

**А.В. МІНЯЙЛО, Л.М. ТИЩЕНКО, Д.І. МАЗОРЕНКО,
В.І. ДИРДА, В.С. ЛОВЕЙКІН, Ю.О. БОРХАЛЕНКО**

ДЕТАЛІ МАШИН

Підручник

**Затверджено
Міністерством освіти і науки України
як підручник для студентів вищих навчальних закладів,
які навчаються за напрямом підготовки «Процеси, машини
та обладнання агропромислового виробництва»**

**Київ
«Агроосвіта»
2013**

УДК 621.3.5(075.8)
ББК 40.72я73
Д38

Гриф надано Міністерством
освіти і науки України
(лист від 25.03.2011 № 1/11-2454)

Рецензенти:

Венцель Є.С. – доктор технічних наук, професор
(Харківський національний автомобільно-дорожній
університет);

Доценко В.М. – доктор технічних наук, професор
(Національний аерокосмічний університет «ХАІ»);

Мізін І.А. – кандидат технічних наук, доцент
(Полтавська державна аграрна академія).

Д38 Деталі машин : підручник / [Міняйло А.В., Тіщенко
Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.]. – К. : Агроосвіта, 2013. – 448 с.
ISBN 978-966-2007-28-2

Викладено сучасні методи проектування і конструювання
деталей і вузлів загального призначення: механічних передач, валів,
осей, підшипників, муфт, пружних елементів, з'єднань тощо.
Підручник відповідає програмі навчальної дисципліни «Деталі
машин» для підготовки фахівців агроінженерного профілю.

Для студентів навчальних закладів II-IV рівнів акредитації.

УДК 621.3.5(075.8)

ББК 40.72я73

ISBN 978-966-2007-28-2

© Міняйло А.В., Тіщенко Л.М.,
Мазоренко Д.І., Дирда В.І.,
Ловейкін В.С., Борхаленко Ю.О., 2013

ПЕРЕДМОВА

Більшість технологічних процесів у сучасному агропромисловому виробництві виконується з використанням машин. Нарощування обсягів виробництва сільськогосподарської продукції вимагає неспинного росту кількості машин та вдосконалення їх конструкції, зумовлює підвищення вимог до експлуатації.

Україна традиційно мала високорозвинену галузь агропромислового машинобудування. На її території до 1992 року випускалося біля третини машин необхідних для агропромислового виробництва. Національною програмою виробництва технологічних комплексів і устаткування для агропромислового виробництва, торгової та переробної промисловості передбачається довести виробництво сільськогосподарських машин на заводах України до 70-75% необхідних найменуваль.

Виконання цих вимог можуть забезпечити лише висококваліфіковані кадри, підготовка яких ведеться в аграрних вищих навчальних закладах. Дисципліна «Деталі машин» входить до циклу математичної та природничо-наукової підготовки майбутніх інженерів-механіків агропромислового виробництва.

Підручник укладено відповідно до типових програм навчальної дисципліни «Деталі машин» для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» напрямів 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» і 6.050503 «Машинобудування» у вищих навчальних закладах II-IV рівнів акредитації Міністерства аграрної політики та продовольства України.

Підручник складається із чотирьох розділів, його структура і матеріал відповідають загальним сучасним тенденціям викладання дисципліни. Враховуючи зростаючу роль у машинобудуванні термічної і хіміко-термічної обробки щодо підвищення несучої здатності і надійності деталей та широке розповсюдження гумових деталей, в цих розділах подано дещо розширені відомості.

Автори щиро вдячні за допомогу в роботі над підручником Знайдюку В.Г., Коломійцю В.В., Овчаренку Ю.М., Півню М.В. і Рижкову І.Є. та сподіваються, що книга буде корисною для всіх, хто займається проектуванням і конструюванням.

РОЗДІЛ І

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ПРОЕКТУВАННЯ І КОНСТРУЮВАННЯ

Вступ

Проектування машин і їх деталей є особливим видом інженерного мистецтва, який базується на знанні існуючих конструкцій, способів виготовлення, умов роботи, вмінні втілювати ідеї у вигляді конструкторського креслення. Основною задачею проектування і конструювання є розробка документації, що необхідна для виготовлення, монтажу, випробування і експлуатації створеної конструкції.

У техніці широко використовують механічні системи, які діляться на машини, механізми і механічне обладнання.

Всі машини і механізми складаються із деталей і складальних одиниць (вузлів).

Аналізуючи конструкції різних машин, можна помітити, що майже у всіх машинах зустрічаються вузли і деталі, які мають однакове функціональне призначення, наприклад болти, гайки, вали, підшипники, передачі, муфти тощо. Такі деталі і вузли прийнято називати *деталлями загального призначення*. Саме вони і є об'єктами вивчення дисципліни «Деталі машин». Всі інші деталі і вузли, що використовуються в одному чи декількох типах машин, наприклад, леміш плуга, колінчастий вал, поршень, шатун і ін. відносяться до *деталей спеціального призначення* і є об'єктами вивчення відповідних спеціальних дисциплін.

Таким чином, метою навчальної дисципліни «Деталі машин» є вивчення основ розрахунку і конструювання деталей та вузлів загального призначення з врахуванням режиму роботи і строку служби машин. Предмет дисципліни «Деталі машин» – це теоретичні основи розрахунку, конструювання і надійної експлуатації вузлів і деталей загального призначення.

Основною задачею навчальної дисципліни «Деталі машин» є підготовка фахівців агропромислового виробництва, які здатні забезпечити самостійне розв'язування виробничих проблем раціонального використання технічних засобів, їх створення і вдосконалення відповідно до конкретних умов роботи.

У результаті вивчення навчальної дисципліни студент має **знати:**

- призначення типових деталей машин та вузлів, особливості їх конструкцій і функціонування;
- основні види руйнування деталей машин та вузлів і критерії їх роботоздатності;
- фізико-механічні властивості матеріалів, із яких виготовляють деталі;
- методики розрахунку та конструювання деталей машин та вузлів;
- можливості систем автоматизованого проектування і методи оптимізації проектування;

вміти:

- аналізувати технічне завдання на проект машини;
- складати кінематичні схеми механізмів і розрахункові схеми деталей і вузлів;
- визначати характер і величину навантажень на деталі і вузли;
- вибирати матеріал для виготовлення деталей машин;
- визначати головний критерій роботоздатності деталей і вузлів, виконувати проектний розрахунок;
- розробляти компоновальні схеми вузлів, виконувати перевірні розрахунки, розробляти складальні і робочі креслення;

мати уяву про технічну творчість, методи і напрями наукових досліджень в галузі машинобудування.

Для досягнення вказаної мети треба вміти:

- вибрати матеріал, термообробку, раціональну і технологічну форму (дисципліна «Технологія конструкторських матеріалів»);
- визначити навантаження, що діють на деталі (дисципліни «Теоретична механіка» та «Теорія механізмів і машин»);
- визначити розміри деталі, які забезпечують її роботоздатність («Механіка матеріалів і конструкцій»);
- визначити необхідну точність та шорсткість поверхонь («Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання»);
- провести необхідні розрахунки («Математика»);
- зобразити деталь чи вузол так, щоб її можна було виготовити («Нарисна геометрія», «Креслення», «Комп'ютерна графіка»).

Спеціальні дисципліни («Трактори і автомобілі», «Сільськогосподарські машини», «Машини і обладнання для переробки і зберігання сільськогосподарської продукції», «Машини і обладнання механізації тваринницьких ферм», «Ремонт машин», «Підйомно-транспортні машини» і ін.) вимагають вміння створення нових ма-

шин і пристроїв, перевірки їхньої надійності, правильної експлуатації і обслуговування.

Дисципліна «Деталі машин» безперервно розвивається завдяки прогресу науки і техніки, появі нових матеріалів і технологій. Із широким використанням комп'ютерної техніки зросли точність і значимість розрахунків, змінився характер проектування. Процес проектування вийшов на новий етап, на якому для дослідження деталей і вузлів використовують математичні моделі оптимізації і економічне обґрунтування, які стали обов'язковими елементами проектування.

1.1. Загальні питання розрахунку та проектування деталей машин

1.1.1. Загальні вимоги до машин

Під час розробки механічних систем і об'єктів користуються такими основними поняттями:

Машина – виріб, який виконує механічні рухи для перетворення енергії, руху, матеріалів з метою підвищення продуктивності, заміни чи полегшення фізичної і розумової праці людини.

Механізм – система деталей, призначена для перетворення одного виду руху в інший. За функціональною ознакою він може бути передавальним (змінює швидкості, сили і моменти), виконавчим (безпосередньо діє на об'єкт), а також таким, що здійснює контроль, управління чи регулювання.

Виріб – будь-який предмет чи сукупність предметів, що виготовляє підприємство.

Деталь – виріб, виготовлений із одного матеріалу без використання складальних операцій (гайка, болт, вал).

Складальна одиниця – виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню між собою за допомогою складальних операцій на підприємстві. Часто користуються поняттям «вузол» – сукупність складальних одиниць або деталей, що мають спільне функціональне призначення (редуктор, муфта, підшипник кочення).

Агрегат – автономна складальна одиниця, яка здатна виконувати певні функції в складі виробу або поза ним (оброблювальні блоки, поворотні столи, механізми синхронізації, мотор-редуктори і т. ін.) і має певну взаємозамінність за приєднувальними розмірами і експлуатаційними показниками.

Ланка механізму – одна чи декілька нерухомо з'єднаних деталей. Кожен механізм має *вхідну* і *вихідну* ланки (наприклад вхідний і вихідний вали редуктора), в кожній парі сумісно працюючих ланок в напрямі силового потоку розрізняють *ведучу* і *ведену* ланки.

Кінематична пара – дві з'єднані ланки, що забезпечують той чи інший вид руху.

Кінематичний ланцюг – система з'єднаних кінематичних пар.

Кожна деталь і вузол машини, як і машина загалом мають відповідати певним вимогам. Ці вимоги визначають напрями розвитку конструкцій машин. Основні з них:

- *роботоздатність* – здатність машини виконувати задані функції з параметрами, встановленими нормативно-технічною документацією; забезпечується відповідними розмірами і формами деталей, вибором матеріалів, застосуванням зміцнювальних технологій, антикорозійного захисту та відповідного змащення;
- *високі експлуатаційні показники*: продуктивність, коефіцієнт корисної дії (к.к.д.), менші витрати на обслуговування та ремонт, відповідність принципам енергоресурсозбереження;
- *надійність і захист від аварійних руйнувань*, небезпечних для обслуговчого персоналу;
- *технологічність* – мінімум засобів, часу і праці під час виготовлення, експлуатації і ремонту машини; забезпечується виконанням деталей найпростішими поверхнями, зручними для обробки, використанням матеріалів, придатних для безвідходної обробки і ресурсозберігальної технології, системою допусків і посадок тощо;
- *економічність* – найменші матеріальні витрати на проектування, виготовлення, експлуатацію і ремонт;
- *естетичність* – досконалість зовнішніх форм деталей, вузлів і машини загалом, гарний зовнішній вигляд;
- *екологічність* – здатність машини виконувати свої функції без шкідливого впливу на навколишнє середовище.

1.1.2. Класифікація деталей машин

Дисципліна «Деталі машин» вивчає розрахунки і принципи проектування та конструювання деталей і вузлів загального призначення, які є подібними для багатьох машин. Вказані деталі машин можна класифікувати таким чином:

- 1) з'єднання;
- 2) механічні передачі обертального руху;
- 3) вали та осі;
- 4) муфти;
- 5) підшипники, напрямні прямолінійного руху;
- 6) пружні елементи;
- 7) пристрої для змащування та захисту від забруднення;
- 8) корпусні деталі;
- 9) механізми управління.

1.1.3. Історичний огляд розвитку конструкцій деталей машин

Теорія і розрахунок деталей машин розвивались за мірою появи і вдосконалення конструкцій.

Ще в записках *Леонардо да Вінчі* описав гвинтові зубчасті передачі, підшипники кочення, шарнірні ланцюги й інші механізми, опір обертанню колеса, шківів і блоків, природу тертя, спрацювання деталей.

Леонард Ейлер у середині XVIII ст. запропонував і розробив теорію евольвентного зачеплення зубчастих коліс, яке широко використовується і нині, розробив теорію тертя гнучкої нитки об шків, яка є основою теорії розрахунку пасових передач і стрічкових гальм.

Значний внесок у теорію і розрахунки деталей машин зробили зарубіжні вчені: О. Рейнольдс, А. Зоммерфельд, А. Мітчель – гідродинамічна теорія змащування; Г. Герц – контактна задача; Х. Гюйгенс, Р. Вілліс – теорія зубчастого зачеплення; В.Льюїс, Е. Бакінгем, Х. Мерріт – міцність зубчастих передач; К. Бах – вибір допустимих напружень і технічні розрахунки деталей машин; Р. Штрибек, А. Пальмгрен – розрахунок підшипників кочення.

Важливим кроком у створенні механічних конструкцій було розроблене Н.І. Бенардосом та Н.Г. Славяновим дугове електричне зварювання.

Петров Н.П. створив гідродинамічну теорію змащування, Новіков М.Л.– круговинтове зачеплення з високою несучою здатністю. Н.Є. Жуковський дослідив розподіл сили між витками різьби, а разом з С.А. Чаплигіним розв'язав гідродинамічну задачу для підшипників ковзання.

Професор Харківського технологічного інституту В.Л. Кірпічов перший почав читати курс «Деталі машин» і в 1881 році видав підручник. У подальшому цей курс дістав свого розвитку у працях П.К. Худякова, О.І. Сидорова, М.О. Саверіна, К. Баха та Ф. Ретшера та ін.. Сучасні студенти та інженери користуються підручниками і посібниками, які створили Д.М. Решетов, М.М. Іванов, П.Г. Гузенков, В.А. Добровольський, К.І. Заблонський, Г.Б. Іосилевич, В.М. Кудрявцев, В.А. Дмитрієв; В.Т. Павлице, П.Ф. Дунаєв; П.Н. Орлов; В.І. Анур'єв та ін.

Значний внесок у теорію і розрахунки деталей машин зробили українські вчені: Є.О. Патон та Б.Є. Патон – зварювання деталей; Г.С. Писаренко – механіка машин і конструкцій; П.М. Василенко – землеробська механіка.

З глибокої давнини відомі найпростіші деталі машин, які застосовувалися як інструмент або зброя. До самих перших можна віднести важіль і клин. Дуже давно людина навчилася використовувати пружину для метання стріл або каменів (пізніше ядер), а для добування вогню лучковий привід обертання стрижня.

Відомо, що під час побудови великих споруд (древньоєгипетських пірамід, древньогрецьких і римських храмів) використовували колеса, коловороти, блоки, поліспасти.

Гвинт використовував Архімед в III ст. до нашої ери для підймання води.

У період Відродження широко застосовували зубчасті, черв'ячні, ланцюгові і пасові передачі, підшипники кочення, вантажні гвинти, муфти тощо.

З появою парової машини в кінці XVIII ст. і паровоза на початку XIX ст. широко застосовували кривошипні механізми та заклепкові з'єднання, які в XX ст. були витиснуті зварними.

Безперервно удосконалювалися різьби для кріпильних деталей. У 1840 році Вітворт розробив систему кріпильних різьб. Це були перші кроки у стандартизації деталей машин.

Пасові передачі спочатку розвивалися як універсальні: як для індивідуального приводу, так і для роздачі енергії, пізніше здебільшого для індивідуального приводу. В 20-х роках XX ст. почалося ви-

тіснення плоскопасових передач клинопасовими. В останні роки широкого розповсюдження набувають паси зубчасті і поліклінові, паси із синтетичних матеріалів.

Зубчасті передачі спочатку мали цівочне зачеплення, пізніше з'явилися зубці прямобічного профілю, потім циклоїдального і нарешті – евольвентного профілю.

З появою велосипедів у 70-х роках ХІХ ст. почали використовувати підшипники кочення, які одержали широке застосування і в інших машинах.

Значних змін зазнали і матеріали, що використовуються для виготовлення деталей машин. Поруч із давно відомими матеріалами (чавун, сталь, бронза) з'явилося багато нових: сплавів кольорових металів, пластмас, неметалічних матеріалів. Значно вдосконалилися методи термообробки металів і механічної обробки машинобудівних матеріалів.

1.1.4. Етапи конструювання і проектування машин

Головною метою проектування і конструювання механічних систем є створення машини, агрегату чи іншого виробу, які дають найбільший економічний ефект і мають високі техніко-економічні показники: високу продуктивність, надійність, технологічність, компактність, малу металомісткість і енергоємність, високий моральний ресурс, зручність експлуатації. Конструкцію нових виробів розробляє інженерно-технічний персонал шляхом проектування і конструювання.

На етапі *проектування* здійснюються розрахунки експлуатаційних параметрів на міцність і надійність, оптимізацію для попередньо прийнятих варіантів конструктивних рішень. Проектування передуює конструюванню і є пошуком науково обґрунтованих, технічно здійснених та економічно доцільних рішень. Результатом проектування є *проект* створюваного виробу, який обговорюють, аналізують, коректують і приймають як основу для подальшої роботи.

Конструювання – створення конкретної конструкції на основі проекту. Конструювання базується на результатах проектування і уточнює інженерні рішення, прийняті на етапі проектування.

Проектування і конструювання є практично нероздільними процесами, які тісно переплітаються і доповнюють один одного під час розробки нового виробу. Загальне опрацювання всіх напрямів

створення машини, яке зазвичай пов'язується із проектуванням, супроводжується конструкторською конкретизацією розробки, наприклад, виконанням попереднього (зазвичай, багатоваріантного) і остаточного (робочого) компоновання, яке, в свою чергу, є вихідним матеріалом для подальшого проектування тощо.

За всієї різноманітності сучасних машин і механізмів принципи і методи їх конструювання багато в чому однакові. Важливою умовою конструювання є дотримання таких основних принципів: технологічність, широке використання стандартних, нормалізованих і уніфікованих елементів і статична визначеність.

Технологічність конструкції розглядається як сукупність властивостей виробу, що визначають пристосованість до досягнення оптимальних витрат ресурсів для виробництва і експлуатації за заданих показників якості, обсягу випуску і умов виконання робіт. У процесі конструювання необхідно оцінювати всі види (ГОСТ 18831-73) технологічності: виробничу, експлуатаційну, під час технічного обслуговування і ремонту, технологічність заготовки, деталі і складальної одиниці. Основні показники технологічності конструкції виробу: трудомісткість, матеріаломісткість, енергоємність, технологічна собівартість.

Трудомісткість характеризує кількість праці, затраченої на один виріб у сфері виробництва, експлуатації і ремонту. Трудомісткість оцінюється в норма-годинах таким чином: $TP = TP_0 K_0$, де TP_0 – вихідний показник трудомісткості базової конструкції виробу, K_0 – коефіцієнт, що враховує вплив конкретних умов виконання робіт (програми випуску, тривалості випуску, ступінь технологічної оснащеності).

Матеріаломісткість (під час виготовлення) оцінюється коефіцієнтом K_0 , що визначає ступінь раціонального використання матеріалу. Для окремої деталі $K_0 = m_0 / m_3$, де m_0 – маса деталі, m_3 – маса заготовки.

Енергоємність характеризує кількість пально-енергетичних ресурсів, необхідних на один виріб на всіх стадіях виробництва, експлуатації і ремонту.

Технологічна собівартість визначається в грошових одиницях під час складання всіх статей витрат. Цей показник є основним під час розрахунку економічної ефективності виробу.

Конструкторське забезпечення технологічності виробу передбачає:

- розробку рішень, що забезпечують мінімальну конструкторську складність виробу, яка впливає на строки техніч-

ної підготовки виробництва, умови технічного обслуговування і ремонту;

- розробку рішень, що дозволяють застосовувати високоефективні і маловідхідні технологічні методи, які базуються на типізації процесів і їх прогресивних формах, а також стандартне технологічне оснащення;

- використання конструктивних рішень, що забезпечують зручність доступу до складових частин, зручність їх установки і знімання без припасовування, можливість транспортування в складеному вигляді чи у вигляді складових частин.

Максимальне використання в конструкції *стандартних, нормалізованих і уніфікованих виробів* дозволяє значно підвищити її якість, технологічність, надійність та економічність.

Принцип *компактності* виражає ергономічні вимоги: зручність обслуговування, складання, регулювання і ремонту, мінімум вібрації, звукової потужності тощо.

Громіздкий і важкий виріб із підвищеними питомими показниками обов'язково призведе до перевитрати пального і мастильного матеріалів, при цьому збільшиться енергоємність і вартість.

Принцип *статичної визначеності* вимагає накладання мінімальної кількості зв'язків, оскільки їх надлишок призводить до труднощів під час визначення міцності конструкції. В статично невизначених конструкціях рівнянь статичної недостатньо для визначення внутрішніх сил, які визначають рівень напружень.

Так зване розкриття статичної невизначеності (розв'язок задачі) визначає складання рівнянь, що відображають особливості зв'язків і доповнюють кількість рівнянь статичної недостатності до кількості невідомих параметрів. Ці рівняння називають рівняннями переміщення або рівняннями сумісності деформацій, складання яких в складних системах викликає значні труднощі. Так, наприклад, слід уникати триопорних валів, оскільки визначення реакцій в опорах за допомогою двох рівнянь статичної недостатності неможливе. Це ускладнює визначення навантажень, що діють на підшипники і вибір самих підшипників. Статична невизначеність може виникнути і в двоопорних валах у разі неправильної установки підшипників. У конструкції з жорсткою осью фіксацією обох підшипників їх осьові навантаження теж будуть невизначені.

Головні задачі, які доводиться вирішувати конструктору – це вибір основної схеми і типу машини чи пристрою, а також їх основних параметрів.

Вибір схеми здійснюється шляхом паралельної розробки декількох варіантів, які піддаються ретельному порівняльному оцінюванню за конструктивною доцільністю, досконалістю кінематичної і

силової схем, надійністю дії, компактністю, технологічністю, експлуатаційними характеристиками тощо.

