23,752	3,00
12	10,863	10,106	1,75	30	27,727	26,211	3,50
14	12,701	11,835	2,00	36	33,402	31,670	4,00
16	14,701	13,835	2,00	42	39,077	37,129	4,50
18	16,376	15,294	2,50	48	44,752	42,587	5,00

ЗМІСТ

Передмова.....	4
Розділ I. Зміст, задачі і основні поняття дисципліни «Деталі машин»	
<i>Глава 1. Історія розвитку, зміст і задачі дисципліни «Деталі машин».....</i>	5
1.1. Машинобудівний комплекс України	5
1.2. Історія розвитку, зміст і задачі дисципліни.....	7
1.3. Основні визначення і терміни.....	9
<i>Глава 2. Класифікація, критерії працездатності і розрахунків деталей машин.....</i>	10
Розділ II. Механічні передачі	
<i>Глава 3. Загальні відомості про механічні передачі.....</i>	15
3.1. Призначення, принцип дії і класифікація механічних передач.....	15
3.2. Кінематичні і силові співвідношення у механічному приводі.....	18
3.3. Кінематичний і силовий розрахунок механічного приводу.....	22
3.4. Приклад кінематичного і силового розрахунків механічного приводу	25
<i>Глава 4. Передачі тертям.....</i>	29
4.1. Фрикційні передачі.....	30
4.2. Пасові передачі.....	34
4.3. Приклад розрахунку клинопасової передачі.....	40
<i>Глава 5. Ланцюгові передачі.....</i>	44
5.1. Загальні відомості про ланцюгові передачі.....	44
5.2. Розрахунок ланцюгових передач.....	50
5.3. Приклад розрахунку ланцюгової передачі.....	52
<i>Глава 6. Загальні відомості про зубчасті передачі.....</i>	55
6.1. Призначення, характеристики і класифікація зубчастих передач.....	56
6.2. Матеріали, критерії працездатності і розрахунків.....	58
<i>Глава 7. Циліндричні зубчасті передачі.....</i>	64
7.1. Геометричні параметри циліндричних передач.....	64
7.2. Розрахунок циліндричних евольвентних зубчастих передач.....	68
7.3. Конструкції зубчастих коліс.....	76
7.4. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі.....	78
<i>Глава 8. Конічні зубчасті передачі.....</i>	87
8.1. Загальні відомості про конічні зубчасті передачі.....	87
8.2. Розрахунок конічних зубчастих передач.....	92
8.3. Конструкції конічних зубчастих коліс.....	95
8.4. Приклад розрахунку конічної зубчастої передачі.....	97
<i>Глава 9. Зубчасті передачі спеціального призначення.....</i>	103
9.1. Циліндричні гвинтові і гіпоїдні передачі.....	103
9.2. Зубчасті передачі із зачепленням Новикова	109

9.3. Планетарні зубчасті передачі.....	112
9.4. Хвильові передачі.....	115
<i>Глава 10. Черв'ячні передачі.....</i>	118
10.1. Загальні відомості про черв'ячні передачі.....	118
10.2. Критерії працездатності і розрахунків черв'ячних передач.....	123
10.3. Розрахунок черв'ячних передач.....	126
10.4. Особливості конструкцій елементів передачі.....	133
10.5. Приклад розрахунку черв'ячної передачі.....	134
<i>Глава 11. Зубчасті і черв'ячні редуктори загального призначення.....</i>	142
11.1. Загальні характеристики редукторів.....	142
11.2. Основні типи редукторів.....	143

Розділ III. Вали, осі , підшипники

<i>Глава 12. Вали і осі.....</i>	146
12.1. Призначення, конструкції і матеріали валів і осей.....	146
12.2. Критерії працездатності і проектний розрахунок валів.....	149
12.3. Розрахунок валів на складний опір.....	151
12.4. Розрахунок валів на втомну міцність.....	154
12.5. Розрахунок валів і осей на жорсткість.....	158
12.6. Приклад перевірконого розрахунку валу на втомну міцність.....	159
<i>Глава 13. Підшипники ковзання.....</i>	165
13.1. Конструкція і загальні відомості.....	165
13.2. Матеріали вкладишів.....	167
13.3. Мащення підшипників ковзання	169
13.4. Розрахунок підшипників ковзання.....	170
<i>Глава 14. Підшипники кочення.....</i>	172
14.1. Основні відомості про підшипники кочення.....	172
14.2. Вибір і розрахунок підшипників.....	174
14.3. Призначення типу підшипників для опор валів.....	178
14.4. Приклад вибору і розрахунку підшипників кочення.....	179

Розділ IV. З'єднання деталей машин

<i>Глава 15. Нерознімні з'єднання.....</i>	182
15.1. Заклепкові з'єднання.....	182
15.2. Зварні з'єднання.....	184
15.3. Паяні і клейові з'єднання.....	187
15.4. З'єднання з натягом.....	189
15.5. Приклади розрахунку нерознімних з'єднань.....	194
<i>Глава 16. Рознімні з'єднання.....</i>	200
16.1. Різьбові з'єднання.....	200
16.2. Шпонкові з'єднання.....	206
16.3. Зубчасті (шліцьові) з'єднання.....	208

16.4. Штифтові з'єднання.....	209
16.5. Розрахунок шпонкових, шліцьових і штифтових з'єднань.....	209
16.6. Приклади розрахунку рознімних з'єднань.....	211
<i>Глава 17. Муфти.....</i>	<i>214</i>
17.1. Загальні відомості про муфти та їх класифікація.....	214
17.2. Жорсткі муфти.....	217
17.3. Компенсуючі самоустановлювальні муфти.....	218
17.4. Пружні муфти.....	222
17.5. Синхронні муфти.....	226
17.6. Фрикційні (асинхронні) муфти.....	229
17.7. Самодіючі муфти.....	233
17.8. Приклади розрахунку муфт.....	238

Розділ V. Основи проектування складальних одиниць

<i>Глава 18. Загальні поняття і основні етапи проектування складальних одиниць.....</i>	<i>242</i>
18.1. Загальні поняття.....	242
18.2. Основні етапи проектування складальних одиниць.....	242
<i>Глава 19. Ескізна компоновка редукторів.....</i>	<i>243</i>
19.1. Загальні положення.....	243
19.2. Ескізна компоновка циліндричного одноступінчастого редуктора.....	244
19.3. Особливості ескізної компоновки конічного одноступінчастого редуктора.....	247
19.4. Особливості ескізної компоновки черв'ячного одноступінчастого редуктора.....	248
19.5. Особливості конструювання деталей і складальних одиниць з використанням комп'ютерної графіки.....	251
Список використаних джерел інформації.....	268

Додатки

Додаток А. Довідкові дані до розрахунку механічного приводу.....	269
Додаток Б. Довідкові дані до розрахунку пасових передач.....	271
Додаток В. Довідкові дані до розрахунку ланцюгових передач.....	274
Додаток Г. Довідкові дані до розрахунку зубчастих передач.....	275
Додаток Д. Довідкові дані до розрахунку черв'ячних передач.....	281
Додаток Е. Довідкові дані до розрахунку валів.....	284
Додаток Ж. Довідкові дані до вибору і розрахунку підшипників.....	289
Додаток И. Довідкові дані до вибору і розрахунку муфт.....	293
Додаток К. Загальні довідкові дані.....	294