Правильний вибір основних параметрів є одним із найважчих етапів розробки. Окремі конструктивні помилки можна виправити в процесі випробування машини. Помилки ж в параметрах і в основній задумці конструкції не підлягають виправленню і нерідко призводять до їх провалу. Під час рішення цих і наступних задач необхідні певні здібності і навички використання прийомів і методів розробки. Існує багато перевірених і широко вживаних методів, які багато в чому полегшують роботу конструктора, спрямовують його творчий пошук на створення нових нешаблонних і нетипових рішень.

Конструктивна спадкоємність – це метод, що полягає у використанні попереднього досвіду під час розробки машин цього профілю, а також досвіду суміжних галузей, введених в конструкцію всього корисного і прогресивного, що є в існуючих машинах.

Інверсія – метод одержання нового технічного рішення шляхом відмови від традиційного рішення задачі і заміни абсолютно протилежним за концепцією. Існує багато способів інвертування, серед них можна виділити такі: заміна ролі деталей – ведучу зробити веденою, нерухому – рухомою, направну – такою, яку направляють; перенесення елемента однієї деталі на іншу деталь, що взаємодіє з першою; перетворення жорстких зв'язків у гнучкі; заміна зворотно-поступального руху обертальним; заміна розтягу стиском; заміна вертикального розміщення на горизонтальне; заміна симетричної форми чи розміщення на асиметричні; перетворення вала у вісь тощо.

Для досвідченого конструктора метод інвертування є невід'ємним інструментом мислення, який дає змогу створювати нові оригінальні і сміливі конструкції.

Аналогія – метод, що містить використання технічних рішень і фізичних ефектів із інших галузей науки і техніки для розв'язання заданої задачі або стимулювання розробки нових рішень. Аналогічні рішення для розв'язання конкретної задачі шляхом спостереження і запозичення конструкцій біомеханічних об'єктів природи, іноді навіть простим збільшенням або зменшенням розмірів.

Комбінування – використання в новій конструкції в різному порядку і в різних сполученнях окремих технічних рішень, процесів, елементів, при цьому можуть використовуватись не тільки нові, але й старі відомі і використані раніше. Комбінації елементів мо-

жуть бути самими різноманітними: механічне з'єднання, з'єднання за допомогою проміжних елементів, дублювання тощо.

Компенсація – усунення небажаних і шкідливих факторів за допомогою спеціальних пристроїв чи елементів, що називаються компенсаторами. В окремих конструкціях механічних пристроїв доводиться компенсувати вплив маси, інерції, тертя, зміщень і перекосів. Останні в складальних одиницях є основним фактором, який потребує компенсації. Здатність до компенсації дуже важлива, наприклад, для з'єднань валів механічного приводу, де необхідно компенсувати поздовжні зміщення, неспіввісність і кутові перекози з'єднуваних елементів приводу. Як компенсатори в цьому випадку виступають елементи муфт.

Агрегативання – створення нових виробів або їх комплексів шляхом поєднання як правило уніфікованих залежних і незалежних агрегатів чи інших елементів, що встановлюються в різних кількостях (комбінаціях). За допомогою агрегативання можна створювати не тільки машини і більш складні комплекси, а й простіші дрібні складальні одиниці: клапани, ущільнення, зубчасті передачі. Принцип агрегатності полягає в поєднанні в одному блоці якомога більшої кількості деталей чи елементів, що значно полегшує і здешевлює складання і розбирання. Так, наприклад, ущільнення вала чи клапана можна виконати у вигляді одного блоку, а можна у вигляді окремих деталей, встановлених в корпусі. У першому випадку принцип агрегатності витримано, у другому – ні. Використання агрегативання спрощує ремонт, дозволяє комплектно замінювати зношені вузли новими. Агрегативання іноді ускладнює конструкцію, але завжди здешевлює загальну вартість виготовлення машини, дає надійність і зручність експлуатації.

Компактування (паралельне суміщення) – метод, що полягає в паралельному з'єднанні двох механізмів чи інших пристроїв із метою збільшення загальної потужності чи продуктивності. Спарені агрегати можуть бути розміщені поряд або в різних місцях об'єкта; в обох випадках вали можуть бути незалежними чи синхронізованими за допомогою систем управління. В окремих випадках обидва пристрої можуть бути конструктивно об'єднані в один агрегат; в усіх випадках паралельне суміщення в конструкції працюючих об'єктів підвищує її надійність.

Секціонування – метод, який припускає дроблення технічного об'єкта на конструктивно подібні складові частини – секції, блоки, ланки і створення похідних машин із цих уніфікованих елементів. Секціонуванню добре піддаються багато видів підйально-

транспортних машин (стрічкові, скребкові і пластинчасті конвеєри). Секціонування в цих машинах зводиться до побудування загального каркаса машини з різною довжиною гнучкого робочого органу. Економічність створення машин таким способом мало потерпає від введення окремих нестандартних секцій для пристосування до конкретних умов роботи за рахунок зміни приводних, а також натяжних секцій.

1.1.5. Види конструкторської документації

Результатом проектно-конструкторських робіт є технічна документація, що включає в себе сукупність техніко-економічних розрахунків, схем, креслень та інших конструкторських документів, які містять дані про будову і принцип дії, основні параметри кінематики, надійності, економічності та ефективності, а також відомості, необхідні для виготовлення, складання, випробувань і експлуатації. Оформлена відповідно до ГОСТ 2.102-73-ГОСТ 2.109-73 документація і становить закінчений проект розроблюваного виробу.

Система проектування відповідно до стандарту передбачає такі стадії розробки проекту: технічне завдання, технічна пропозиція, ескізний і технічний проекти, розробку робочої документації.

Технічне завдання, зазвичай, складає замовник і визначає призначення розроблюваного виробу та його техніко-економічні характеристики (продуктивність, швидкість, особливості експлуатації та ін.). У завданні намічається порядок проектування і склад конструкторської документації.

Технічна пропозиція представляє собою комплект конструкторських документів (креслення загального вигляду, габаритне креслення, пояснювальна записка, патентний формуляр, карта технічного рівня і т. ін.), які містять техніко-економічне обґрунтування вибору варіанта проектованого виробу. Технічна пропозиція після узгодження і затвердження є основним документом для подальшого проектування.

Ескізний проект – сукупність конструкторських документів, що містять принципіальні конструкторські рішення прийнятого варіанта і дають загальну уяву про будову і принцип дії виробу. В ескізованому проекті подають розрахунки основних параметрів і розмірів.

Технічний проект – найбільш відповідальна частина проектування, яка передує етапу розробки робочої документації. У технічному проекті наводять остаточні технічні і конструкторські рішення. Обов'язковими документами для технічного проекту є креслення загального вигляду, відомість технічного проекту, пояснювальна записка, яка має містити всі необхідні розрахунки на міцність, надійність, точність виготовлення і складання, остаточні техніко-економічні розрахунки.

Робочу документацію складають на завершальній стадії конструювання, вона включає розробку конструкторської документації, що необхідна для виготовлення всіх ненормалізованих деталей і складальних одиниць: креслення деталей, складальні і монтажні креслення, специфікації тощо. В процесі розробки робочої документації виконують перевірні розрахунки, вносять корективи за їх результатами, а також розраховують остаточну собівартість виробу.

Наявність всіх проектних стадій не обов'язкова, це залежить від новизни і складності розроблюваного виробу. Нерідко окремі стадії розробки об'єднуються, що призводить до скорочення обсягу проектних робіт.

Види і комплектність конструкторської документації на виробі встановлюються ГОСТ 2.102 – 68.

Креслення деталі – графічний документ, що містить зображення деталі і дані для її виготовлення і контролю.

Складальне креслення – графічний документ, який містить зображення складальної одиниці (вузла) і дані для її складання і контролю.

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

Габаритне креслення – графічний документ, який містить контурне зображення виробу з габаритними, монтажними і приєднувальними розмірами.

Схема – графічний документ, на якому у вигляді умовних зображень показані складові частини виробу і зв'язки між ними.

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

Пояснювальна записка – текстовий документ, який містить опис будови і принцип роботи виробу, обґрунтування технічних і економічних рішень.

Розрахунок – текстовий документ, який містить розрахунки параметрів виробу; часто об'єднується з пояснювальною запискою.

Інструкція – текстовий документ, який містить вказівки і правила для виготовлення або експлуатації виробу.

Кожен конструкторський документ розробляється на визначеному етапі проектування чи конструювання. Необхідна номенклатура конструкторських документів встановлюється відповідними стандартами.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть основні вимоги до деталей машин?
 2. Назвіть деталі і вузли, які вивчаються в курсі «Деталі машин».
 3. У чому різниця між проектуванням і конструюванням? Які роботи виконують на кожному з цих етапів?
 4. Що таке технологічність конструкції? Якими показниками її оцінюють?
 5. Як оцінюють трудомісткість, матеріаломісткість і енергоємність конструкції?
 6. Яким чином виконують конструкторське забезпечення технологічності виробу?
 7. Поясніть суть методів конструкторської спадкоємності, інверсії, аналогії, комбінування, компенсації, агрегаткування, компаундування, секціонування?
 8. Назвіть стадії розробки проекту машини і дайте характеристику кожному з них.
 9. Які є види конструкторської документації під час проектування виробу.
-

1.2. Навантаження, що діють на деталі машин

Навантаження на окремі елементи машин поділяються на корисні і власні.

Корисні навантаження з'являються під час виконання робочого процесу машини. **Власні** навантаження складаються із власної ваги окремих ланок, динамічних сил і сил тертя, що виникають під час роботи машини, а також місцевих сил, що спричиняються концентрацією навантаження.

За характером зміни в часі навантаження поділяються на постійні і змінні. **Постійні** навантаження – сили тиску рідини або газу, навантаження від початкового попереднього напруження деталей під час їх з'єднання, власна вага. До цих навантажень часто відносять постійні протягом тривалого періоду роботи навантаження, характерні для робочого режиму експлуатації машини.

Змінні навантаження виникають у разі нерівномірності роботи двигуна або робочого процесу машини за збільшення або зменшення сил корисного опору.

Змінні навантаження можуть бути стаціонарними або нестаціонарними. **Стаціонарні** змінні навантаження – це навантаження з постійною амплітудою і частотою коливань, **нестаціонарні** – із змінними параметрами (амплітудою і частотою). Багато машин працюють в умовах нестаціонарного навантаження їхніх елементів.

Під час розрахунків деталей машин навантаження на них можуть задаватися у вигляді сили F або моменту T або потужності P за частоти обертання n .

Для оцінювання інтенсивності режиму навантаження і порівняння режимів будують циклограми навантаження: ступеневі (рис.1.1а) або плавні (рис.1.1б). Під час розрахунків зручніше користуватися типовими режимами навантаження (рис.1.1в), циклограми яких побудовано в системі відносних величин навантажень (F_i/F_{max}) і числа їх циклів (N/N_{Σ}).

Найбільш поширені типові режими:

- постійний (I);
- важкий (B) (β – розподілення);
- середній рівномірний (CP) (рівноймовірне розподілення);
- середній нормальний (CH) (нормальне розподілення);
- легкий (L) (γ – розподілення).

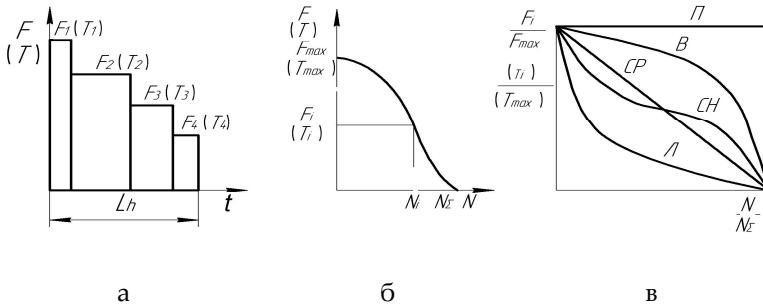


Рис. 1.1. Циклограми навантаження:
 а – ступенева; б – плавна; в – графіки типових режимів

Постійний режим – найнапруженіший. Гірничі машини здебільшого експлуатуються за важкого режиму навантаження, транспортні – за середнього рівноймовірного або середнього нормально, металообробні верстати – за легкого. Різноманітність умов експлуатації сільськогосподарських машин зумовлює їх роботу у режимах навантаження від легкого до важкого.

У підіймальних машинах режим роботи прийнято визначати залежно від відносної тривалості включення машини за робочу зміну (ТВ): легкий (ТВ 15%), середній (ТВ 25%) і важкий (ТВ 40%).

Під час розрахунків деталей розрізняють такі види навантажень.

Робоче навантаження – те навантаження, яке сприймає деталь у будь-який момент під час експлуатації машини.

Номінальне навантаження – найбільш характерне для вибраного режиму навантаження (тривало діюче, іноді – максимальне або паспортне навантаження).

Еквівалентне навантаження – постійне навантаження, дія якого еквівалентна фактично діючому змінному робочому навантаженню щодо вибраного критерію роботоздатності.

Розрахункове навантаження – навантаження, за яким визначають розміри і форми деталі за вибраним критерієм роботоздатності; визначається через номінальне за допомогою відповідних коефіцієнтів.

Здебільшого оцінювання міцності деталей виконують за розрахунковим навантаженням, яке відрізняється від номінального – максимального проектного навантаження, що має діяти на деталі машин під час виконання технологічного процесу. В реальних умо-

вах роботи деталі зазнають дії додаткових навантажень, пов'язаних із характером прикладення зовнішнього навантаження, структурою кінематичного ланцюга механізму, взаємодією деталей і кінематичних пар тощо. Ці навантаження мають динамічний характер і враховується *динамічний коефіцієнт роботи* K_p . Цей коефіцієнт відображає динамічність зовнішнього навантаження і динамічні явища, які виникають у кінематичному ланцюзі механізму внаслідок циклічної погрішності елементів деталей, зазорів, зачеплення тощо.

Вказані навантаження враховуються відповідно коефіцієнтами K_A і K_V , а структура динамічного коефіцієнта роботи має вигляд:

$$K_p = K_A \cdot K_V, \quad (1.1)$$

розрахункове навантаження (наприклад, момент) з урахуванням динамічності режиму роботи:

$$T_p = K_p \cdot T, \quad (1.2)$$

де T – номінальний момент.

Під час розрахунків деяких деталей у розрахункове навантаження вводять додаткові коефіцієнти, що враховують нерівномірність розподілу навантаження на контактній поверхні, елементах деталі тощо.

За відсутності даних вимірювання динамічних зусиль, результатів динамічних аналітичних розрахунків або галузевих рекомендацій із визначення розрахункових навантажень коефіцієнт K_A зовнішнього динамічного навантаження під час розрахунків на втомну міцність за еквівалентними навантаженнями можна визначити за таблицями, наведеними в ГОСТ 21354-87 залежно від режиму навантаження двигуна і машини. Там же наведено таблиці для визначення коефіцієнта K_{SA} зовнішнього динамічного навантаження для розрахунків на статичну міцність у разі перевантажень.

Коефіцієнт K_V є характерним для зубчастих, ланцюгових передач та інших механізмів, визначається розрахунком або за відповідними таблицями.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Як поділяються навантаження на елементи машин за зміною в часі?
 2. Як задають навантаження під час розрахунків деталей машин?
 3. Яким чином оцінюють режим навантаження?
 4. Назвіть найбільш поширені типові режими навантажень.
 5. Що таке робоче навантаження на деталь (номінальне, еквівалентне, розрахункове)? Під час яких розрахунків використовують кожне з них?
 6. Як враховують динамічний характер навантаження?
-

1.3. Основні критерії роботоздатності та розрахунку деталей машин

Надійність деталі машини – здатність виробу зберігати свою роботоздатність на протязі необхідного (заданого) строку служби. Роботоздатним вважається виріб, який може виконувати технологічні чи інші функції, не виходячи за межі заданих параметрів і характеристик.

Основними критеріями роботоздатності і, відповідно, розрахунку деталей машин є міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість і вібростійкість.

1.3.1. Міцність

Методи розрахунків на міцність

Міцність – найбільш поширений критерій роботоздатності. Міцністю називають здатність деталі протистояти дії навантажень без пошкоджень у вигляді остаточних деформацій чи руйнування її елементів.

Остаточні деформації можуть призвести до порушення взаємодії деталей у механізмах і спряжень у складальних одиницях, до появи підвищених динамічних навантажень.

Руйнування деталі може бути у вигляді розриву, злому або зрізу в її найбільш напружених перерізах, а також у вигляді руйнування робочих поверхонь: викришування, задирок тощо.

Для оцінювання міцності користуються такими методами.

1. Порівняння *максимальних напружень* σ_{max} і τ_{max} у поточних перерізах деталі з допустимими значеннями $[\sigma]$ і $[\tau]$. Умови міцності мають вигляд:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma]; \tau_{max} \leq [\tau], \quad (1.3)$$

де $[\sigma] = \sigma_{lim}/[s]$, $[\tau] = \tau_{lim}/[s]$, σ_{lim} , τ_{lim} – граничні напруження; $[s]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності.

При цьому максимальні напруження визначають залежно від характеру деформації деталі. Допустимі напруження визначають величинами граничних напружень σ_{lim} і τ_{lim} , за досягнення яких виникають остаточні деформації або відбувається руйнування, а також допустимим коефіцієнтом запасу міцності $[s]$, який завжди має бути більшим одиниці.

Розрахунки за максимальними напруженнями виконуються як попередні для оцінювання напруженого стану деталей або визначення приблизних розмірів деталей і як перевірні із введенням уточнювальних коефіцієнтів, які залежать від розмірів деталі і враховують такі фактори, як концентрація напружень, зміцнення поверхонь, динамічність і нерівномірність навантаження тощо.

Оцінювання міцності за допустимими напруженнями особливо зручна у разі стабільного навантаження і усталеної технології.

2. Порівняння розрахункового *коефіцієнта запасу міцності* з його допустимим значенням. Умова міцності в такому випадку буде:

$$s = \sigma_{lim} / \sigma_{max} \geq [s]. \quad (1.4)$$

За розрахунковий коефіцієнт запасу міцності беруть відношення граничного напруження для матеріалу деталі (з урахуванням коефіцієнтів) до максимального напруження в деталі (без коефіцієнтів).

Цей метод найчастіше використовують для оцінювання міцності у разі перевантажень для запобігання остаточних деформацій, крихкого злому, появи первинних тріщин та ін., а також для оцінювання втомної міцності.

3. Визначення запасу міцності за *несучою здатністю* (за граничним станом):

$$s = F_{\text{lim}}/F_{\text{max}}; s = M_{\text{lim}}/M_{\text{max}}; s = T_{\text{lim}}/T_{\text{max}} \quad (1.5)$$

де F_{lim} , M_{lim} , T_{lim} – граничні значення відповідно сили, згинального і крутного моментів, що викликають руйнування або недопустиме для нормальної роботи переміщення; F_{max} , M_{max} , T_{max} – робочі значення відповідно сили, згинального і крутного моментів.

Розрахунок дозволяє використати резерви міцності у разі навантаження за межами пружних деформацій, що особливо характерне для деталей із нерівномірним розподілом напружень за перерізом. З появою пластичних деформацій у крайніх волокнах несуча здатність деталі не вичерпується, оскільки решта перерізу знає інших деформацій і можливий перерозподіл напружень за рахунок пластичної деформації. Задача зводиться до визначення граничних навантажень у разі вичерпання несучої здатності перерізу за руйнуванням чи переміщенням.

У машинобудуванні цей розрахунок використовують для відповідальних важконапружених деталей, а також деталей, умови роботи яких допускають наявність остаточних сил чи пластичних деформацій. Обмежене використання розрахунку за несучою здатністю пов'язане з труднощами одержання простих і точних рішень щодо пружно-пластичних деформацій.

Недоліком вказаних методів із використанням допустимих напружень чи запасів міцності є їх детермінований характер, оскільки під час розрахунків допускаються визначеними і в процесі експлуатації незмінними параметри навантаження і характеристики матеріалів. В реальності ж неминуче розсіювання значень як робочих напружень у деталі, так і граничних для її матеріалу. Тому сучасні методи оцінювання міцності базуються на визначенні ймовірності руйнування або статичних запасів міцності.

Під час оцінювання ймовірності руйнування робочі σ_{max} і граничні σ_{lim} напруження розглядаються як випадкові величини. Криві щільності розподілу цих величин будуються за експериментальними даними у вигляді гістограм розподілу. Різниця величин $z = \sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{lim}}$ називається функцією неруйнування і також розподіляється за відповідним законом. Ймовірність руйнування дорівнює

ймовірності виконання умови $z < 0$. Значення ймовірності руйнування визначається як за середніми значеннями параметрів, так і з урахуванням розсіювання експериментальних даних. Ймовірність руйнування як характеристика надійності добре відображає якісний вплив багатьох факторів: зміни запасу міцності, зміни навантаження і характеристик матеріалу. Однак використання її як нормативної характеристики для кількісного оцінювання міцності зв'язане з необхідністю використання вибірок значного обсягу для зменшення погрішностей, яка може бути значною навіть за вибірки більшої 100. Тому ймовірність руйнування в основному використовується для порівнювального аналізу відомої і розроблюваної конструкції, а також для оцінювання міцності конструкцій, відмова яких не несе тяжких наслідків. Для відмов за міцністю, пов'язаних із важкими наслідками, як нормативну характеристику використовують статичний запас міцності, який є теж випадковою величиною:

$$s = \sigma_{\text{lim}} / \sigma_{\text{max}} = \eta / \xi, \quad (1.6)$$

де η і ξ – значення граничних і робочих напружень з урахуванням їх розсіювання.

Максимальні робочі напруження в небезпечних перерізах за різних видів навантажень визначаються залежно від напружено-деформованого стану. Умови міцності для найпоширеніших деформацій:

розтяг (стиск)

$$\sigma_p = F/A \leq [\sigma]_p \quad (1.7)$$

поверхнєве зминання

$$\sigma_{3M} = F/A \leq [\sigma]_{3M}; \quad (1.8)$$

зріз

$$\tau_{3P} = F/A \leq [\tau]_{3P}; \quad (1.9)$$

згин

$$\sigma_{3Z} = M/W_o \leq [\sigma]_{3Z}; \quad (1.10)$$

кручення

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_{кр}, \quad (1.11)$$

де F – сила; M – згинальний момент; T – крутний момент; A – площа небезпечного перерізу (площа зминання); W_o – осьовий момент опору небезпечного перерізу; W_p – полярний момент опору небезпечного перерізу.

Напруження зминання не залежать від форми поверхні. У разі дотикання деталей поверхнями сумірними з розмірами деталей вважається, що нормальні напруження зминання розподіляються рівномірно і в окремих випадках вони називаються також питомим тиском (наприклад, в підшипниках ковзання).

Коли дотик деталей відбувається на площині, розмір якої малий порівняно з розмірами деталей, то нормальні напруження розподіляються нерівномірно за відповідною епюрою. Це обумовлене тим, що матеріал у зоні контакту, не маючи змоги деформуватися вільно, перебуває в об'ємному напруженому стані. Такі напруження називаються *контактними*. Задача полягає у визначенні їх максимального значення σ_H (індекс «Н» пов'язаний з прізвищем Г. Герца (Hertz)) у центрі площі (рис. 1.2).

У разі контакту двох циліндрів з паралельними осями (початковий контакт за лінією):

$$\sigma_H = \sqrt{E_1 E_2 q / \left\{ \rho_{36} \pi \left[E_2 (1 - \mu_1^2) + E_1 (1 - \mu_2^2) \right] \right\}}, \quad (1.12)$$

де E_1, E_2, μ_1, μ_2 – модулі пружності і коефіцієнти Пуассона матеріалів циліндрів;

$\rho_{36} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2$ – зведений радіус кривини у зоні контакту циліндрів із радіусами ρ_1 і ρ_2 («+» – у разі зовнішнього контакту, «-» – внутрішнього); $q = F/l$ – питоме (на одиницю довжини контактної лінії) навантаження в контакті; F – сила, що стискає циліндри; l – довжина контактної лінії.

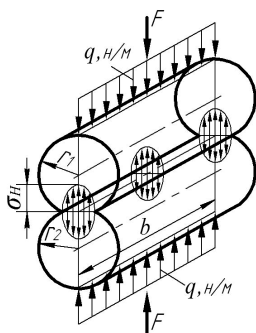


Рис. 1.2. Розподіл контактних напружень у разі стиску двох циліндрів

Формула (1.12) справедлива не тільки для кругових, а й для інших циліндричних поверхонь (у тому числі і евольвентних). У разі контакту циліндра з площиною $\rho_2 = \infty$.

За початкового контакту в точці (дві кулі, куля і площина):

$$\sigma_n = (1/\pi) \cdot \sqrt[3]{6E_1E_2 / \{\rho_{36}^2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)\}} \quad (1.13)$$

У разі складного опору (за сумісної дії нормальних і дотичних напружень) розрахунок ведеться за еквівалентним напруженням за однією із гіпотез міцності. Для пластичних матеріалів:

за гіпотезою найбільших дотичних напружень:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (1.14)$$

або за гіпотезою потенціальної енергії:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (1.15)$$

Для перерізів, що мають дві осі симетрії (прямокутник, двотавр тощо):

$$\sigma_\Sigma = \sigma_{p(c)} \pm \sigma_{3z} = \pm F_{p(c)} / A \pm M_x / W_x \pm M_y / W_y, \quad (1.16)$$

де M_x і M_y – згинальні моменти відносно відповідних осей; W_x і W_y – відповідні осьові моменти опору.

Якщо $F_{p(c)} = 0$ для круглих перерізів деталей ($W_x = W_y$, $W_p = 2W_x$, $\tau = T/W_p$) формули (1.15) і (1.16) для визначення еквівалентних напружень мають вигляд:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + T^2} / W_x, \quad (1.17)$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75T^2} / W_x.$$

Для крихких матеріалів відповідно до гіпотези Мора:

$$\sigma_{екв} = \sigma_\Sigma(1-K)/2 + (1+K)\sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 4\tau^2}/2, \quad (1.18)$$

де $\sigma_{\Sigma} = \pm F / A \pm \sqrt{M_x^2 + M_y^2} / W_x$; $\tau = T / W_p$; $K = \sigma_{ep} / \sigma_{oc}$; σ_{ep} , σ_{oc} – граничні міцності відповідно у разі розтягу і стиску, для сталей із твердістю $H \leq 60\text{HRC}$ $K = 0,15$, для чавунів $K \approx 0,3$.

Для оцінювання міцності деталі за допустимими напруженнями і запасами міцності необхідно знати не тільки значення розглянутих вище максимальних напружень, а й характер їх зміни з часом.

Міцність за змінних напружень

У рухомих деталях машин і механізмів виникають циклічні, тобто періодично змінні з часом напруження. Такі напруження виникають у перерізах деталей як від дії циклічних навантажень, так і від постійних за величиною і напрямом навантажень, якщо вони прикладені до деталей, що обертаються.

За змінних напружень деталь руйнується від дії менших навантажень, ніж при незмінних. Втомне руйнування починається з поверхні, де виникають мікротріщини, які поступово розвиваються в глибину і значно ослаблюють переріз деталі, що й призводить до руйнування.

Змінні напруження змінюються від найменшого σ_{min} до найбільшого σ_{max} і навпаки (рис. 1.3). Найчастіше ця зміна відбувається за циклічним законом близьким до синусоїдального.

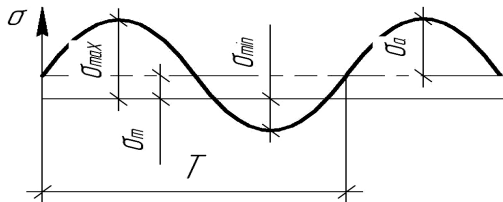


Рис. 1.3. Періодична зміна напружень

Сукупність всіх значень напружень впродовж одного періоду зміни T називається *циклом напружень*. Основні параметри циклу:

- найбільше σ_{max} і найменше σ_{min} (за абсолютним значенням) напруження циклу;
- середнє напруження циклу $\sigma_m = 0,5(\sigma_{max} + \sigma_{min})$;

- амплітуда напружень циклу $\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$;
- коефіцієнт асиметрії циклу (характеристика циклу $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$).

На практиці найчастіше зустрічаються два цикли зміни напружень:

- *симетричний* цикл (рис. 1.4а), для якого $\sigma_{\max} = \sigma$; $\sigma_{\min} = -\sigma$; $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma$; $R = -1$;
- *пульсуючий (віднульовий)* цикл (рис. 1.4б), який є одним із видів асиметричного циклу з параметрами: $\sigma_{\max} = \sigma$; $\sigma_{\min} = 0$; $\sigma_m = \sigma_a = 0,5\sigma$; $R = 0$.

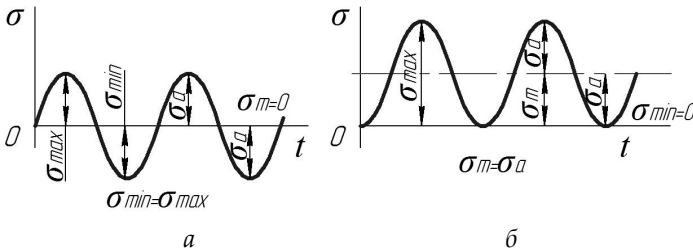


Рис. 1.4. Цикли зміни напружень:

а – симетричний; *б* – пульсуючий (віднульовий)

Симетричний цикл характерний, наприклад, для валів і осей, що обертаються і згинаються нерухомим навантаженням; за пульсуючим циклом змінюються напруження згину зубців і дотичні напруження під час кручення валів нереверсивних зубчастих передач (у реверсивних передачах цикли цих напружень близькі до симетричних). За однакових інших умов симетричний цикл є найбільш небезпечним, оскільки саме для нього граничне напруження, що називається границею витривалості або границею втоmlеності (σ_R), має найменше значення.

Границя витривалості за змінних напружень

Деталі, що працюють за змінних напружень руйнуються в результаті втоми матеріалу за напружень менших, ніж границя міцності σ_s .

Здатність матеріалу сприймати багаторазову дію змінних напружень називається *опором втоmlеності* або *витривалістю матеріалу*.

ду. Характеристикою міцності матеріалу в цьому випадку виступає *границя витривалості* σ_R – найбільше напруження, за якого гладкий стандартний зразок не руйнуватиметься необмежено довго.

Кожен матеріал деталі має свою *границю витривалості*, яка залежить від виду деформації. Для кожного виду деформації *границя витривалості* визначається експериментально в умовах дії змінних напружень за будь-яким із розглянутих циклів, але здебільшого *границя витривалості* визначається для симетричного циклу, рідше – для пульсуючого. Методика випробувань полягає в тому, що кожному рівню максимальних напружень (амплітуд) відповідає визначене число циклів, за досягнення якого зразок руйнується. За результатами випробувань будуються криві втомленості (криві Велера) (рис. 1.5а) в координатах $\sigma - N$ (N – число циклів). Для зручності користування криві витривалості представляються в напівлогарифмічних ($\sigma - \lg N$) або логарифмічних ($\lg \sigma - \lg N$) координатах відрізками прямих ліній (рис. 1.5б).

Для вуглецевих сталей за нормальних температур, починаючи з числа циклів $N_0 = 10^6 \dots 10^7$ (для гартованих сталей $N_0 = 10^8$), крива втомленості стає практично горизонтальною, тобто зразки, що витримали вказане число циклів, не будуть руйнуватись за подальшого збільшення. Найбільше значення максимального напруження, за якого із заданою ймовірністю неруйнування зразок чи деталь може витримати практично найменше число циклів зміни напружень, приймається за *границю витривалості* σ_R . *Границя витривалості* за симетричного циклу позначається σ_{-1} ($R = -1$), за пульсуючого – σ_0 ($R = 0$).

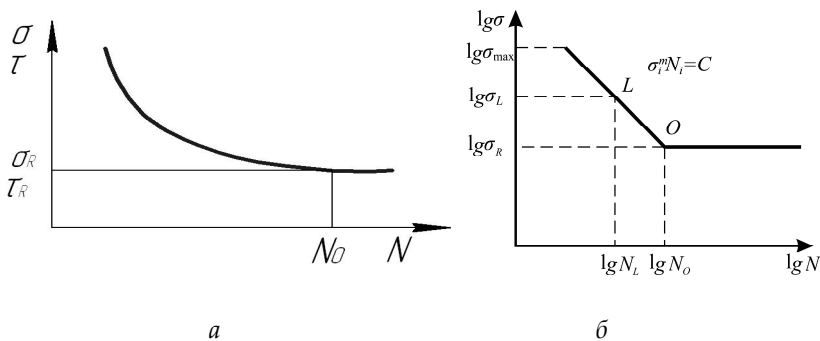


Рис. 1.5. Криві втомленості:

а – в звичайних координатах; б – в логарифмічних координатах

Число циклів N_0 називається *базовим*.

Сплави кольорових металів, а також усі матеріали за високих температур мають криві втомленості без горизонтальних ділянок, навіть за дуже малих рівнів напруження. В таких випадках визначається обмежена границя витривалості σ_N , що відповідає визначеній базі випробувань $N_N = (1 \dots 3) 10^6$. Зв'язок між границею витривалості σ_R і обмеженою границею витривалості σ_N можна встановити за допомогою залежності між σ і N для похилої ділянки кривої втомленості. Ця залежність достатньо точно і просто виражається степеневою функцією:

$$\sigma^m \cdot N = C, \quad (1.19)$$

де C – стала, що залежить від матеріалу; m – показник ступеня кривої втомленості, який визначає кут її нахилу в логарифмічних координатах $\operatorname{tg} \beta = 1/m$ (рис. 1.5б).

Рівняння (1.19) можна представити у вигляді:

$$\sigma_R^m N_o = \sigma_N^m \cdot N_N. \quad (1.20)$$

Звідси:

$$\sigma_N = \sigma_R \sqrt[m]{N_o / N_N} = \sigma_R \cdot K_L, \quad (1.21)$$

де $K_L = \sqrt[m]{N_o / N_N}$ – коефіцієнт довговічності.

Залежність (1.21) дозволяє вирішити зворотну задачу: визначити обмежену циклічну довговічність деталі (обмежений строк служби в циклах), якщо амплітудне значення σ_a напружень буде перевищувати границю витривалості натурної деталі:

$$N_N = (\sigma_1 / \sigma_a)^m N_0. \quad (1.22)$$

Визначення границь витривалості є досить трудомістким і тривалим процесом. Результати численних випробувань на втомленість зразків із різних матеріалів за різних деформацій показали, що значення границь витривалості залежить від границі міцності σ_b у разі розтягу. За спрощених розрахунків практично використову-

ють емпіричні залежності, наприклад, для середньовуглецевих сталей:

	Пульсуючий цикл	Симетричний цикл
Розтяг (стиск)	$\sigma_o = 0,52\sigma_g$	$\sigma_{-1} = 0,36\sigma_g$
Згин	$\sigma_o = 0,6\sigma_g$	$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_g$
Кручення	$\tau_o = 0,32\sigma_g$	$\tau_{-1} = 0,22\sigma_g$

Границя контактної витривалості за пульсуючого циклу визначається залежно від твердості НВ поверхні:

$$\sigma_H = 10 C \text{ НВ (МПа)}, \quad (1.23)$$

де C – коефіцієнт, що залежить від матеріалу: для сталі $C = 0,3 \dots 0,33$, для чавуну $C = 0,18 \dots 0,21$, для бронзи $C = 0,20 \dots 0,34$.

Основні фактори, які впливають на границю витривалості

1. *Концентрація напружень* – виникнення вищих порівняно з номінальними місцевих напружень в окремих частинах деталі. Причиною появи такого явища є так звані концентратори напружень у вигляді різких змін форми деталі (виточки, отвори, ступінчасті переходи від одного розміру до іншого, посадки з натягом тощо), а також внутрішні дефекти (сторонні вclusions, раковини), випадкові надрізи чи подряпини на поверхні і т. ін.

Вплив концентрації напружень на витривалість оцінюється ефективним коефіцієнтом концентрації K_σ (K_τ), який визначається за експериментальними даними як відношення границі витривалості $(\sigma_{-1})_d$ гладкого зразка з діаметром d до границі витривалості $(\sigma_{-1k})_d$ зразка такого ж діаметра з концентратором напружень:

$$K_\sigma = (\sigma_{-1})_d / (\sigma_{-1k})_d. \quad (1.24)$$

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень K_σ звичайно менший від теоретичного α_σ , який визначається методами теорії пружності в будь-якій точці перерізу деталі, оскільки останній не враховує різну чутливість матеріалів до наявності концентраторів.

Ефективний і теоретичний коефіцієнти концентрації пов'язані співвідношенням:

$$K_{\sigma} = 1 + q_0(\alpha_{\sigma} - 1), \quad (1.25)$$

де q_0 – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень: для конструкційних сталей $q_0 \approx 0,5 \dots 0,9$, для чавунів $q_0 \approx 0,1 \dots 0,2$.

2. *Абсолютні розміри деталі.* Експериментами встановлено, що у разі збільшення розмірів поперечного перерізу зразка границя витривалості зменшується. Це пояснюється тим, що зразки більшого діаметра мають, по-перше, більше поверхневих дефектів матеріалу, по-друге, меншу відносну глибину зміцнення (наклепу) поверхневого шару.

Вплив абсолютних розмірів оцінюється коефіцієнтом, який називається *масштабним фактором*, для нормальних напружень:

$$\varepsilon_{\sigma} = (\sigma_{-1})_d / \sigma_{-1}, \quad (1.26)$$

де $(\sigma_{-1})_d$ – границя витривалості гладких зразків діаметром d ; σ_{-1} – границя витривалості стандартних лабораторних зразків діаметром 7...10 мм.

Масштабні фактори визначаються на зразках із концентраторами напружень. Внаслідок недостатньої кількості експериментальних даних про масштабний фактор для дотичних напружень ε_{τ} (при крученні) приймається $\varepsilon_{\tau} \approx \varepsilon_{\sigma}$.

3. *Стан поверхні* деталі залежить від якості механічної обробки.

Мікронерівності поверхні є концентраторами напружень. Чим менші мікронерівності поверхні деталі, тим вища її границя витривалості.

Стан поверхні враховується або коефіцієнтом K_{σ} або окремим коефіцієнтом:

$$\beta_{\sigma} = (\sigma_{-1})_{ob} / (\sigma_{-1})_d, \quad (1.27)$$

де $(\sigma_{-1})_{o\sigma}$ – границя витривалості деталі з даною обробкою поверхні; $(\sigma_{-1})_d$ – границя витривалості ретельно відполірованого зразка.

Різні способи поверхневого зміцнення можуть суттєво підвищити значення коефіцієнта стану поверхні β до 1,5...2 і більше замість 0,6...0,8 для деталі без зміцнення.

З урахуванням всіх факторів дійсна границя витривалості деталі за симетричного циклу:

$$(\sigma_{-1k})_d = (\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta) / K_\sigma. \quad (1.28)$$

Детальну інформацію про всі коефіцієнти, що впливають на границю витривалості деталі наведено в довідковій літературі.

Втмна міцність деталей за нестационарного навантаження

Досвід експлуатації різних машин показує, що навантаження, які діють на деталі, змінюються за величиною впродовж всього строку служби. При цьому деталі зазнають дії напружень зі змінними амплітудою і частотою. Такий режим навантаження називається *нестационарним*.

Розрахунки на втмну міцність у разі нестационарних режимів навантаження дозволяють одержати менші розміри і масу деталей.

Ці розрахунки можна вести за двома рівноцінними методами.

1. За еквівалентним навантаженням (силі F_E , моменту T_E), яке за заданого розрахункового числа циклів N_Σ має такий же вплив на втмну міцність деталі, як і задане змінне навантаження;

2. За еквівалентного числа циклів N_E зміни напружень за сталого максимального навантаження (F_{max} , T_{max}), за якого це навантаження має такий же вплив на втмну міцність деталі, як і задане змінне.

Обидва методи базуються на припущенні лінійного додавання пошкоджень, тобто умови, за якою втмне руйнування є результатом лінійного накопичення пошкоджень, що утворюються безперервно на протязі кожного циклу навантаження:

$$\Sigma(N_{\sigma_i} / N_i) = a, \quad (1.29)$$

де $N_{\sigma i}$ – число циклів дії напруження σ_i ; N_i – число циклів до руйнування за цього напруження; a – експериментально визначений коефіцієнт опору, $a \approx 1$.

Використовуючи умову додавання пошкоджень і рівняння похилої лінії кривої втомленості, маємо:

$$F_i^m \cdot N_i = F_R^m \cdot N_o = const, \quad (1.30)$$

де F_R – навантаження, що відповідає границі витривалості за бази N_o .

Перемножуючи чисельник і знаменник в рівнянні (1.29) додавання пошкоджень на величину F_i^m одержимо:

$$\Sigma(F_i^m \cdot N_i) / (F_i^m \cdot N_i) = a$$

і, замінивши знаменник рівноцінним добутком $F_R^m \cdot N_o$, одержимо в знаменнику постійну величину, яку можна винести з-під знаку суми:

$$\Sigma F_i^m \cdot N_{\sigma i} = a F_R^m \cdot N_o.$$

Замінивши навантаження F_R еквівалентним навантаженням F_E постійного рівня, яке викликає такі ж втомні пошкодження, як і фактичне навантаження нестационарного режиму за $a=1$, одержимо:

$$\Sigma F_i^m \cdot N_{\sigma i} = F_E^m \cdot N_o,$$

звідси:

$$F_E = \sqrt[m]{\Sigma F_i^m (N_{\sigma i} / N_o)} = F_{\max} \cdot \sqrt[m]{\Sigma (F_i / F_{\max})^m \cdot (N_{\sigma i} / N_o)} = F_{\max} \cdot K_E, \quad (1.31)$$

де F_{\max} – максимальне стає навантаження;
 $K_E = \sqrt[m]{\Sigma (F_i / F_{\max})^m \cdot (N_{\sigma i} / N_o)}$ – коефіцієнт змінності навантаження.

Під час розрахунку деталей, в яких як допустима величина приймається навантаження, а еквівалентне навантаження визнача-

ється за сумарним числом циклів N_{Σ} за весь строк служби (наприклад, для підшипників кочення):

$$F'_E = F_{\max} \cdot \sqrt[m]{\Sigma(F_i / F_{\max})^m} \cdot \sqrt[m]{(N_{\alpha} / N_{\Sigma})} \cdot \sqrt[m]{N_{\Sigma} / N_o} = F_{\max} \cdot K_E \cdot K_L, \quad (1.32)$$

де $K_L = \sqrt[m]{N_{\Sigma} / N_o}$ – коефіцієнт строку служби деталі.

Для підшипників кочення, якщо $N_o = 10^6$ $F'_E = C$, де C – необхідна навантажувальна здатність підшипника.

Аналогічно для еквівалентних моментів можна записати:

$$T_E = T_{\max} \cdot \sqrt[m]{\Sigma(T_i / T_{\max})^m} \cdot \sqrt[m]{(N_{\alpha} / N_{\Sigma})} = T_{\max} \cdot K_E \quad (1.33)$$

У разі розрахунків зубчастих передач за еквівалентним навантаженням коефіцієнт строку служби деталі (довговічності) враховується під час визначення допустимого напруження у вигляді $K_L = \sqrt[m]{N_o / N_{\Sigma}}$. Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_E \leq [\sigma_o] \cdot \sqrt[m]{N_o / N_F}, \text{ якщо } N_{\Sigma} > N_o \quad K_L = 1,$$

де $[\sigma_o]$ – базове допустиме напруження.

У разі використання типових режимів навантаження відповідно до циклограм (рис. 1.1а) еквівалентне навантаження визначається:

а) у розрахунках на контактну витривалість:

$$T_{HE} = \mu_H \cdot T_{\max};$$

б) у розрахунках на витривалість під час згину:

$$T_{FE} = \mu_F \cdot T_{\max}.$$

Значення коефіцієнтів μ_H і μ_F приймається за табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Значення коефіцієнтів μ_H і μ_F за типових режимів (рис. 1.1в)

Режим	m	μ_H	Термообробка	m	μ_F	Термообробка	m	μ_F
П	3	0,8	Поліпшення, нормалізація, азотування	6	0,82	Гартування об'ємне і поверхневе, цементация	9	0,87
В		0,63			0,72			0,77
СР		0,56			0,63			0,69
СН		0,50			0,58			0,63
Л		0,40			0,48			0,54

Метод еквівалентного числа циклів базується на приведенні змінного навантаження до ступенів циклограми, які чинять найбільшу шкодочинну дію на деталь. Цей метод розрахунку здебільшого використовують для зубчастих передач. За розрахункове приймається найбільше навантаження з числом циклів не меншим $0,03N_0$ за контактного навантаження $5 \cdot 10^4$, а змінність навантаження враховується вибором допустимих напружень з урахуванням коефіцієнта довговічності:

$$K_{LF} = \sqrt[m]{N_0 / N_E}, \quad (1.34)$$

де N_E – еквівалентне число циклів, що відповідає розрахунковому навантаженню.

У разі розрахунків на контактну витривалість:

$$N_E = \mu_H \cdot N_\Sigma,$$

у разі розрахунку на згин:

$$N_E = \mu_F \cdot N_\Sigma.$$

Для ступінчастої циклограми, використовуючи умову лінійного додавання пошкоджень і рівняння кривої втомленості, одержимо:

$$\begin{aligned}\mu_n &= \Sigma(T_i / T_n)^{m/2} (N_{oi} / N_\Sigma), \\ \mu_F &= \Sigma(T_i / T_F)^m (N_{ei} / N_\Sigma).\end{aligned}\tag{1.35}$$

Значення коефіцієнтів μ_n і μ_F , що характеризують інтенсивність типових режимів навантаження з плавним характером навантаження (рис. 1.1б) беруть за табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Значення коефіцієнтів μ_n і μ_F

Режим	Контактна витривалість					Витривалість у разі згину					
	Термообробка	$m/2$	μ_n	m	μ_n	Термообробка	m	μ_F	Термообробка	m	μ_F
П	Будьяка	3	0,5	8	0,41	Поліпшення, нормалізація, азотування	6	0,3	Гартування об'ємне і поверхневе, цементация	9	0,2
В			0,25		0,20			0,143			0,1
СР			0,18		0,13			0,065			0,063
СН			0,125		0,05			0,038			0,016
Л			0,063		-			0,013			0,004

Вибір допустимих напружень і коефіцієнтів запасу міцності

Допустимі напруження і коефіцієнти запасу міцності вибирають залежно від граничних напружень матеріалу деталі:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S]_\sigma}; \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{lim}}}{[S]_\tau}, \tag{1.36}$$

або

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{\text{lim}}}{\tau}. \tag{1.37}$$

За сумісної дії нормальних і дотичних напружень наведений коефіцієнт запасу міцності:

$$s = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}, \quad (1.38)$$

де $\sigma_{\text{lim}}, \tau_{\text{lim}}$ – граничні напруження; σ, τ – розрахункові максимальні напруження; S_{σ}, S_{τ} – розрахункові коефіцієнти запасу міцності; $[s]_{\sigma}, [s]_{\tau}$ – допустимі коефіцієнти запасу міцності.

Вибір граничних напружень залежить від характеру навантаження та матеріалу деталі. У разі *постійних* навантажень для деталей із пластичних матеріалів за граничне напруження беруть *границю текучості* σ_{τ} , для деталей із крихких матеріалів – *границю міцності* $\sigma_{\text{в}}$ за відповідних деформацій.

У разі *змінних* навантажень за граничне напруження приймається *границя витривалості* $\sigma_{\text{R}} (\tau_{\text{R}})$ залежно від циклу зміни напружень.

Вибір допустимих коефіцієнтів запасу міцності залежить від майстерності конструктора. Це досить відповідальна процедура. Занижене значення запасу міцності може призвести до руйнування деталі, завищене – до надмірного збільшення маси деталі, перевитрати матеріалу і підвищення вартості машини.

Існують два основні напрями вибору запасів міцності.

Перший напрям (нині дещо застарілий) базується на диференціальному методі, згідно з яким запас міцності представляється у вигляді добутку окремих коефіцієнтів, кожен із яких відображає одну із невизначеностей розрахунку:

$$[s] = s_1 s_2 s_3, \quad (1.39)$$

де s_1 – коефіцієнт, що враховує різницю між величинами дійсних і розрахункових навантажень, а також неточність визначення напружень, s_2 – коефіцієнт, що враховує неоднорідність матеріалу і наявність в ньому залишкових деформацій, s_3 – коефіцієнт, що враховує міру відповідальності деталі і її вплив на безпеку експлуатації механізму, $s_3 = 1 \dots 3$.

Визначене таким чином значення запасу міцності може коливатись у значному діапазоні (1,2...8). Недоліком диференційного методу є те, що конструктор може допустити декілька дрібних по-

милок, які будуть додаватись. Крім того, чисельні значення самих коефіцієнтів можуть значно коливатись за досить різноманітних факторів.

На практиці використання диференціального методу здебільшого зводиться до підбору окремих коефіцієнтів з метою одержання загального запасу міцності, що оправдовує розміри деталі, які інтуїція конструктора вважає прийнятними.

На сучасному етапі метод удосконалюється на основі ймовірного підходу до оцінювання кожного фактора.

Другий напрям полягає в призначенні єдиного коефіцієнта запасу міцності на основі досвіду експлуатації конкретних деталей в різних галузях. Тривала безаварійна експлуатація є кращим доказом того, що запас міцності і допустимі напруження були вибрані правильно, хоча це не виключає, що розрахункові напруження були занижені. Під час вибору єдиного коефіцієнта головним чином враховується із якого матеріалу буде виготовлена деталь і за яким критерієм міцності буде вестися розрахунок. Так, наприклад, під час розрахунку деталей із пластичних матеріалів за границею текучості за сталого навантаження коефіцієнт запасу міцності вибирається в межах $s = 1,3 \dots 1,5$, а деталей із крихких матеріалів $s = 3 \dots 5$. У разі контактного навантаження виникають місцеві руйнування, які не загрожують миттєвим руйнуванням всієї деталі, тому коефіцієнт запасу міцності призначається невеликим $s = 1,1 \dots 1,3$.

Визначення запасу втомної міцності у разі двовісного напруженого стану

Двовісний напружений стан виникає під час роботи деталей одночасно у разі дії декількох деформацій. Так, наприклад, вали, крім напружень згину і кручення, зазнають дії невеликих напружень стиску від дії осьових сил у зубчастих зачепленнях і осьових реакцій у підшипниках. Відомо, що напруження стиску підвищують втомну міцність, тому їх зазвичай не враховують, зважаючи на те, що їх дія збільшує запас міцності.

Визначення запасу міцності за двовісного напруженого стану ведеться за гіпотезою Гафа – Полларда, яка сформована на основі вивчення експериментальних даних, одержаних під час симетричних і асиметричних циклів зміни нормальних і дотичних напружень у сталевих зразках без концентраторів.

Згідно з цією гіпотезою, точки, що характеризують поєднання граничних нормальних σ_{zp} і дотичних τ_{zp} напружень розміщуються на кривій, рівняння якої має вигляд:

$$\left(\sigma_{zp} / \sigma_{-1}\right)^2 + \left(\tau_{zp} / \tau_{-1}\right)^2 = 1. \quad (1.40)$$

З урахуванням необхідного запасу міцності $s > 1$ безпечні нормальні і дотичні напруження дорівнюють:

$$\sigma = \sigma_{zp} / S; \quad \tau = \tau_{zp} / s. \quad (1.41)$$

Підставивши (1.40) в (1.39), одержимо:

$$S^2 = \sigma_{-1}^2 / \left[\sigma^2 + \tau^2 (\sigma_{-1} / \tau_{-1})^2 \right]. \quad (1.42)$$

Вважаючи, що двовісний напружений стан є результатом накладення одновісного розтягу (стиску) і чистого зсуву, для яких відповідно запаси міцності $S_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma$ (якщо $\tau = 0$) і $S_\tau = (\tau_{-1} / \tau)$ (якщо $\sigma = 0$), залежність (1.42) як умову міцності можна представити:

$$s = (s_\sigma s_\tau) / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \leq [s]. \quad (1.43)$$

Напруження σ і τ розраховують для кожного конкретного циклу.

У загальному випадку у разі асиметричного циклу зміна напружень (для зростання):

$$\sigma = \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m; \quad \tau = \tau_a + \psi_\tau \tau_m, \quad (1.44)$$

де ψ_σ і ψ_τ – коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу, для вуглецевих сталей $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$, для легованих сталей $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

З урахуванням факторів, що впливають на втомну міцність деталі, вирази для визначення коефіцієнтів запасу міцності за нормальними і дотичними напруженнями приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} s_{\sigma} &= \sigma_{-1} / [\sigma_a (K_{\sigma} / \varepsilon \cdot \beta) + \psi_{\sigma} \sigma_m], \\ s_{\tau} &= \tau_{-1} / [\tau_a (K_{\tau} / \varepsilon \cdot \beta) + \psi_{\tau} \tau_m]. \end{aligned} \quad (1.45)$$

Щодо валів вважається, що нормальні напруження згину змінюються за симетричним циклом ($\sigma_m = 0$), дотичні напруження кручення для нереверсивних валів – за пульсуючим циклом ($\tau_a = \tau_m$) (див. рис. 1.4), для реверсивних валів – за симетричним циклом ($\tau_m = 0$).

У разі нестационарного режиму навантаження необхідно користуватись еквівалентними амплітудними напруженнями з урахуванням коефіцієнтів режиму навантаження:

$$\sigma_{aE} = \sigma_a \cdot K_{\sigma E}; \quad \tau_{aE} = \tau_a \cdot K_{\tau E}, \quad (1.46)$$

$$\text{де } K_{\sigma E} = \sqrt[m]{\Sigma(\sigma_{ai} / \sigma_a)^m (N_{qi} / N_o)}, \quad K_{\tau E} = \sqrt[m]{\Sigma(\tau_{ai} / \tau_a)^m (N_{qi} / N_o)}.$$

Для сталі у разі кручення можна приймати значення показника m такі ж, як і у разі згину з урахуванням термообробки. Для типових режимів навантаження еквівалентні напруження визначають:

$$\sigma_{aE} = \sigma_a \mu_{\sigma}; \quad \tau_{aE} = \tau_a \mu_{\tau}, \quad (1.47)$$

де $\mu_{\sigma} = \mu_{\tau} = \mu_F$ (табл. 1.1 і 1.2).

Значення допустимого коефіцієнта запасу міцності для більшості валів загального машинобудування ($d < 200$ мм) приймаються $[s] = 1,5 \dots 1,8$, для невідповідальних валів і валів великого діаметра ($d > 200$ мм) $[s] = 1,8 \dots 2,5$.

Слід зазначити, що треба дуже обережно підходити до призначення нижньої границі коефіцієнта запасу міцності. Виграш за масою деталей у разі зменшення їх розмірів у більшості випадків невеликий через відносно невеликі кількості розрахункових деталей у більшості машин. При цьому виникає ризик зниження жорсткості деталей, яка в багатьох випадках визначає роботоздатність конструкції. Тому під час підвищення рівня розрахункових напружень бажано виконати аналітичну або експериментальну перевірку жорсткості деталей. Оптимальним варіантом є поєднання збільшення розрахункових напружень з конструктивними методами підви-

щення жорсткості, що полягають в наданні деталям раціональних форм.

Аналогічні заходи необхідно застосовувати і під час розрахунків деталей за еквівалентними навантаженнями або циклами.

1.3.2. Жорсткість деталей

Жорсткість – це здатність конструкції працювати під дією навантаження в межах допустимих деформацій.

Жорсткість є одним із важливих факторів, що визначають роботоздатність конструкції і має таке ж, а іноді і більше значення для її надійності, як і міцність.

Конструкція може бути міцною, але не жорсткою, оскільки значні деформації можуть виникнути до появи небезпечних для міцності напружень.

Недостатня жорсткість і пов'язані з нею підвищені деформації можуть викликати втрату роботоздатності конструкції з різних причин. Підвищені деформації можуть порушити рівномірність розподілу навантаження і викликати її концентрацію на окремих ділянках, створюючи високі місцеві напруження, що може призвести до порушення міцності.

Недостатня жорсткість корпусних деталей порушує взаємодію розміщених у них механізмів, викликаючи підвищене тертя і зношування в кінематичних парах, появу вібрації. Недостатня жорсткість валів і опор зубчастих передач змінює нормальне зачеплення коліс, що призводить до швидкого викришування їх робочих поверхонь або до швидшого їх зношування. Крім того, збільшуються кути перекосів підшипників, що зменшує їх довговічність, а в окремих випадках навіть викликає швидке руйнування.

У машин, що виконують точні операції, недостатня жорсткість системи «верстат – інструмент – пристрій – деталь» не дозволяє одержати розміри необхідної точності.

Величину деформації можна розрахувати для небагатьох деталей, для більшості ж це неможливо зробити навіть приблизно. Тоді звертаються до моделювання, експерименту, аналізу аналогічних конструкцій.

Розрахунки на жорсткість зводяться до співставлення розрахункових переміщень із допустимими:

$$f \leq [f]; \theta \leq [\theta]; \varphi \leq [\varphi], \quad (1.48)$$

де f – прогин; θ – кут повороту перерізу; ϕ – кут закручування, $[f]$, $[\theta]$, $[\varphi]$ – допустимі значення вказаних переміщень.

Оцінювати жорсткість прийнято *коефіцієнтом жорсткості* – відношенням сили F , прикладеної до конструкції, до максимальної деформації δ , створюваної цією силою.

Для найпростішого випадку деформації розтягу (стиску) стержня (наприклад, болта) в межах пружної деформації коефіцієнт жорсткості дорівнює:

$$C = F / \delta = EA / l, \quad (1.49)$$

де E – модуль поздовжньої пружності; A – площа поперечного перерізу; l – довжина стержня в напрямі дії сили.

Коефіцієнт жорсткості ділянки стержня (наприклад, вала) діаметром d і довжиною l , навантаженого моментом T :

$$C = T / \varphi = GJ_p / l, \quad (1.50)$$

де ϕ – кут закручування (деформація); G – модуль пружності під час зсуву; J_p – полярний момент інерції поперечного перерізу.

У разі згину стрижня постійного за довжиною l перерізу силою F коефіцієнт жорсткості визначається:

$$C = F / \delta = aEJ / l^3, \quad (1.51)$$

де J – момент інерції перерізу; a – коефіцієнт, що враховує умови навантаження (тип і розміщення опор, характер навантаження тощо).

Величина обернена коефіцієнту жорсткості ($1/C$) називається *коефіцієнтом податливості (пружності)*.

Порівнюючи коефіцієнти жорсткості за різних деформацій, можна дійти висновку, що найменшу жорсткість конструкція має у разі згину.

Із наведених залежностей також видно, що жорсткість залежить від модуля пружності, який визначає жорсткість матеріалу. Модуль пружності кожного металу є доволі сталою величиною і мало залежить від наявності легуючих елементів, термообробки та інших показників міцності.

Низьковуглецеві і надміцні високолеговані сталі мають приблизно однаковий модуль повздовжньої пружності $E = (1,9...2,2) \cdot 10^5$ МПа і модуль пружності при зсуві $G = (0,79...0,82) \cdot 10^5$ МПа. Отже, для виготовлення деталей, для яких вимога до жорсткості є основою, а рівень напружень невисокий, доцільно використовувати дешеві матеріали з невисокими характеристиками міцності. Жорсткість конструкції при цьому не зменшується, а вартість зменшується. Цей спосіб застосовують, наприклад, під час проектування валів.

Головним практичним засобом підвищення жорсткості є маневрування геометричними параметрами деталі з метою забезпечення достатньої жорсткості форми.

Головними конструктивними засобами підвищення жорсткості деталей і конструкцій є:

а) за можливості усунення деформації згину, як невідгідної за жорсткістю і міцністю, заміна її деформацією розтягу (стиску);

б) для деталей, що працюють на згин, вибір раціональних типів опор і їх розміщення, уникнення за можливості консолей і зменшення їх довжини, прагнучи до рівномірного розподілу навантаження за довжиною;

в) раціональне, але без зросту ваги, збільшення моментів інерції перерізів шляхом віддалення матеріалу від нейтральної осі, посилення закладних ділянок і ділянок переходу від одного перерізу до іншого;

г) для коробчастих деталей – використання криволінійних випуклих стінок;

д) блокування деформацій шляхом постановки розкосів (для рам), обичайок і перемичок (для порожнистих тонкостінних циліндрів), оребрення тонких стінок, рифлення плоских поверхонь кришок тощо.

Поряд з об'ємною жорсткістю в спряженнях деталей значну роль відіграє контактна жорсткість, яка може визначати точність руху деталей, що контактують, викликати додаткові динамічні навантаження, впливати на зносостійкість поверхонь і їх довговічність, на розсіювання енергії коливань.

Контактні переміщення тіл або їх контактне зближення у разі малих ділянок контакту визначаються методами теорії пружності, великих – на основі експериментально встановлених коефіцієнтів податливості.

Найважливішими конструктивними заходами з підвищення контактної жорсткості є: а) зменшення шорсткості поверхні; б) створення натягу або попередньої зтяжки в з'єднаннях; в) створення шару мастила між поверхнями, що контактують.

1.3.3. Вібростійкість

Вібростійкість – здатність конструкції працювати за вібрацій у заданих діапазонах частот і амплітуд без шуму, резонансного і втомного руйнування, незручності управління.

Сучасні тенденції до підвищення швидкодії і потужності машин, а також до полегшення конструкцій, сприяють виникненню вібрацій. Вібрація стає супутником технічного прогресу. Вібрують деталі зубчастих передач (вали, зубчасті колеса, підшипники), корпуси редукторів, шпинделі, корпуси літаків, сидіння тракторів і автомобілів, панелі приладів і т. ін.

Вібрація, або так звані «малі» коливання, має такі характерні ознаки:

а) відносно малу амплітуду щодо розмірів відхилення тіла чи його окремих точок у разі механічних коливань;

б) високу частоту, тобто число циклів зворотно-поступальних переміщень, які робить тіло або його окремі точки за одиницю часу.

Особлива небезпека дії вібраційних навантажень пов'язана з їх здатністю створювати втомні і резонансні руйнування. Останні виникають за появи в системі явища резонансу, для якого характерне значне збільшення амплітуд коливань у разі збігу частоти власних коливань машини чи її деталей з частотою зміни зовнішніх збуджувальних сил.

Крім руйнівної дії вібрації можуть підсилювати інтенсивність зношування деталей, що труться, знижувати точність і якість обробки деталей на верстатах, викликати струси і пов'язані з ними незручності управління і зниження їх якості, викликати так звану вібраційну хворобу, характерну для багатьох спеціальностей.

Особливим видом коливань є шум, який також негативно діє на людину. Рівень шуму часто є критерієм якості машини.

Вібрації можуть виникати у вигляді вимушених коливань, які походять від дії переважно періодичних сил; у вигляді автоколивань, що виникають в результаті самозбудження або збудження ззовні за рахунок поштовхів чи іншого навантаження неперіодичного характеру. Вібрації можуть бути також у вигляді випадкових

коливань, збуджених випадковим зовнішнім навантаженням (поривами вітру, нерівностями дороги та ін.).

У багатьох випадках передбачити шкідливі наслідки коливань допомагають теоретичні розрахунки на основі схематизації і побудови розрахункових моделей реальних об'єктів із використанням відповідного математичного апарату. Для складних об'єктів виконують експериментальне дослідження коливального процесу шляхом вимірювання переміщення, швидкості і прискорення точок об'єкта або його фізичної моделі. Ці роботи дозволяють визначити комплекс заходів для усунення шкідливих коливань, які складають основу віброзахисту.

Віброзахист машин здійснюється такими найбільш простими і ефективними методами:

а) зміною конструкції з метою зміщення власної частоти коливань для виключення резонансу, підвищенням жорсткості вузлів і деталей, а також точності їх виготовлення і складання;

б) врівноваженням (балансуванням) елементів, що обертаються (роторів);

в) екрануванням пружних хвиль, що розповсюджуються від джерела вібрації, шляхом нанесення покриття із матеріалу з модулем пружності, який відрізняється від модуля пружності віброуючого елемента (деталі), використанням екранів у вигляді повітряних зазорів або прокладок із гуми, поролону та інших синтетичних матеріалів;

г) демпфуванням, яке досягається як за рахунок внутрішнього поглинання енергії в матеріалі і в конструкції, так і за допомогою приєднання штучних демпферів;

д) віброізоляцією, яка ослаблює взаємозв'язок джерела збудження і об'єкта, шляхом використання амортизаторів, що складаються із пружних елементів, у деяких випадках поєднаних із гідро- і пневмосистемами.

1.3.4. Теплостійкість

Теплостійкість – це здатність деталі не змінювати суттєво свої робочі параметри під час нагрівання.

Робота багатьох машин супроводжується нагріванням деталей внаслідок дії на них температури навколишнього середовища, тепловиділень зумовлених характером дії самої машини, процесами тертя в рухомих з'єднаннях механізмів.

Підвищення температури може викликати негативні явища, які можуть призвести до втрати роботоздатності машини.

1. Суттєвою є *втрата міцності* деталей у зв'язку з пониженням основних механічних характеристик матеріалів. Для конструкційних сталей за температури понад 300° С починається зниження границі міцності і границі витривалості, виростає роль концентрації напружень, а за більш високої температури виникають явища повзучості і релаксації.

У разі *повзучості* пластична деформація має безперервний характер за постійного напруження. Кількісною оцінкою повзучості є границя повзучості – напруження, за якого допустима величина пластичної деформації досягається за заданий проміжок часу. Ця характеристика широко використовується під час розрахунків деталей, для яких повзучість є головним критерієм роботоздатності (лопатки і диски турбін тощо).

Релаксація – поступове самочинне падіння напруження, спостерігається в попередньо напружених з'єднаннях (затягнуті болти, з'єднання з натягом тощо).

2. Виникнення *додаткових температурних напружень* внаслідок нерівномірного нагрівання деталей, а також внаслідок стиску в напрямі температурного розширення, що викликає температурний натяг.

3. *Зменшення зазорів* у рухомих з'єднаннях, що може призвести до заклинювання.

4. *Зниження несучої здатності* шару мастила, що може призвести до підвищеного зношування поверхонь тертя, а в окремих випадках до їх заїдання (схоплювання).

5. *Короблення і руйнування* деталей із пластмас, втрата якості таких деталей як ущільнення, прокладки, шланги тощо.

Проектування деталей, що працюють в умовах високих температур, обов'язково пов'язане з виконанням спеціальних розрахунків із тепловиділення, з визначення температурних полів і термоміцності деталей.

Під час проектування треба прагнути до зниження теплового виліву. Досягнути цього можна:

- а) шляхом заміни тертя ковзання тертям кочення;
- б) використанням теплостійких мастил і олів;
- в) покращенням відводу тепла шляхом збільшення тепловіддачі в масивніші деталі або в навколишні середовища за рахунок збільшення поверхні охолодження або використання примусового охолодження;

г) використанням жароміцних і жаростійких матеріалів, які мають високий опір руйнуванню високотемпературними потоками, використанням матеріалів із необхідною теплопровідністю або коефіцієнтом лінійного розширення;

д) застосуванням конструкцій опорних вузлів, що забезпечують вільне розширення валів, осей, штанг та інших подовжених деталей.

1.3.5. Зносостійкість

Зносостійкість – здатність матеріалу (або спряжених деталей) чинити опір зношуванню у визначених умовах експлуатації.

Зношування – процес поступового зменшення розмірів деталі, яке відбувається під час тертя.

Значна кількість факторів, що впливають на зношування, ускладнюють створення достовірних методів розрахунку деталей машин на зношування. Визначальне значення головних факторів дозволяє виділити основні види зношування, які зустрічаються в машинах.

1. *Механічне зношування*, в основному як абразивне зношування поверхонь тертя твердими сторонніми частинками або продуктами зношення у вигляді втомного руйнування мікроступів або їх зрізання.

2. *Молекулярно-механічне зношування* – це інтенсивний процес руйнування поверхонь деталей машин внаслідок пластичної деформації і руйнування окисних плівок, виникнення місцевих металічних зв'язків між ювенільними («чистими») поверхнями, так званого схоплювання з послідовним їх руйнуванням, відділенням часток металу з однієї поверхні до іншої, у вигляді борозен з частками, що прилипли в їх кінці в напрямі протилежному рухові деталі. Схоплювання з'являється за високого питомого або контактного тиску і відсутності змащування, а також на поверхнях деталей з низькою твердістю і деталей із хімічно однорідних металів.

Розвиток схоплювання на поверхнях, що труться, викликає інтенсивне зношування, заїдання (заклинювання) спряжених рухомих деталей і в деяких випадках поломку машин.

3. *Корозійно-механічне зношування* – відбуваються взаємодія метала з навколишнім середовищем і пов'язані з цим хімічні процеси.

Особливістю такого зношування є одночасне протікання двох процесів: мікропластичної деформації поверхневого шару і дифузії кисню в пластично деформовані об'єми металу. Продукти корозії викликають стирання поверхонь механічним шляхом.

Різновидом корозійно-механічного зношування є зношування внаслідок утворення на поверхні металу шляхом фретинг-корозії – руйнування (роз'їдання) поверхонь в умовах мікропереміщень без видалення продуктів корозії. Це зношування характерне для циліндричних з'єднань із натягом (пресових, шпонкових, шліцьових), а також для заклепкових і різбових з'єднань. Допускають, що плями фретинг-корозії є концентраторами напружень, які сприяють утворенню мікротріщин і зниженню втомної міцності деталей.

Деталі, що працюють в умовах тертя кочення, зазнають дії змінних напружень, викликаних переміщенням контакту (підшипники кочення, фрикційні і зубчасті передачі). Довготривала дія таких напружень призводить до появи *втомного викришування* робочих поверхонь деталей. Тривалість роботи деталі до появи викришування залежить у першу чергу від величини максимальних контактних напружень.

Основним засобом зниження швидкості зношування є правильний вибір змащування, який визначається такими факторами:

- а) швидкість ковзання (руху) деталей;
- б) робоча температура;
- в) робоче навантаження;
- г) спосіб подачі і періодичність змащування;
- д) конструкція вузла і величина зазорів;
- е) умови тепловіддачі.

Ефективним є також спосіб підбору матеріалів пар ковзання, в основі якого лежить поєднання різної твердості матеріалів залежно від виду зношування, а також використання різних технологічних прийомів, що забезпечують оптимальну шорсткість поверхонь, підвищення їх твердості, утворення і нанесення різних плівок і покриттів.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть основні критерії роботоздатності деталей машин. Який з них є найбільш поширеним?
2. Якими методами користуються під час оцінювання міцності деталі?

3. Запишіть умови міцності деталей за найбільш поширених деформацій.
 4. Як оцінюють міцність деталей у разі дії змінних напружень?
 5. Як визначають допустимі напруження? Які напруження приймають за граничні?
 6. Назвіть декілька циклів зміни напружень. Який із них є найбільш небезпечним?
 7. Що таке границя витривалості матеріалу і як вона визначається?
 8. Які фактори впливають на величину границі витривалості?
 9. Як оцінюють міцність деталей у разі нестаціонарного режиму навантаження?
 10. Що таке жорсткість деталей? До чого призводить їх недостатня жорсткість? Як виконують розрахунки на жорсткість?
 11. Що таке вібростійкість деталей? Яким чином здійснюється віброзахист машин і їх деталей?
 12. Що таке теплостійкість деталей? До чого може призвести їх недостатня теплостійкість?
 13. Яким чином можна зменшити тепловий вплив на роботоздатність деталей?
 14. Перелічіть основні види зношування.
-

1.4. Надійність машин і деталей

1.4.1. Основні терміни і поняття

Проблема надійності є однією з найважливіших під час створення сучасної техніки. Постійне ускладнення конструкції супроводжується одночасним підвищенням вимог до надійності окремих вузлів і деталей.

Стандарт визначає *надійність* як властивість виробу виконувати свої функції, зберігаючи експлуатаційні показники в заданих межах впродовж необхідного часу (наробки). Надійність є комплексним поняттям, яке включає такі критерії, як безвідмовність, ремонтпридатність, довговічність і збереженість. Залежно від призначення машини головним може бути той чи інший критерій надійності чи їх поєднання.

В основі теорії надійності і її критеріїв лежить таке поняття як *відмова* – подія, в результаті якої відбувається повне або часткове порушення роботоздатності.

Під час оцінювання надійності машини користуються такими термінами і поняттями:

Граничний стан – стан об'єкта, за якого його подальше застосування недопустиме або неможливе.

Пошкодження – полягає в порушенні справності об'єкта за збереження його роботоздатності.

Строк служби – календарна тривалість експлуатації об'єкта від початку його застосування до настання граничного стану.

Безвідмовність – властивість виробу зберігати роботоздатність на протязі заданої наробки без вимушених зупинок і пауз. Ця властивість особливо важлива для машин, відмова яких може спричинити людські жертви (літальні апарати) або значні матеріальні ушкодження. Такі відмови називаються катастрофічними.

Ремонтпридатність – пристосованість виробу до попередження, виявлення і усунення відмов і несправностей. Ремонтпридатність характеризується або середнім проміжком часу простою для профілактики, відшукування місця пошкодження і його усунення, або ймовірністю виконання технічного обслуговування і ремонту на протязі заданого часу. Високий ступінь ремонтпридатності досягається застосуванням в конструкціях елементів і вузлів, які легко замінюються.

Довговічність – властивість виробу зберігати роботоздатність до граничного стану з перервами, необхідними для технічного обслуговування і ремонту. Кількісним показником довговічності є *технічний ресурс* або *строк служби* – час від початку експлуатації виробу або його поновлення після ремонту до моменту його технічної непридатності внаслідок зношення і старіння. *Призначеним ресурсом* називається сумарний наробок виробу, у разі досягнення якого експлуатація має бути припинена незалежно від його стану. *Середній ресурс* – математичне очікування ресурсу, *гама-відсотковий ресурс* – наробок, впродовж якого не досягається критичний стан із заданою ймовірністю γ у відсотках (зазвичай $\gamma = 80...90\%$).

Збереженість – властивість виробу знаходитись у справному стані впродовж строку зберігання і під час транспортування. Властивість збереженості має важливе значення для виробів, що мають відносно малий коефіцієнт використання за часом.

1.4.2. Ймовірність, безвідмовність роботи, щільність розподілу та інтенсивність відмови

Основним показником надійності є ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$ в межах даного проміжку часу t або потрібного наробку. Якщо, наприклад, ймовірність безвідмовної роботи впродовж часу t становить $P(t) = 0,95$, то це означає, що в середньому на час t із ладу вийдуть 5 машин із 100.

Емпірично (на основі експериментальних даних або даних експлуатації) ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$ визначається як відношення кількості виробів N_c , що зберегли впродовж наробку t свою роботоздатність, до загальної кількості виробів N_o , що почали роботу:

$$P(t) = N_c / N_o. \quad (1.52)$$

Протилежним станом безвідмовної роботи є відмова, а її ймовірність $F(t)$ оцінюють відношенням кількості N_n несправних (тих, що вийшли з ладу) виробів до загальної кількості виробів N_o :

$$F(t) = N_n / N_o. \quad (1.53)$$

Графіки функцій $R(t)$ і $F(t)$ наведено на рис. 5.1а.

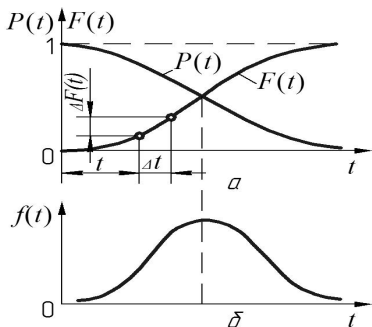


Рис. 5.1. Залежності показників надійності від часу:

a – ймовірностей $P(t)$ і $F(t)$; δ – щільності розподілу $f(t)$

З наведених формул виходить, що $R(t) + F(t) = 1$, тоді:

$$P(t) = 1 - F(t) = 1 - N_n / N_o. \quad (1.54)$$

Відношення ймовірності відмови в проміжку Δt до величини самого проміжку називається *щільністю розподілу* наробки об'єкта до відмови (щільність ймовірності відмов):

$$f(t) = dF(t) / dt = \Delta N_n / (N_o \Delta t), \quad (1.55)$$

де ΔN_n – кількість виробів, що вийшли з ладу за проміжок Δt .

Графік кривої $f(t)$ наведений на рис. 5.1б.

Щільність розподілу відмов у момент t :

$$f(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} [\Delta N_n / (N_o \Delta t)] = 1 / N_o \cdot dN_n / dt. \quad (1.56)$$

Функція ймовірності відмов $F(t)$ пов'язана зі щільністю ймовірності відмов:

$$F(t) = \int_0^t f(t) \cdot dt. \quad (1.57)$$

Із (5.6) виходить, що:

$$f(t) = F(t) / dt = -dP(t) / dt. \quad (1.58)$$

Інтенсивність відмов $\lambda(t)$ представляє собою відношення кількості відмов за одиницю часу до кількості N_c справних виробів у даний момент:

$$\lambda(t) \approx (1 / N_c) / (\Delta N_n / \Delta t). \quad (1.59)$$

Інтенсивність відмов у момент t :

$$\lambda(t) = (1 / N_c) / (dN_n / dt).$$

Враховуючи формули (5.4) і (5.7) одержимо:

$$\lambda(t) = f(t) / P(t). \quad (1.60)$$



ПРИКЛАД

В експлуатацію випущено партію машин $N_0 = 500$ з ресурсом 300 годин. Кількість машин, що вийшла з ладу після різного наробку, визначається таким чином:

Наробок (годин)	50	100	150	200	250	300
Кількість несправних машин	20	26	32	34	42	50

Оцінимо щільність ймовірності відмов та інтенсивність відмов за перший і останній періоди, а також ймовірність безвідмовної роботи.

За перший період із ладу вийшли 20 машин, тоді щільність ймовірності відмов та інтенсивність відмов для середини інтервалу (25 год) відповідно становлять:

$$f(25) = 20 / (500 - 50) \text{ 1/год,}$$

$$\lambda(25) = 20 / (490 - 50) \text{ 1/год.}$$

Середня кількість справних машин у цьому періоді:

$$N_c = 500 - 1/2(20 + 0) = 490.$$

В останній період середня кількість справних машин дорівнює $N_c = 500 - 1/2(50 + 42) = 454$. Кількість машин, що вийшли за цей період з ладу $\Delta N_n = 8$. Тоді:

$$f(275) = 8 / (500 - 50) = 0,32 \cdot 10^{-3} \text{ 1/год,}$$

$$\lambda(275) = 8 / (454 - 50) = 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ 1/год.}$$

Ймовірність безвідмовної роботи машин за ресурс:

$$P(300) = 1 - 50 / 500 = 0,9.$$

1.4.3. Основне рівняння надійності

Це рівняння пов'язує ймовірність безвідмовної роботи з інтенсивністю відмов.

Із формул (1.53)...(1.60) одержимо:

$$\lambda(t) = -(dP(t)/dt)(t / P(t)). \quad (1.61)$$

Інтегруючи рівність (1.61) від 0 до t , і якщо $t=0$ $P(0)=1$ (виріб справний), знайдемо:

$$P(t) = \exp\left(-\int_0^t \lambda(t) dt\right). \quad (1.62)$$

Рівняння (1.62), яке дозволяє визначити ймовірність безвідмовної роботи за протіканням інтенсивності відмов, є основним рівнянням теорії надійності.

Практика показує, що зміна інтенсивності відмов в часі для більшості машин і вузлів відповідає кривій, наведеній на рис. 1.7.

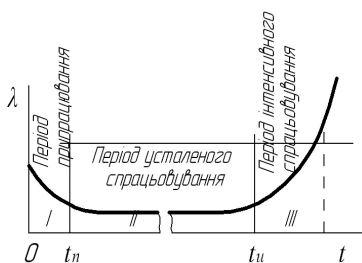


Рис. 1.7. Зміна інтенсивності відмов у часі

Період припрацювання I впродовж часу t_n характеризується підвищеним значенням інтенсивності відмов. У разі подальшої нормальної експлуатації (період II) за час від t_n до t_u інтенсивність відмов λ зменшується до мінімального і змінюється порівняно мало, відмови мають раптовий випадковий характер. У період III інтенсивність відмов знову різко зростає внаслідок зношення, накопичення

втомних пошкоджень, старіння та інших факторів.

Перед експлуатацією машин доцільно провести короткочасні випробування, відсіюючи дефекти і пов'язані з ними відмови в період припрацювання. З цієї причини недоцільно виконувати профілактичні заміни старих вузлів і деталей новими. Таку заміну необхідно виконувати тільки в періоді III. Ресурс виробу слід признавати на початку періоду III.

Якщо об'єкт складається із k послідовно з'єднаних елементів, то ймовірність безвідмовної роботи об'єкта дорівнює добутку ймовірностей безвідмовної роботи окремих його елементів:

$$P(t) = P_1(t) P_2(t) \dots P_k(t). \quad (1.63)$$

Із залежності (1.63) бачимо, що ймовірність безвідмовної роботи об'єкта завжди менша від найменшої ймовірності безвідмовної роботи елемента, тому треба прагнути не допускати використання в складному об'єкті ненадійних елементів.

За паралельного з'єднання елементів ймовірність безвідмовної роботи об'єкта визначається таким чином:

$$P(t) = 1 - [(1-P_1(t))(1-P_2(t))\dots(1-P_k(t))]. \quad (1.64)$$

1.4.4. Основні закони розподілу випадкових величин

Процеси, що визначають надійність виробу, мають випадковий характер. Кількісні показники цих процесів є випадковими величинами. Співвідношення, що встановлюють зв'язок між можливими значеннями випадкової величини і відповідними ймовірностями, називаються *законами розподілу*. Найбільш поширені із них: експоненціальний, нормальний, логарифмічний і закон Вейбулла-Гнеденко.

Під час виконання розрахунків надійності механічних систем на протязі основного робочого періоду використовується добре узгоджуваний із дослідними даними *експоненціальний закон* розподілу часу між відмовами, який характеризується сталою інтенсивністю відмов $\lambda(t) = \lambda_0$.

Ймовірність безвідмовної роботи відповідно до (1.62):

$$P(t) = e^{-\lambda_0 t}. \quad (1.65)$$

Зручність використання експоненціального закону пов'язана з необхідністю знання тільки одного параметра λ_0 . В табл. 1.3 наведені дослідні значення інтенсивності відмов найбільш поширених елементів передавальних механізмів.

Із таблиці бачимо, що найбільшу середню інтенсивність відмов мають електродвигуни і пасові передачі.

Більшість показників надійності одержані в лабораторних умовах, тому в розрахунок вводиться коефіцієнт інтенсивності відмов K_λ , який враховує реальні умови роботи: лабораторії і впорядковані приміщення $K_\lambda = 1$; стаціонарні пристрої $K_\lambda = 10$; об'єкти на автомобілях $K_\lambda = 25$; об'єкти залізничні $K_\lambda = 30$; об'єкти на літаках $K_\lambda = 120 \dots 150$.

Користуючись цими значеннями можна визначити ймовірність безвідмовної роботи як кожного елемента $P_i(t)$, так і робити порівняльні розрахунки надійності декількох варіантів об'єктів.

Таблиця 1.3

Інтенсивність відмов елементів механічних пристроїв

Найменування елементів	Інтенсивність відмов за 100 000 годин			
	середня	най-менша	найбільша	
Електродвигуни: - асинхронні	0,86	0,45	1,12	
- двигуни постійного струму	0,936	0,50	1,31	
Передачі зубчасті одноступінчасті	0,012	0,0012	0,02	
Черв'ячні редуктори	0,02	0,011	0,036	
Коробки передач	0,068	0,005	0,43	
Багатоступінчасті черв'ячні і зубчасті передачі	0,09	0,0093	0,179	
Диференціальні механізми	0,04	0,012	0,168	
Пасові передачі	0,38	0,0142	1,5	
Вали і осі	0,035	0,015	0,062	
Муфти	пружні	0,07	0,0027	0,135
	фрикційні запобіжні	0,03	0,007	0,034
	інших типів	0,04	0,005	0,11
	електромагнітні	0,06	0,0045	0,093

Ймовірність безвідмовної роботи системи n елементів за їх послідовного з'єднання відповідно до теореми множення ймовірностей дорівнює:

$$P(t) = P_1(t)P_2(t) \dots P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t). \quad (1.66)$$

Для експоненціального закону ця формула має вигляд:

$$P(t) = \prod_{i=1}^n \exp(-\lambda_{oi}t) = \exp(-\lambda_{\Sigma}t), \quad (1.67)$$

де $\lambda_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \lambda_{oi}$ – сумарна інтенсивність відмов всієї системи.



ПРИКЛАД

Визначити ймовірність безвідмовної роботи привода барабана, в якому послідовно з'єднані асинхронний електродвигун (1), пасова передача (2), двоступінчастий редуктор (3) і пружна муфта (4).

Із табл. 1.3 знаходять середні значення інтенсивності відмов кожного елемента за 10^5 годин: $\lambda_1 = 0,86$; $\lambda_2 = 0,38$; $\lambda_3 = 0,09$; $\lambda_4 = 0,07$. Сумарна інтенсивність відмов привода $\lambda_\Sigma = \Sigma \lambda_i = 1,4 \cdot 10^{-5}$ за 1 годину. З урахуванням реальних умов роботи приймається $K_\lambda = 10$. Тоді розрахункова інтенсивність відмов $\lambda'_\Sigma = \lambda_\Sigma K_\lambda = 1,4 \cdot 10^{-4}$ 1/год. Ймовірність безвідмовної роботи привода за 1500 годин дорівнює $R(1500) = \exp(-1500 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4}) = e^{-0,21} = 0,81$.

Таким чином, без відмов на протязі 1500 годин будуть працювати в середньому біля 81% приводів.

Якщо в машині або окремому вузлі паралельно працюють n елементів, то ймовірність безвідмовної роботи машини чи вузла:

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^n [1 - P_i(t)]. \quad (1.68)$$

Наприклад, в машині передбачені два незалежні приводи робочого органу, кожен із яких має ймовірність безвідмовної роботи $P_i(t) = 0,81$, то ймовірність безвідмовної роботи машини $P(t) = 1 - (1 - 0,81)(1 - 0,81) = 0,964$. Таким чином, ймовірність безвідмовної роботи підвищується, але конструкція машини ускладнюється, що повинне мати відповідне техніко-економічне обґрунтування.

Нормальний закон розподілу в теорії надійності застосовується для оцінювання і прогнозування відмов, викликаних зношенням деталей або втомним руйнуванням.

Закон розподілу ресурсу (наробки без ремонту об'єктів до відмови), наприклад, підшипників кочення добре описує універсальний двопараметровий закон Вейбулла–Гнєденко, для якого щільність розподілу:

$$f(t) = (b/a)(t/a)^{b-1} \exp[-(t/a)^b], \quad (1.69)$$

а функція ймовірності відмов (функція розподілу):

$$F(t) = 1 - \exp[-(t/a)^b], \quad (1.70)$$

де a і b – параметри розподілу.

Для об'єктів, які не ремонтують, користуються такими показниками: ймовірність безвідмовної роботи $P(t) = 1 - F(t)$, середній наробок T до відмови, гама-процентний ресурс t_γ .

Для визначення показників надійності треба мати статистичний матеріал про відмови під час експлуатації відповідного класу об'єктів або дані результатів їх нормованих випробувань.

1.4.5. Шляхи підвищення надійності і довговічності деталей

Досягти високої надійності деталей і машин можна тільки комплексом конструктивних, технологічних і організаційно-технічних заходів.

На етапі проектно-конструкторських робіт необхідно прагнути до створення найбільш простої конструкції з мінімальною кількістю елементів, надійність яких має бути достатньо високою. При цьому використовують всі розглянуті раніше методи підвищення міцності і жорсткості деталей і вузлів. Надійність машин значно підвищується у разі застосування стандартних виробів (редукторів, підшипників тощо), що виготовляються на спеціалізованих заводах із високим рівнем виробництва.

У конструкції машини має бути закладене дублювання (резервування) пристроїв, у роботі яких найчастіше трапляються відмови. Необхідно також передбачати автоматичний захист від перевантажень за допомогою запобіжних і граничних пристроїв, а також прагнути до створення машини у вигляді агрегату, який саморегулюється і самонастроюється на оптимальний режим роботи.

У конструкції машини мають бути закладені умови правильної її експлуатації. Необхідно звести до мінімуму вплив суб'єктивного фактора в управлінні і обслуговуванні машини некваліфікованим персоналом.

Неодмінними умовами випуску високоякісної машини є використання прогресивних технологій виготовлення, підвищення культури виробництва, суворе дотримання технологічного режиму і ретельний контроль виробів на всіх стадіях виготовлення.

Довговічність машини значно залежить від умов і технічного рівня експлуатації. Низький рівень обслуговування призводить до скорочення строку служби машини.

Однак вирішальне значення для довговічності машини має раціональність її конструкції. Кожен вузол і кожна деталь мають свою довговічність. Конструктивні і технологічні заходи, що направлені на збільшення довговічності деталей і вузлів шляхом підвищення міцності, жорсткості і зносостійкості були розглянуті в попередніх розділах.

Заходи з підвищення довговічності здорожують конструкцію. Необхідність використання якісних матеріалів, впровадження нових технологічних процесів і додаткового обладнання вимагає збільшення капіталовкладень. Але ці затрати, зазвичай, оправдову-

ються. Вартість виготовлення деталей, які визначають довговічність і надійність машини, звичайно невелика порівняно з вартістю виготовлення машини, а вартість самої машини невелика порівняно із загальною сумою експлуатаційних витрат.

Слід зазначити, що надмірне підвищення довговічності, як і недостатня довговічність економічно не вигідні. Довговічність машини не має перевищувати строку морального зношення, тобто стану, коли машина, зберігаючи фізичну роботоzдатність, за своїми кількісними чи якісними показниками перестає задовольняти споживача через підвищення вимог чи появи більш сучасних машин.

Попередження морального зношення досягається двома шляхами. Перший – в конструкцію машини закладаються резерви розвитку за потужністю, продуктивністю, діапазоном операцій, що виконуються. Це дозволяє в подальшому модернізувати машину відповідно до нових вимог. Другий – підвищення інтенсивності використання машини в експлуатації, тобто прагнення відпрацювати ресурс довговічності за короткий строк служби. Найбільш оптимальний строк – 3...4 роки.

Таким чином, основними шляхами підвищення надійності деталей і машин є:

1. Обґрунтований вибір матеріалів деталей та широке використання методів зміцнення їх.

2. Створення структурних схем машин з мінімальною кількістю складових елементів за високої надійності кожного елемента.

3. Широке застосування уніфікованих і стандартизованих елементів.

4. Оснащення конструкції контрольними та сигнальними пристроями, що запобігають виникненню аварійних ситуацій.

6. Розробка системи технічних оглядів та обслуговування конструкцій.

7. Використання резервування – введення у конструкцію додаткових елементів, що не є вкрай потрібними, але дублюють роботу найважливіших робочих елементів машини.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке надійність виробу? Якими параметрами прийнято оцінювати надійність машини?
2. Що таке відмова?
3. Що є кількісним показником довговічності?

4. Як визначається ймовірність безвідмовної роботи?
5. Як змінюється інтенсивність відмов деталей і машин у часі?
6. Запишіть і проаналізуйте основне рівняння надійності.
7. Перелічіть основні закони розподілу випадкових величин.
8. Перелічіть основні шляхи підвищення надійності деталей і машин.

шин.

1.5. Матеріали деталей машин

1.5.1. Основні вимоги до матеріалів деталей

Вибір матеріалу пов'язаний із численними факторами і є складною задачею, яку конструктор має вирішувати разом із матеріалознавцем, технологом і економістом.

Розглянемо основні властивості і показники, що враховуються під час вибору матеріалу деталі.

Механічні характеристики, які дозволяють оцінити здатність матеріалу в конструкції опиратись зовнішньому впливу:

- *міцність*, оцінюється *границею міцності* σ_b – максимальним напруженням, яке витримує зразок;

- *пружність*, основними характеристиками якої є *модуль пружності* E і *коефіцієнт Пуассона* μ ;

- *пластичність* характеризується *границею текучості* σ_T , *відносним видовженням* δ і *відносним звуженням* ψ у разі розтягу, *ударною в'язкістю* a ;

- *енергоємність* – здатність створювати запас пружної енергії;

- *витривалість*, оцінюється *границею витривалості* σ_R (τ_R);

- *твердість* – здатність матеріалу опиратися заглибленню в нього індентора: сталевій кульки (за Брінеллем) – позначається HB; алмазного конуса (за Роквеллом) – HRC (HRA, HRB); алмазної піраміди (за Віккерсом) – HV; твердість є непрямою характеристикою міцності матеріалу в умовах контактної взаємодії, багато механічних характеристик можуть бути обчислені через твердість;

- *зносоустійкість* характеризує здатність матеріалу опиратися зношуванню;

- *коефіцієнт тертя* оцінює здатність одного матеріалу проковзувати по іншому;

- *теплостійкість, теплопровідність, коефіцієнти теплового розширення* характеризують здатність матеріалу працювати за підвищеної температури.

Технологічні властивості матеріалів: *можливість зварювання, паяння, зміцнення, оброблюваність тиском і різанням, ливарні властивості.*

Основні машинобудівні матеріали: *метали: сталі – залізовуглецеві сплави зі вмістом вуглецю до 2%; чавуни – залізовуглецеві сплави зі вмістом вуглецю понад 2%; сплави кольорових металів; неметалічні матеріали (пластмаси, дерево, гума, шкіра, графіт тощо).*

1.5.2. Метали

Сталі

Для виготовлення деталей машин найчастіше застосовуються *вуглецеві і леговані конструкційні сталі*. Порівняно з іншими матеріалами вони мають вищу міцність, пластичність, здатність добре оброблятися тиском і різанням, сприймати термічну чи хіміко-термічну обробки.

Вуглецеві конструкційні сталі діляться на дві категорії: сталь вуглецеву звичайної якості (ДСТУ 2651-94) і сталь вуглецеву якісну (ГОСТ 1050-88).

Сталь вуглецева звичайної якості ділиться на групу А, що постачається за механічними властивостями для незміцнених деталей, і групу Б, що постачається за механічними властивостями з додатковими вимогами до хімічного складу. Ці сталі позначаються буквами *Ст* із номерами в порядку зростання вмісту вуглецю і підвищення міцності : *Ст0, Ст1, Ст2, Ст3, Ст4, Ст5, Ст6*. Застосовуються для виготовлення необроблених термічно деталей, прокату, різбових деталей, корпусів тощо.

Сталь вуглецева якісна теж ділиться на дві групи: І – з нормальним вмістом марганцю і ІІ – з підвищеним вмістом марганцю. Позначається двозначними числами, що вказують середній вміст вуглецю в сотих долях відсотка: наприклад *сталь 10, сталь 20, сталь 45* тощо. Сталь із підвищеним вмістом марганцю має кращі показники міцності і стійкості проти спрацювання, меншу в'язкість, в її позначенні додається буква Г: *сталь 20Г, сталь 40Г* тощо. Якісні сталі застосовують в термообробленому стані під час виготовлення валів і осей, зубчастих коліс і інших деталей.

Леговані конструкційні сталі дорожчі від вуглецевих, але мають кращі механічні, корозійні й інші властивості, що утворю-

ються додаванням легувальних присадок, основною із них є хром. За способом виробництва діляться на якісні і високоякісні. В позначенні легованих сталей перше двозначне число вказує вміст вуглецю в сотих долях відсотка, літери позначають присадки (Х – хром; В – вольфрам; Г – марганець; Д – мідь; М – молібден; Н – нікель; Р – бор; С – кремній; Т – титан; Ф – ванадій; Ю – алюміній), цифри, що стоять біля літер – вміст цього елемента у відсотках (якщо він менший або близький до одного відсотка, то цифру не ставлять). Приклади позначення: *сталь 40ХН*, *сталь 20ХН2М*. Високоякісні сталі додатково в кінці позначають літерою А: *сталь 12ХН3А*. Леговані сталі застосовуються для виготовлення відповідальних деталей машин: зубчастих коліс, валів тощо.

Для виготовлення деталей складної форми використовують *відливки* із вуглецевих і легованих сталей. Вони мають гіршу структуру і нижчі механічні характеристики, ніж сталеві деталі, оброблені тиском. У кінці позначення цих матеріалів ставлять літеру Л: *сталь 45Л*, *сталь 30ХГЛ*.

Конструкційну сталь постачають у такому вигляді: кругла діаметром 5...250 мм; квадратна зі стороною квадрата 5...200 мм; шестигранна розміром 8...100 мм; кутова рівнобока з розміром сторони 20...250 мм; кутова нерівнобока з розмірами сторін від 20 до 250 мм; двотаврова балка з висотою перерізу 100...700 мм; швелер з висотою перерізу 50...400 мм; листовая сталь; стрічка; фасонний прокат; труба тощо.

Чавуни

Чавуни порівняно зі сталями мають хороші ливарні і невисокі пластичні властивості. Залежно від структури вони діляться на білі, ковкі і сірі.

Білий чавун містить вуглець у зв'язаному стані, гартується під час лиття, характеризується високою твердістю, важко обробляється різанням, має високі показники зносостійкості, жаростійкості і опору корозії. Використовується у разі виготовлення деталей, що працюють на зношування (гальмівні колодки, робочі органи млинів, дробарок тощо) або зазнають дії високої температури чи хімічно агресивного середовища (колосники).

Вилівки із відбіленого чавуну мають у поверхневому шарі структуру і властивості білого чавуну, а у серцевині – структуру і властивості сірого чавуну (прокатні валки, гідроциліндри тощо).

Ковкий чавун одержують відпалюванням білого чавуну, використовують для деталей, що за своєю формою потребують литої заготовки, але під час роботи допускають невеликі ударні наванта-

ження. Назва «ковкий чавун» умовна, бо через низьку пластичність він не обробляється тиском, а заготівки з нього одержують виливанням. Має високу міцність і високий модуль пружності. Позначається буквами *КЧ* і двома числами: перше двозначне число помножене на 10 відповідає границі міцності у разі розтягу в МПа, а друге – відносному видовженню у процентах. Найбільш поширені такі марки ковкого чавуну: *КЧ 30-6; КЧ 33-8; КЧ 35-10* і ін.

Сірий чавун є основним ливарним машинобудівним матеріалом. Вуглець у ньому знаходиться у вільному стані у вигляді пластинчастого графіту. Він має хороші ливарні властивості, середню міцність, задовільну зносостійкість, добре обробляється різанням. Використовується для виготовлення деталей складної конфігурації за відсутності жорстких вимог до габаритів і маси.

Сірий чавун позначається літерами *СЧ* і двозначним числом, що помножене на 10 відповідає границі міцності у разі розтягу в МПа: *СЧ 10; СЧ 15; СЧ 20;(СЧ 21);(СЧ 24); СЧ 25; СЧ 30; СЧ 35*. Найбільш поширеними є чавуни *СЧ 15* і *СЧ 20*.

За підвищених вимог до міцності застосовують *високоміцні чавуни*, які в розплавленому стані обробляють присадками магнію і церію, що надає графіту кулясту форму і, тим самим, значно зменшує внутрішню концентрацію напружень. Границя витривалості цих чавунів набагато вища від границі витривалості сірих чавунів і наближується до границі витривалості сталі. Це дозволяє їм успішно замінити навіть сталеві виливки і поковки; прикладом є колінчасті вали двигунів багатьох сучасних тракторів і автомобілів.

Позначаються літерами *ВЧ* з таким же числовим супроводженням, як і сірі чавуни: *ВЧ 35; ВЧ 50; ВЧ 80* і ін.

Антифрикційний чавун використовують для виготовлення вузлів тертя (вкладиші підшипників ковзання). Має достатньо високу зносостійкість і теплостійкість. Позначається трьома літерами: дві перші *АЧ* – антифрикційний чавун; третя: *С* – сірий; *В* – високоміцний; *К* – ковкий чавуни; число, що їх супроводжує, позначає порядковий номер марки: *АЧС-1, АЧС-2, АЧВ-1, АЧВ-2, АЧК-1, АЧК-2*.

Сплави кольорових металів

Найбільш поширеними є сплави, основним компонентом яких є мідь: бронзи і латуні.

Бронзи – сплави міді з оловом, свинцем, алюмінієм, залізом і іншими металами, крім цинку. Мають високі антифрикційні і антикорозійні властивості. Використовуються під час виготовлення підшипників ковзання, черв'ячних коліс, деталей водяної, парової і мастильної арматури тощо.

Позначаються літерами *Br* і умовними позначеннями основних компонентів, крім міді (*A* – алюміній, *B* – берилій, *Ж* – залізо, *K* – кремній, *Мц* – марганець, *H* – нікель, *O* – олово, *C* – свинець, *Ц* – цинк, *Ф* – фосфор), і цифрами, що відповідають середньому вмісту відповідного компонента у відсотках. Наприклад, *BrO10Ф1* – бронза зі вмістом олова (*O*) 10% і фосфору (*Ф*) 1%, решта – мідь.

За вмістом основного легуючого елемента бронзи діляться на олов'яні і безолов'яні (свинцеві, алюмінієві тощо).

Олов'яні бронзи краще за інші працюють з незагартованими поверхнями спряжених деталей, але мають високу вартість.

Безолов'яні бронзи використовуються у вузлах тертя за спряження з деталями, що мають гладкі і точно оброблені загартовані поверхні.

Латуні характеризуються доброю корозійною стійкістю, електропровідністю і оброблюваністю. Використовують для виготовлення дроту, труб, гільз, арматури, сепараторів підшипників кочення, іноді зубчастих і черв'ячних коліс.

Діляться на *подвійні* (сплав міді з цинком) і *складні*, що додатково містять інші компоненти. Частіше використовують складні латуні.

Позначаються літерою *L*, умовними позначеннями компонентів (як для бронз) і числом, що вказує середній вміст у відсотках міді та інших компонентів. Наприклад, *L58Мц2С2* – латунь зі вмістом міді 58%, марганцю (*Мц*) 2% і свинцю (*С*) 2%. У марках подвійних латуней вказують тільки одну цифру, що відповідає вмісту міді, наприклад *L59*.

Легкі сплави – сплави на основі алюмінію, магнію або титану з добавками інших компонентів. Мають малу густину (до $3,5 \cdot 10^3$ кг/м³) і порівняну зі сталлю питому (на одиницю маси) міцність. Широко використовують в тих галузях, де маса машини має значний вплив на показники її роботи (авіакосмічна, транспортна тощо). Використання точних виливок із легких сплавів дозволяє одержувати заготовки деталей, які вимагають мінімальної механічної обробки, що значно зменшує трудомісткість їх виготовлення.

Основними ливарними алюмінієвими сплавами є *силуміни* – сплави з кремнієм із додаванням інших компонентів. Мають високі ливарні властивості і добре обробляються різанням. Використовуються для виготовлення складних корпусних деталей.

Алюмінієві сплави, що деформуються, порівняно з ливарними містять меншу кількість компонентів і мають кращі пластичні властивості. Основне застосування мають *дуралюміни* – сплави алюмінію з міддю і магнієм. Використовуються для виготовлення об-

робкою тиском і різанням корпусів, трубопроводів, заклепок, сепараторів підшипників та інших деталей.

Магнієві сплави мають малу густину (до $1,8 \cdot 10^3$ кг/м³) і гарні ливарні властивості. Використовуються для виготовлення корпусних деталей.

Титанові сплави мають високі показники міцності, порівняно малу густину, значну корозійну стійкість і жароміцність. Використовуються для виготовлення деталей авіакосмічної техніки, суднобудування, хімічної і харчової промисловості.

1.5.3. Неметалеві матеріали

Пластмаси. Це матеріали на основі високомолекулярних органічних з'єднань (смола), з додаванням наповнювача у вигляді волокон (текстильних, скляних, азбестових), тканини, паперу, муки (деревинної, мінеральної) і невеликих додатків – пластифікаторів, змащувальних матеріалів, барвників.

Пластмаси є перспективним конструкційним матеріалом і темпи їх впровадження в сучасне виробництво стрімко зростають. Це викликано такими властивостями пластмас: майже необмежені сировинні ресурси, можливість виготовлення деталей високопродуктивними методами без зняття стружки зі значно меншою трудомісткістю, ніж у разі виготовлення деталей із металів, добрі тепло- і електроізоляційні властивості, мала густина, висока хімічна стійкість, антифрикційні і фрикційні властивості, красивий зовнішній вигляд.

За природою сполучника (смоли) пластмаси розділяються на:

а) *терморективні*, які в процесі виготовлення під впливом високої температури набувають нових властивостей і є неплавкими, а тому не допускають повторного формування;

б) *термопластичні*, що розм'якшуються за високої температури і допускають повторне формування.

Недоліками пластмас є порівняно низькі міцність і теплостійкість, здатність до старіння і холодної повзучості.

Із пластмас виготовляють корпусні деталі, зубчасті колеса, диски і лопаті, що швидко обертаються, вкладиші підшипників ковзання, деталі гальм і фрикційних муфт, тіла кочення фрикційних передач, паси, троси, канати, деталі електроізоляції і хімічних апаратів, пристроїв ущільнення, труби і багато інших деталей. Останнім часом розширюється виробництво деталей із металів покритих тонким шаром пластмаси (металопластики) для захисту від корозії,

забезпечення антифрикційних властивостей, електроізоляції і демпфування.

Термореактивні шаруваті пластмаси

Текстоліт – шаруватий матеріал із наповнювачем із бавовняної тканини, випускається у вигляді листів, плит, труб тощо. Має високу міцність і зносостійкість, а також електроізолявальні властивості.

Гетинакс – шаруватий матеріал із наповнювачем у вигляді листів паперу. За своїми механічними властивостями поступається текстоліту, але його виробництво значно дешевше.

Азботекстоліт – шаруватий матеріал із наповнювачем із азбестової тканини, випускається у вигляді листів і дисків для гальм і фрикційних муфт, має підвищену теплостійкість.

Склопластики – просочені смолою скляні волокна або тканини з подальшим пресуванням, мають високу міцність, теплостійкість, електроізоляційні властивості.

Термореактивні композитні пластмаси: феноласти (основа фенолформальдегідна смола з наповнювачем – деревинною або кварцовою мукою; **текстолітовий дрібняк** (наповнювач – обрізки тканини); **волокніт** (наповнювач – рослинні волокна). Композитні пластмаси використовують здебільшого як пресовані матеріали.

Термопластичні пластмаси

Органічне скло (плексиглас) – прозора пластмаса, випускається, зазвичай, у вигляді листів.

Поліетилен одержують в результаті полімеризації ацетилену. Поліетилени випускаються: високого тиску (низької густини), середнього, низького тиску і високомолекулярний (всі високої густини).

Поліпропілен має значну міцність, твердість, жорсткість і ударну в'язкість.

Вініпласт (ПВХ) – поліхлорвінілова смола, має високу хімічну стійкість і хороші електроізоляційні властивості.

Фторопласти – полімери етилену, в молекулі яких атоми водню повністю або частково замінені атомами фтору. Основне використання має фторопласт-4 (тефлон), який має виняткову хімічну стійкість, високі діелектричні властивості, підвищену тепло- і холодостійкість, малий коефіцієнт тертя спокою і можливість роботи без змащування.

Поліаміди (капрон, капролон, нейлон, фенілон тощо) мають високу міцність і зносостійкість, хімічну стійкість, низький коефіцієнт тертя, здатність зварюватися і надійно скріплюватися із металом.

Спечені матеріали (металокераміка) одержують пресуванням сумішей металевих і неметалевих порошків з послідовним спікан-

ням. За механічними показниками наближаються до металів, але дешевші і легші, мають унікальні властивості: пористість, високі антифрикційні або фрикційні властивості, дозволяють деталі складної конфігурації виготовляти з мінімальними втратами металу.

Гума – матеріал на основі натурального чи синтетичного каучуку. Допускає великі пружні деформації, задовільно гасить коливання, має достатню зносостійкість і діелектричні властивості. Випускається у великому діапазоні твердості. Тверда гума, що містить до 60% сірки, називається ебонітом, використовується переважно в електротехнічній галузі.

Графіт має добру електро- і теплопровідність, високу теплостійкість, малий коефіцієнт тертя.

Розвиток сучасної науки дозволяє розробляти і впроваджувати у виробництво нові матеріали з поліпшеними характеристиками.

1.5.4. Термічна і хіміко-термічна обробки матеріалів

Термічна обробка – це сукупність операцій нагрівання, витримки і охолодження металевих сплавів (заготовки для деталей чи готових деталей) з метою зміни їх структури і створення в них необхідних властивостей – міцності, твердості, зносостійкості, оброблюваності, а також зміни в них напруженого стану, викликаного попередніми технологічними операціями. Термообробка використовується не тільки для сталі і чавуну, а й для багатьох сплавів кольорових металів.

Використовуючи порівняно прості та дешеві метали і сплави, технологія сучасного машинобудування за допомогою термічної обробки дозволяє одержати деталі з високими механічними властивостями.

Механічні властивості (перш за все, міцність) всіх сталей у термічно необробленому стані є приблизно однакові. Впливати на міцність вибраної марки сталі можна через термообробку, яка суттєво змінює твердість матеріалу, а, отже, і його міцність.

Орієнтовно границя міцності для сталей виражається через твердість *НВ* залежністю:

$$\sigma_a \approx (3,2 \dots 3,5) \text{НВ}, \text{ МПа},$$

де більше значення коефіцієнта відноситься до легованих сталей.

Основними операціями термічної обробки є: відпалювання, гартування, відпускання, нормалізація, поліпшення.

Повне *відпалювання* сталі (відпалювання з фазовою перекристалізацією) полягає в нагріванні великозернистих поковок чи відливок на 30...50°C вище лінії GS (рис. 1.8) з послідовним повільним охолодженням разом із пічкою з метою подрібнення зерна і одержання необхідних механічних властивостей. Повне відпалювання є нормальним для доєвтектоїдних сталей (з вмістом вуглецю до 0,8%). Для сталей з вмістом вуглецю більшим 0,8% повне відпалювання не рекомендується, оскільки призводить до одержання структури перліту з суцільною сіткою цементиту на межах зерен перліту, що суттєво підвищує крихкість сталі.

Великі відливи високолегованих сталей (хромонікелевих, марганцевистих та ін.) і литі фасонні деталі мають неоднорідний хімічний склад. Ця неоднорідність усувається тривалим (8...15 годин) високотемпературним (від 1000 до 1100°C) дифузійним відпалюванням. Таке відпалювання (тільки, якщо температура 950...1000°C) з тривалою витримкою застосовується і для відливок автоматних сталей (A12, A20, A30, A40, тобто сталей з підвищеним вмістом сірки (0,08...0,2%), щоб шляхом видалення сульфідів із меж зерен усунути червоноламкість. З таких легко оброблюваних сталей на верстатах-автоматах виготовляються невідповідальні кріпильні вироби (болти, гайки, гвинти та ін.).

Низьке відпалювання – нагрівання сталі до температури 680...700° С. Низьке відпалювання (рекристалізація) знищує всі наслідки кування (наклепу), тобто повертає металу будову і властивості, які він мав до кування.

Іноді рекристалізаційне відпалювання сталі замінюється низькотемпературним відпалюванням (відпусканням) за температури 300...400° С. Наприклад, навиті в холодному стані пружини клапанів піддаються такому відпалюванню за температур 320...350° С для зняття залишкових напружень і уникнення зміни розмірів пружини в роботі.

Нормалізація – нагрівання сталі на 30°...50° С вище лінії GS (рис. 1.8) з витримкою за цієї температури і наступного охолодження не разом з пічкою, як у разі відпалювання, а на спокійному повітрі. Це дає таку саму структуру, як і нормальне відпалювання, але більш дрібнозернисту, отже, з дещо підвищеною міцністю. Нормалізація застосовується для усунення внутрішніх напружень і наклепу, підвищення механічних властивостей сталі, а також для підготовки структури перед остаточною термічною обробкою, холодним штампуванням або перед механічною обробкою.

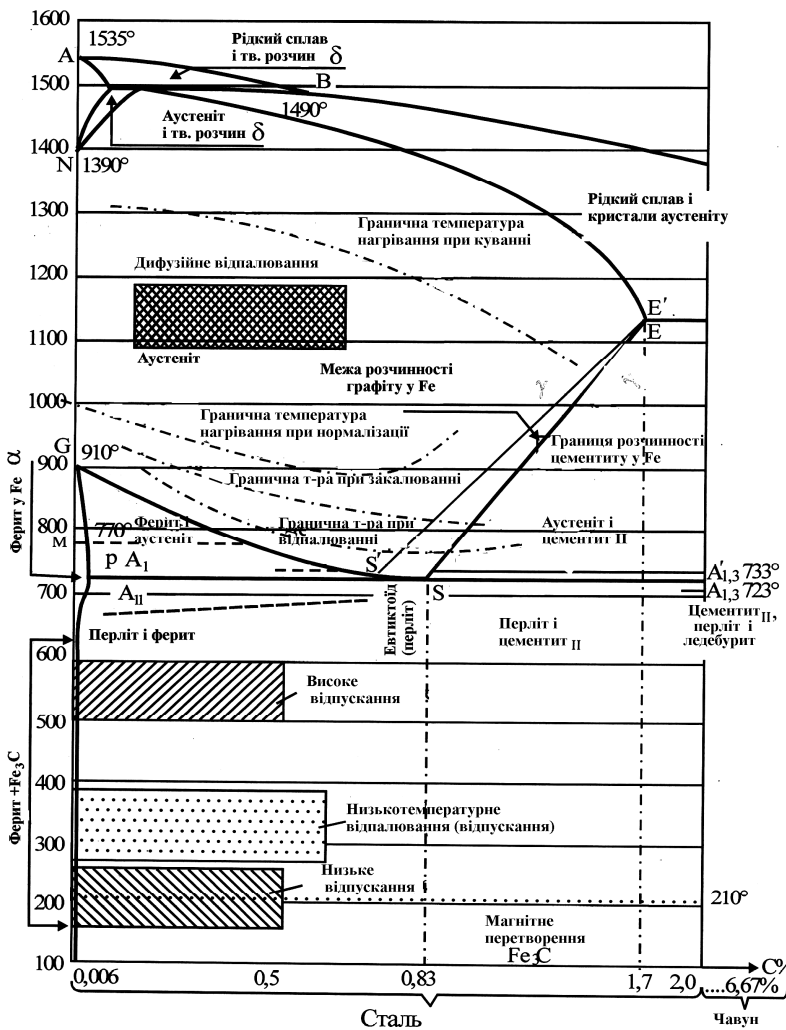


Рис. 1.8. Діаграма «залізо – вуглець»

Для поліпшення оброблюваності сталі на верстатах за нормалізації температуру доводять до 950...980° С.

Нормалізації піддаються відливки і поковки. В сучасному машинобудуванні нормалізація поширена більше, ніж відпалювання, оскільки є більш продуктивною операцією.

Гартування (повне гартування) – нагрівання сталі на 30...50° C вище лінії GS (рис. 1.8) з послідовним швидким охолодженням (з різною швидкістю в різних охолоджувальних середовищах – вода, масло, соляні розчини тощо) з метою підвищення міцності і твердості. Повне гартування є нормальним тільки для доєвтектоїдних сталей ($C < 0,8\%$).

Гартування може бути об'ємним (нагрівання деталі в печі) і поверхневим (високочастотне нагрівання) – гартування СВЧ (нагрівання струмами високої частоти).

Високочастотне нагрівання базується на тому, що індуктор, який охоплює деталь, що нагрівається, створює змінне електромагнітне поле, яке збуджує в поверхневих шарах сталі вихрові струми (струми Фуко), що викликають інтенсивне нагрівання деталі. Характерною особливістю високочастотного гартування є створення залишкових напружень стиску на поверхні, які в перехідному шарі у міру віддалення від поверхні переходять в напруження розтягу. Для зменшення залишкових деформацій в загартованому шарі застосовується низьке відпускання при температурі 150...200°С.

Відпускання – будь-яке наступне нагрівання загартованої сталі до температури не вище лінії $ASK(723^{\circ}C)$ (рис. 1.8).

Низьке відпускання – відпускання за температури 150...180° C, що не змінює твердості, помітно зменшує внутрішні залишкові напруження. Низьке відпускання застосовується для ріжучого і вимірювального інструмента та в інших випадках, коли вимагаються високі твердість і зносостійкість.

Середнє відпускання за 350...500° C застосовується головним чином для виробництва пружин і ресор. Його мета – створити достатні границі міцності, пружності, витривалості і покращити опір сталі дії ударних навантажень за підвищеної твердості.

Високе відпускання виконується орієнтовно за температури 500...650° C. Основне його призначення – одержати найбільшу в'язкість за достатньої твердості, міцності і пружності сталі. Призначається воно для деталей, які зазнають дії високих напружень, особливо у разі ударного навантаження (шатуни, осі автомобілів, шатунні болти тощо).

Температурний режим такого відпускання забезпечує однорідність структури, пластинки цементиту і фериту в перліті є дуже малими, їх не можна розпізнати навіть під оптичним мікроскопом за збільшення в 2500 разів (вдається це зробити тільки за збільшен-

ня в 15000 разів). Така структура називається сорбітом гартування (за прізвиськом англійського дослідника *N. Sorby*), її приблизна твердість $HB \approx 320$.

Поліщенням називається гартування сталі з наступним високотемпературним відпусканням.

Хіміко-термічна обробка – це процес зміни хімічного складу, структури і властивостей поверхневих шарів сталейних деталей.

До операцій хіміко-термічної обробки належать: цементація, азотування і ціанування.

Цементація полягає в насиченні поверхні вуглецем, може застосовуватись для маловуглецевих і легованих сталей із низьким вмістом вуглецю (0,1...0,25%) з метою одержання після гартування і низького відпускання високої твердості і зносостійкості поверхні деталі за достатньо в'язкої серцевини. Цементацію виконують шляхом нагрівання сталейних деталей за температури 880...920° С в газовому, рідкому чи твердому середовищі, що містить вуглець (карбюраторі).

Газова цементація виконується в атмосфері, що вміщує метан (CH_4) і окис вуглецю (CO). Застосовується пропан C_3H_8 і бутан C_4H_{10} – продукти крекінгу нафти. На першій стадії в цементувальному газі утворюються активні атоми вуглецю, які насичують сталь – аустеніт $CH_4 \rightarrow C + 2H_2$; $2CO \rightarrow C + CO_2$.

Рідка цементація виконується в розплавлених солях, що містять SiC , або в низькоціаністичних ваннах, що містять $NaCN$ за температури 820...850°С. Тривалість процесу становить 0,5...2 години. Рідка цементація застосовується під час обробки дрібних деталей, у яких глибина цементованого шару не має перевищувати 0,5...0,6 мм.

Тверда цементація – старий спосіб, за якого деталі пакуються в металічні ящики (карбюратори) з порошком деревного вугілля (березового) і добавками барію ($BaCO_3$) або натрію (Na_2CO_3). Температура процесу – 930...950° С, тривалість витримки – 8...10 год залежно від необхідної товщини цементованого шару.

Під час цементації сталі в будь-якому середовищі активні атоми вуглецю поглинаються (проникають в кристалічні ґрати) поверхнею сталі. Підвищення температури збільшує коливання атомів і прискорює процес дифузії – проникнення їх вглиб деталі.

Цементація завжди супроводжується наступним гартуванням і низьким відпусканням, після цього поверхні сталейних деталей набувають високої твердості і зносостійкості, серцевина залишається в'язкою внаслідок низького вмісту в ній вуглецю.

Азотування – це насичення поверхневого шару сталейних виробів азотом. Процес здійснюється в потоці аміаку за температури

480...650°C (низькотемпературне азотування). Азотування застосовують для створення дуже твердого, зносостійкого тонкого шару, який добре чинить опір дії корозії.

Суть процесу азотування полягає в розкладанні аміаку на азот і водень ($2NH_3 \rightarrow 2N + 3H_2$), при цьому активні атоми азоту (в момент виділення) на поверхні деталі проникають в ґрати α – заліза і дифундують у розміщені нижче шари.

Для азотування частіше використовують леговані сталі, що містять (0,35...0,42%) *C*, (1,3...1,65%) *Cr*, (0,15...0,25%) *Mo*, (0,7...1,1%) *Al*, наприклад, сталь марки 38ХМЮА. У легованих сталях під час азотування утворюються нітриди алюмінію, титану, ванадію, хлору і молібдену, які надають азотованому шару дуже високу твердість.

Молібден, крім того, усуває крихкість відпускання, яка може виникнути в сталі внаслідок її тривалого нагрівання під час азотування (приблизно до 500°C). У зв'язку із високою вартістю молібдену сталь 38ХМЮА можна замінити сталлю 38ХЮ. Однак ці сталі мають порівняно низьку прогартованість, схильні до знеуглецювання під час нагрівання і після шліфування і хонінгування азотованої поверхні нерідко трапляється викришування шару («шершавість», «сколення») на глибину до 0,05 мм.

Починаючи з 70-х років минулого сторіччя, для азотування використовують конструкційні сталі, які не містять алюмінію – 40Х, 40ХФ, 18ХГТ, 30ХГТ, 40ХНМА, 20ХЗВА, 20ХЗМВФ, 25Х2Н2МФ, 30ХЗМФ, 18Х2Н4ВА, 38ХНЗМА та ін. Ці сталі більш технологічні, багато з них мають вищі механічні показники порівняно зі сталлю 38Х2МЮА, але нижчу твердість азотованого шару ($H = 650...750HV$). Азотований шар на цих сталях некрихкий і має високу зносостійкість.

Добрі результати дає азотування нержавіючої сталі – сталі зі значним вмістом хрому (12...18%). Конструкційні хромисті сталі 1Х13, 2Х13 – низьковуглецеві, із них виготовляють турбінні лопаті, деталі холодильного обладнання. Інструментальні хромисті нержавіючі сталі 3Х13, 4Х13 використовують для виготовлення ножів, хірургічного інструменту тощо.

Перед азотуванням деталі звичайно піддають гартуванню (температура 900...950°C) і відпусканню (550...650°C). Це робиться для того, щоб тонкий і крихкий шар, одержаний під час азотування, опирався на міцну і однорідну прокладку (серцевину деталі) і не продавлявся у разі дії контактного навантаження. Особливо важливо це для важконавантажених зубчастих коліс.

Після остаточної механічної обробки загартовані і відпущені деталі азотують впродовж 12...50 год і більше, що залежить від необхідної товщини азотованого шару і характеру процесу: для оде-

ржання азотованого шару глибиною 0,25...0,3 мм за температури 500...520° С необхідно близько 24 год, а для шару глибиною 0,4 мм – близько 48 годин.

Після азотування висока твердість одержується зразу і наступна термічна обробка (гартування) не потрібна, що є перевагою цього процесу. Крім того, азотування, на відміну від цементації, не дає значного короблення деталі і тому, зазвичай, немає необхідності в подальшому шліфуванні.

Азотування зубчастих коліс часто застосовують тоді, коли на підприємстві немає зубошліфувальних верстатів, як, наприклад, на Київському редуторному заводі.

Азотування дає вищу твердість і зносостійкість порівняно з цементацією з подальшим гартуванням і ці параметри не змінюються після нагрівання до 500° С, тоді як у цементованих деталях твердість починає знижуватись за відпускання температури вище 200° С. Механічні властивості серцевини у азотованих деталях також вищі, ніж у цементованих. Азотовані деталі добре опираються дії змінних напружень і мають високу границю витривалості, стійкі проти корозії на повітрі і в прісній воді.

Недоліки процесу азотування:

- надмірна тривалість процесу (до 50 год і більше);
- необхідність використання особливих легованих сталей, вартість яких в двічі-тричі перевищує вартість низьколегованих і вуглецевих сталей.

Все це зменшує можливості широкого використання процесу азотування в машинобудуванні і обмежується лише тими випадками, де необхідна особлива якість деталей, наприклад, під час виробництва дизельної апаратури, гільз, циліндрів, колінчастих валів, вимірювального інструменту, зубчастих коліс, а також в важкому верстатобудуванні для одержання масивних деталей із високою поверхневою твердістю і зносостійкістю (наприклад, шпинделі).

Ціанування – це процес насичення сталевих деталей одночасно вуглецем і азотом на глибину до 0,2 мм, в деяких випадках – до 2 мм.

Ціанування виконують шляхом нагрівання і витримки сталевих деталей, занурених в ціанізатори (розплавлені ціаністи солі – рідке ціанування або в атмосфері цементувального газу з додаванням аміаку, в такому випадку процес називають газовим ціануванням або *нітроцементацією*).

Рідке ціанування виконують шляхом нагрівання деталі впродовж 10...60 хвилин у ціаністій ванні із суміші розплавлених солей (наприклад, 30% NaCN і 70% суміші NaCO₃ і NaCl) за температури 820...850° С, при цьому атомарний вуглець і азот, що виділяються

під час високотемпературного розкладання солей, проникають в грати γ – заліза. Після ціанування виконують гартування і низьке відпускання.

Особливий інтерес викликає глибоке ціанування (замість цементації) за температури 930...950° С у ціанистих ваннах (до 6% NaCN), які містять велику кількість хлористих барію BaCl₂ (84%) і натрію NaCl (10%).

Ціануванню піддають здебільшого сталі з середнім вмістом вуглецю (до 0,3...0,35%) як вуглецеві, так і леговані. Ціанування в різних середовищах широко застосовують на автомобільних і тракторних заводах для зубчастих коліс і різних малих деталей.

Нітроцементацію (газове ціанування) виконують на тому самому обладнанні, що і цементацію, але для меншої глибини твердого шару і дрібніших деталей.

У піч подається за температури 830...870° С цементувальний газ (20% CO, 40% H₂, N₂ до 5% CH₄) і від 3% до 20% аміаку.

Нітроцементація має порівняно з рідким ціануванням і цементацією низку переваг.

1. Вища продуктивність за нижчої температури процесу (830...870° С замість 900...930° С).

2. Одержання твердішого зносостійкого шару із азотистого мартенситу.

3. На відміну від азотування можна використовувати дешеві середньовуглецеві і леговані сталі.

4. Менша шкідливість порівняно з рідким ціануванням.

Після газового ціанування за температури 830...870° С деталі піддають гартуванню і відпусканню.

1.5.5. Вибір матеріалів деталей машин

Зазвичай вартість матеріалів становить значну долю вартості машини (в середньому 65...75%).

Вибір матеріалів і термообробки деталей машин визначається необхідністю забезпечення їх роботоздатності впродовж заданого терміну часу і габаритів, а також економічними факторами і можливостями технології виробництва.

Деталі, для яких головним критерієм роботоздатності є міцність, виготовляють із матеріалів з високими характеристиками міцності: сталі або чавуну підвищеної міцності (зубчасті колеса, вали тощо). Деталі, розміри яких визначають жорсткістю, виготовляють

із матеріалів з високим модулем пружності – термічно необробленої сталі і чавуну.

Для виготовлення деталей зі значними пружними переміщеннями (пружини) використовують сталі, загартовані до високої твердості, гуму, деякі пластмаси.

Деталі, що зазнають дії контактних напружень або зношування, виготовляють із сталей, загартованих до високої твердості (підшипники кочення, зубчасті колеса). В умовах ковзання одну з двох спряжених деталей виготовляють з можливо вищою твердістю, а іншу – з антифрикційного (або фрикційного) матеріалу (підшипники ковзання, напрямні, гальма, муфти, фрикційні передачі).

Деталі, що працюють в умовах високої температури, виготовляються із жароміцних і жаростійких сплавів.

Багато деталей машин виходять із ладу внаслідок поверхневих руйнувань, тому однією із сучасних тенденцій підвищення міцності деталей є використання поверхневого зміцнення і покриття.

Вибір матеріалу в значній мірі визначається вимогами до розмірів і маси деталей і машини загалом. Для виготовлення деталей, на які діють значні масові сили (ваги, інерції), використовують матеріали з високою питомою (до одиниці маси) міцністю – високоякісні гартовані сталі, високоміцні легкі сплави, композиційні металічні матеріали, пластмаси тощо.

Складні за формою деталі (наприклад корпусні) виготовляють із ливарних матеріалів (чавун, бронза).

Деталі в формі листів, труб, профільних балок виготовляють із матеріалів, що допускають обробку тиском – низьковуглецеві сталі. Цей же матеріал рекомендовано для виготовлення деталей ферм і рам, що піддаються різанню, гнуттю, пробиванню отворів у холодному стані.

Досить ефективним є виготовлення складених деталей (великогабаритні зубчасті колеса, черв'ячні колеса), коли більш навантажені елементи (зубчасті вінці) виготовляють із матеріалів із високими механічними характеристиками (високоякісні сталі, бронзи), а маточини і диски – із сталі звичайної якості.

Під час вибору матеріалів треба прагнути за можливості до скорочення їх номенклатури, що суттєво полегшує постачання і зберігання, а також виготовлення деталей.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть основні механічні характеристики матеріалів, що використовуються для виготовлення деталей машин.
 2. Які сталі використовують для виготовлення деталей машин і в яких випадках? Як умовно позначають різні марки сталей?
 3. Коли для виготовлення деталей машин використовують чавуни? Перелічіть їх види.
 4. Які сплави кольорових металів застосовуються під час виготовлення деталей машин?
 5. Як позначають бронзи і латуні?
 6. Назвіть основні види термічної і термохімічної обробок сталей.
 7. У чому полягає процес нормалізації сталі?
 8. Для чого виконують відпускання сталі?
 9. Назвіть пластмаси та інші неметалеві матеріали, які використовують у машинобудуванні.
 10. Як здійснюють вибір матеріалу деталей і термообробки?
-

1.6. Тертя і зношування в машинах

1.6.1. Основні поняття триботехніки

Останнім часом широкого розповсюдження набула **триботехніка** – наука про контактну взаємодію твердих тіл за їх взаємного зміщення, яка вивчає питання тертя, зношування і змащування машин.

Тертя – опір відносному переміщенню тіл, що дотикаються, який виникає в місці дотику в результаті дії зовнішньої притискної сили.

За кінематичними ознаками розрізняють *тертя ковзання*, що виникає під час ковзання одного тіла по іншому (наприклад, рух повзуна по напрямній) і *тертя кочення*, що виникає у разі кочення одного тіла по поверхні іншого (наприклад, кочення колеса по рейці).

Розрізняють такі основні режими тертя ковзання (рис. 1.9):

Сухе тертя, у разі якого стиснуті поверхні дотикаються своїми нерівностями – «гребінцями», що залишаються після механічної обробки за повної відсутності слідів змащення. За відносного зсуву цих поверхонь поряд з подоланням молекулярних сил взаємодії неминуче пружно-пластичне деформування й часткове руйнування нерівностей стику. Робота у разі сухого тертя пов'язана з інтенсивним зношуванням і заїданням контактних поверхонь, появою вібрацій і значних втрат енергії.

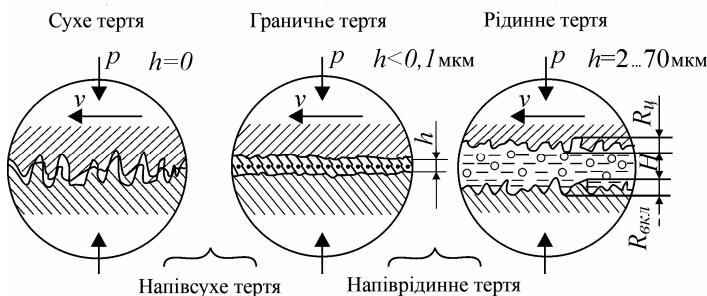


Рис. 1.9. Види тертя ковзання

Граничне тертя характеризується наявністю на поверхнях тертя дуже тонких адсорбованих (насичених) плівок мастила. На властивість мастил утворювати такі плівки дуже великий вплив має їх адгезійна здатність (маслянистість, липкість). Товщина цих плівок порівнянна з розмірами молекул мастила (соті частки мікрона). Якби вдалося досягти настільки високої чистоти робочих поверхонь (їх «гладкості»), щоб сумарна висота нерівностей була меншою товщини мастильної плівки, то цей режим тертя міг би виявитися досить привабливим як за навантажувальною здатністю, так і величиною втрат на тертя.

За нині досягнутої економічно прийнятної шорсткості граничне тертя істотно поступається рідинному як за навантажувальною здатністю, так і величиною втрат.

Рідинне тертя характеризується досить товстим шаром мастила (порядку $2 \dots 70 \text{ мкм}$), що перевищує сумарну висоту нерівностей робочих поверхонь $\Sigma R_n = R_n + R_{вкл}$ і розміри твердих часток, які можуть виявитися в мастилі в результаті його забруднення. У ша-

рах такої товщини мастило поводитья як рідина і на відміну від адсорбованих плівок підкоряється законам гідромеханіки.

Опір руху у разі рідинного тертя визначається внутрішнім тертям між частками рідини, зумовленим її в'язкістю.

Це найвигідніший режим тертя ковзання, який характеризується повною відсутністю зношування робочих поверхонь і дуже низьким значенням коефіцієнта тертя $f \approx 0,005 \dots 0,001$, а іноді й меншим.

За *напіврідинного* тертя суцільність мастильної плівки порушується, поверхні деталей дотикаються своїми мікронерівностями на ділянках більшої або меншої довжини. Цей вид тертя зустрічається за недостатньої подачі мастила або відсутності механізму гідродинамічного змащення.

Ділянка переходу від рідинного тертя до напіврідинного, що характеризується різким збільшенням коефіцієнта тертя, називається *граничним змащенням*.

За *напівсухого* тертя поверхні деталей дотикаються повністю або на ділянках великої довжини, роздільний мастильний шар відсутній, мастило перебуває на металевих поверхнях тільки у вигляді адсорбованої плівки. Коефіцієнт напівсухого тертя завдяки наявності адсорбованого мастила менший, ніж сухого, але значно більший, ніж напіврідинного й, тим більше, рідинного тертя.

Опір переміщенню тіл, що дотикаються, оцінюється силою тертя.

У разі *сухого* тертя ковзання за величиною відносного зміщення тіл, що дотикаються, розрізняють неповну силу тертя спокою, повну силу тертя спокою і силу тертя руху.

Неповна сила тертя відповідає мікроскопічним відносним переміщенням, що називаються попереднім зміщенням. Вони виникають у результаті пружних і пластичних деформацій у поверхневому шарі деталі.

Повна сила тертя спокою відповідає граничній величині попереднього зміщення і дорівнює максимальному значенню неповної сили тертя спокою. Повна і неповна сили тертя спокою направлені в бік протилежний напрямку дії зсувного зусилля і дорівнюють йому за модулем.

Якщо зсувне зусилля починає перевищувати повну силу тертя, то починається відносний рух тіл, що дотикаються. Сила тертя руху відповідає процесу відносного руху. Вона не залежить від рушійної сили і направлена в бік протилежний напрямку відносної швидкості ковзання (рис. 1.10а).

Відношення сили тертя до сили N , що створює тиск між поверхнями тертя, називається *коефіцієнтом тертя ковзання*.

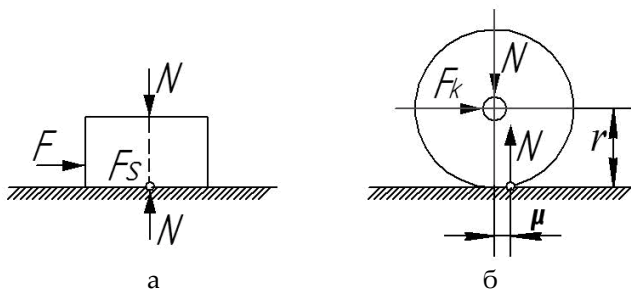


Рис. 1.10. Сили тертя:
а – ковзання; б – кочення

Коефіцієнт тертя спокою:

$$f_{cn} = F'_s / N, \quad (1.71)$$

де F'_s – повна сила тертя спокою.

Коефіцієнт тертя руху

$$f_p = F_s / N, \quad (1.72)$$

де F_s – сила тертя руху.

Із формул видно, що коефіцієнт тертя ковзання є безрозмірною величиною.

Коефіцієнти тертя спокою і руху залежать від багатьох факторів: матеріалу пар тертя, стану поверхні (наявність мастила, окислів, забруднення), тривалості нерухомого контакту, швидкості прикладення зсувного зусилля, жорсткості і пружності деталей, що дотикаються, швидкості ковзання, температурного режиму, величини тиску, характеру контакту, якості і жорсткості поверхні.

Кожен із цих факторів або група їх може стати головним під час тертя деталей в конкретних механізмах, тому величина коефіцієнта тертя визначається експериментально в кожному випадку. За однакових умов коефіцієнт тертя руху завжди менший від коефіцієнта тертя спокою і складає $f_p \approx (0,7 \dots 0,8) f_{cn}$. Для сталевих деталей без змащування $f_p = 0,12 \dots 0,15$, а для змащених сталевих деталей $f_p = 0,05 \dots 0,08$.

Сили тертя спокою і руху визначаються із формул (1.71) і (1.72):

$$F'_s = f_{cn} N ; F_s = f_p N . \quad (1.73)$$

У процесі тертя нормальна реакція N в точці прикладення відхиляється силою тертя F_s на кут ϕ , який називається *кутом тертя*. Існує кут тертя спокою $\phi_{cn} = \arctg f_{cn}$ і кут тертя руху $\phi_p = \arctg f_p$. Таким чином, повна реакція R дорівнює геометричній сумі сил N і F_s . Всі можливі напрями реакції R знаходяться в межах так званого конуса тертя.

Крім тертя ковзання в кінематичній парі може виникати *тертя кочення*. Воно обумовлюється деформаціями цих тіл, які викликають зміщення нормальної реакції N на величину μ в напрямку кочення (рис. 1.72б). В результаті виникає момент опору перекочування $T_s = N \cdot \mu$. Плече μ пари сил, що створюють момент, називається *коефіцієнтом тертя кочення*. На відміну від коефіцієнта тертя ковзання він розмірний (має розмірність довжини). Величина μ залежить від матеріалу тіл кочення, їх пружних властивостей, а також радіусів кривини поверхонь тіл у місцях їх контакту і від нормального тиску між поверхнями.

Сила тертя кочення визначається за формулою:

$$F_k = \mu N/r, \quad (1.74)$$

де r – радіус тіла кочення.

Значення μ визначається дослідним шляхом: для пари сталь – сталь $\mu = (0,003 \dots 0,005)$ мм, для гартованих сталей $\mu = (0,001 \dots 0,002)$ мм.

Втрати під час тертя кочення значно менші, ніж за тертя ковзання, тому завжди раціонально замінити тертя ковзання тертям кочення, особливо в механізмах, де сили тертя є основними силами опору (наприклад, в механізмах приладів).

Процес тертя супроводжується цілою сукупністю явищ: руйнування молекулярних зв'язків, деформування мікрооб'ємів поверхневого шару, нагрівання, структурні зміни, електрохімічні процеси. Всі вони сприяють руйнуванню поверхневого шару і утворенню так званих продуктів зношення. Крім вказаних факторів на величину і швидкість зношування впливають швидкість і характер видалення продуктів зношення.

Для забезпечення стійкості проти зношування виконують такі розрахунки деталей машин:

- a) розрахунок за умовою обмеження тиску в контакті деталей

$$q \leq [q]; \quad (1.75)$$

б) розрахунок за умовою обмеження максимального контакт-ного напруження:

$$\sigma_n \leq [\sigma]_n; \quad (1.76)$$

в) розрахунок за критерієм qv_s для теплонапруженості пари тертя:

$$qv_s \leq [qv_s], \quad (1.77)$$

де v_s – швидкість ковзання в контактї деталей.

1.6.2. Основні характеристики зношування та шляхи його зменшення

Зношення як результат зношування оцінюється безпосередньо за зміною розмірів або непрямим шляхом.

Лінійне зношення – це зношення визначене за зменшенням розміру по нормалі до поверхні тертя.

Об'ємне зношення – зношення, визначене за зменшенням об'єму.

Масове зношення – зношення, визначене за зменшенням маси.

Відносне зношення – відношення зношення конкретної деталі із даного матеріалу до зношення за однакових умов тертя деталі із матеріалу, прийнятого за основу під час порівняння.

Основними характеристиками зношування є:

а) швидкість зношування – відношення зношення деталі до часу, на протязі якого відбувалося зношування;

б) інтенсивність зношування – відношення зношення деталі до обумовленого шляху, на якому відбувалося зношування.

Обидва параметри суттєво змінюються впродовж строку служби (рис. 1.7). Процес цієї зміни можна розділити на три періоди: I – період припрацювання; II – період сталого зношування; III – період інтенсивного швидкоплинного зношування.

Період I характеризується значною швидкістю та інтенсивністю зношування. В цей період відбувається зрізання і пластичне де-

формування мікрорельєфу поверхонь деталі, так зване притирання, яке триває доти, доки опорна поверхня не стане усталеною (ширина виступів більша ширини впадин). Цей період називається періодом *припрацювання*.

Після припрацювання швидкість та інтенсивність зношування стають приблизно сталими на протязі тривалого періоду експлуатації II. Цей період називається періодом *усталеного зношування*. Під кінець експлуатації (періоду III) збільшуються зазори в з'єднаннях, погіршуються умови змащування, підвищується динамічність навантаження, що призводить до зростання швидкості та інтенсивності зношування. Це період *швидкоплинного зношування*, який через його небезпечність називається катастрофічним.

Особливе значення для тривалості періоду II мають умови припрацювання. Режим роботи машини під час припрацювання має бути полегшеним за величиною навантаження і частотою його циклів. Якщо умови експлуатації цього не дозволяють, то припрацювання (обкатку) слід провести на стендах у заводських умовах.

1.6.3. Шляхи підвищення зносостійкості деталей

Зносостійкість деталей машин, робота яких супроводжується тертям можна підвищити використанням ефективних мастильних матеріалів, раціональним вибором матеріалів, забезпеченням найдоцільніших конструкцій вузлів тертя та технології їх виготовлення.

Під час конструювання вузлів тертя слід враховувати такі рекомендації.

1. Уникати відкритих пар тертя, за можливості проектувати механізми в герметичних корпусах.

2. Використовувати ефективні засоби захисту від попадання бруду між поверхнями тертя (ущільнення, брудодуловлювачі тощо).

3. Зменшувати тиск шляхом заміни контакту в точці на контакт по лінії, а контакту по лінії на контакт по поверхні.

4. Замінити тертя ковзання тертям кочення.

5. Розподіляти навантаження за декількома паралельно працюючими поверхнями (багатодискові муфти, варіатори та ін.).

6. Надавати поверхням тертя форми, які наближаються до форми природного зношування.

7. Передбачати заходи для рівномірного зношування деталей, що труться (наприклад, забезпечення можливості повороту кілець підшипника, втулок тощо).

8. Застосовувати пристрої компенсації і самокомпенсації зношування й зазорів (регульовані підшипники, конічні розрізні втулки, пересувні конічні клини в напрямних, автоматичні натяжні пристрої і т. ін.).

9. Розміщувати поверхні тертя не безпосередньо в монолітних масивних деталях (корпусах), а на елементах і деталях, що легко замінюються (накладки, втулки, вкладиші тощо).

10. Поверхні тертя за можливості робити переривчастими, це покращує охолодження і винесення продуктів зношування.

11. У спряженнях, де можлива фретинг-корозія, використовувати гумовометалеві шарніри.

12. За можливості збільшувати твердість поверхонь, що труть-ся, використовувати поверхневе зміцнення.

13. Наносити на поверхні тертя тонкий шар високоякісних антифрикційних сплавів.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Основні види і режими тертя.
2. Який режим тертя ковзання є найвигіднішим і чому?
3. Що таке сила тертя і коефіцієнт тертя?
4. Який коефіцієнт тертя більший: руху чи спокою?
5. Основні характеристики зношування.
6. Які розрахунки виконують для забезпечення зносостійкості деталей?
7. Яких умов роботи машини слід дотримуватися у період прип-рацювання?
8. Шляхи підвищення зносостійкості деталей.

1.7. Стандартизація і уніфікація деталей машин

Стандартизацією називається установлення обов'язкових норм, яким мають відповідати типи, параметри і якісні характеристики виробів. Стандартизація є засобом удосконалення конструкцій, зменшення вартості виробів, покращення умов праці і має особливо велике значення для галузі машинобудування.

Стандартизація дозволяє звести велику кількість різних типів і розмірів однойменних деталей до доцільної їх кількості, що дає змогу організувати масове виробництво найбільш прогресивними методами за мінімальної трудомісткості, витрати матеріалів і вартості.

Стандартизація технічних умов і методів випробувань деталей машин сприяє підвищенню їх якості, підвищенню роботоzдатності і довговічності.

Використання стандартних виробів скорочує строки і трудомісткість освоєння нових машин, полегшує експлуатацію машин, спрощує і здешевлює їх ремонт.

Розрізняють такі категорії стандартів:

- міжнародні стандарти, їх розроблянням займається Міжнародна організація із стандартизації (ISO);
- міждержавні стандарти країн СНД (ГОСТ);
- державні стандарти України (ДСТУ);
- галузеві стандарти (ОСТ), (ГСТ);
- стандарти підприємств (СТП).

Позначення більшості стандартів складаються із номера стандарту і року його затвердження.

Можлива стандартизація в межах галузі і навіть підприємства і тоді вона називається *нормалізацією*. Нормаліям присвоюється літера Н (нормаль) або МН (міжгалузєва нормаль), відповідний номер і рік введення.

Аналіз конструкцій різних машин показує, що не дивлячись на їх різноманітність, вони складаються із вузлів, що мають принципіально однакове використання. Іншими словами, використовуючи обмежену кількість конструктивно і технологічно однакових нормалізованих вузлів, можна створювати різноманітні машини. Скорочення кількості типорозмірів і марок виробів, використання в новій машині деталей і вузлів із раніше спроектованих і випробуваних машин називається *уніфікацією*.

Уніфікація дозволяє значно спростити і полегшити процес проектування і процес виготовлення машин, зробити їх більш економічними.

Рівень стандартизації і уніфікації машини визначається таким чином:

$$K_{ст} = [(n - n_0) / n] \cdot 100 \% ; \quad K_{ун} = (n_{п} / n_{заг}) \cdot 100 \% , \quad (1.78)$$

де n – загальна кількість деталей в машині; n_0 – кількість оригінальних деталей; $n_{п}$ – кількість складових деталей машини, що повторюються; $n_{заг}$ – загальна кількість складових деталей.

Взаємозамінність – це властивість деталей і вузлів, яка дозволяє замінювати їх іншими деталями без додаткової обробки із збереженням усіх вимог до роботи даної машини. Взаємозамінними можуть бути не тільки окремі деталі, а і складальні одиниці. Наприклад, у різних редукторах можуть бути взаємозамінними зубчасті колеса, вали, підшипники тощо, а у різних машинах самі редуктори також можуть бути взаємозамінними.

Взаємозамінність дає змогу значно підвищити продуктивність складання виробів і знизити їх вартість, спростити і прискорити ремонт, покращити його якість, полегшити забезпечення ремонтних підприємств запасними частинами.

Використання стандартних деталей і вузлів (модульних блоків) дозволяє ефективно використати систему автоматизованого проектування (САПР), виконати розрахунок і проектування на ЕОМ з оптимізацією конструкції за багатьма параметрами.

Для полегшення контролю стандарт рекомендує розрахункові лінійні розміри заокруглювати до нормальних. Нормальні лінійні розміри вибирають із рядів нормальних чисел, що являють собою геометричну прогресію із знаменниками: $R_a = \sqrt[3]{10} \approx 1,6$; $R_n = \sqrt[10]{10} \approx 1,25$ тощо.

Допуски та посадки. Взаємозамінність деталей машин забезпечується системою допусків і посадок. У нашій країні діє єдина система допусків і посадок (ЄСДП). У стандартах, які базуються на міжнародній системі допусків і посадок ISO, вказують поля допусків і рекомендовані посадки гладких з'єднань. У цих стандартах наведено формули і числові значення допусків, встановлені в 10 квалітетах (квалітет – це сукупність допусків, що відповідають однаково-му ступеню точності для всіх номінальних розмірів).

У машинобудуванні найбільш поширені квалітети 5...14: квалітети 5 і 6 застосовують для особливо точних деталей, квалітети 7 і 8 – для відповідальних деталей, квалітети 9 і 10 – для деталей, що працюють за середніх швидкостей і до точності яких не ставляться високі вимоги, квалітети 10...14 – для деталей низької точності.

Шорсткість поверхні. Одним із основних факторів, що визначають експлуатаційні характеристики деталей, є шорсткість поверхні, що являє собою сукупність мікронерівностей поверхні у межах встановленої базової довжини.

Основними параметрами шорсткості поверхонь є: R_a – середнє арифметичне відхилення профілю на базовій довжині; R_{\max} – найбільша висота профілю; R_z – висота нерівностей за десятьма точками; S – середній крок нерівностей за вершинами.

Шорсткість поверхонь спряжених деталей впливає на вибір їх посадок, герметичність і собівартість виготовлення, тому в кожному

конкретному випадку параметри і характеристики шорсткості слід вибирати відповідно до призначення цих деталей. Стан поверхні після обробки значно впливає на експлуатаційні властивості деталей. Тріщини і задирки з можливими залишковими напруженнями, що виникають під час механічної обробки, сприяють розвитку втомних тріщин та корозії, зменшують контактну та об'ємну міцності деталей.

Зменшення параметрів шорсткості поверхні сприяє збільшенню зносостійкості, корозійної стійкості, міцності та довговічності деталей.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке стандартизація?
 2. Що таке уніфікація?
 3. Що таке взаємозамінність?
 4. Як стандартизація, уніфікація і взаємозамінність впливають на якість і трудомісткість виготовлення деталей машин?
 5. Що таке квалітет допуску?
 6. Як вибираються нормальні лінійні розміри?
 7. На що впливає шорсткість поверхонь деталей?
-

1.8. Система автоматизованого проектування (САПР)

Рівень сучасного апаратного і програмного забезпечення персональних комп'ютерів дозволяє конструктору без спеціальних знань в галузі програмування успішно розв'язувати задачі проектування, надійного зберігання і передачі інформації.

Системою автоматизованого проектування (САПР) називається сукупність засобів і методів для виконання автоматизованого проектування. САПР дозволяє: прискорити виконання розрахунків; значно швидше виконувати креслення; виконати якісний аналіз конструкції і її оптимізацію.

САПР як організаційно-технічна система складається із технічних засобів, системного програмного забезпечення, прикладного програмного забезпечення і самого проектування.

Технічні засоби забезпечують введення, обробку і виведення текстової і графічної інформації за проектним рішенням.

Системне програмне забезпечення («оболонка») управляє організацією обчислювальних процесів і обміном даних між різними пристроями.

Прикладне програмне забезпечення – це набір програм, які реалізують розв’язання конкретної задачі проектування: програми попередніх проектних розрахунків механізмів в цілому, розрахунків на міцність і довговічність і графічний редактор.

Сучасні графічні редактори забезпечують можливість створення і редагування двомірних і тривимірних зображень об’єктів, що проектуються. Оптимальним є проектування виробу зразу в тривимірній системі, що дозволяє за розробленою моделлю одержати креслення з необхідною кількістю видів, розрізів, перерізів і аксонометрій, визначити масові і інерційні характеристики, площу поверхні, об’єм тощо.

Так звані 3-D-системи можуть автоматично і напівавтоматично рознести складові частини вузла, що дозволяє легко створити каталоги запасних частин, демонструвати порядок складання і розбирання вузла.

Тривимірна модель може передати інформацію про геометричні форми виробу в керуючі програми для обладнання з цифро-програмним управлінням (ЦПУ). Цю модель можна використати для дослідження методами комп’ютерного математичного моделювання її поведінки в різних експлуатаційних умовах.

Нині автоматизоване проектування і розробка технології виготовлення деталей і машин об’єднані в інтегровані CAD/CAM-системи, де CAD – computer aided design (проектування за допомогою комп’ютера), а CAM – computer aided machines (САПР – технологія).

САПР умовно поділяють за трьома рівнями: нижній, середній і верхній. До систем нижнього рівня відносять прості двомірні системи, що дозволяють автоматизувати випуск конструкторської документації.

Системи середнього рівня забезпечують тривимірне твердотільне моделювання та інженерні розрахунки складних виробів, випуск конструкторської документації із залученням потужних конструкторсько-технологічних бібліотек. Це найбільш поширені системи. До них можна віднести, наприклад: AutoCAD, Solid Works і розроблену російською фірмою АСКОН систему КОМПАС (КОМПлекс Автоматизованих Систем).

Під час конструювання треба вибрати оптимальні параметри виробу, які найкращим чином задовольняють різні, часто навіть суперечливі, вимоги: найменші маса, габарити, вартість, найбільший к.к.д. тощо. Із всіх можливих варіантів конструктор має вибрати оптимальний. Використання електронно-обчислювальної техніки дозволяє обробити значний обсяг інформації і знайти оптимальний варіант.

Принципи оптимізації конструкцій. Зазвичай, усі конструкції машин, в тому числі і сільськогосподарських, багатоваріантні. Конструювання передбачає визначення кращого (оптимального) варіанта, який задовольняє поставлену задачу.

Задачі визначення оптимального рішення поділяються на три типи: вибір найефективнішого фізичного принципу дії об'єкта для визначення умов роботи; вибір найкращого технічного рішення для прийнятого фізичного принципу дії об'єкта; визначення оптимальних значень параметрів прийнятого технічного рішення.

Вказані задачі розв'язуються відомими методами оптимізації.

Оптимальне рішення – це такий варіант конструкції, який має більші переваги за зведених до мінімуму недоліків. Наприклад, комбайн має високу надійність та продуктивність за малої маси та малих витрат пального, оптимізація передбачає порівняння існуючих варіантів. Критерій порівняння існуючих варіантів називається критерієм оптимізації. За декількох критеріїв оптимізації маємо багатокритеріальну задачу оптимального проектування.

Основний принцип оптимізації полягає у тому, що оцінюють доцільність об'єкта ефективністю його функціонування у більш складному виробі. Наприклад, гідропривід трансмісії сільськогосподарських машин необхідно оцінювати за його впливом на роботу всієї трансмісії тощо.

Оптимізація конструкції об'єкта (деталі, вузла, механізму, машини) починається з формулювання задачі за наступним планом.

1. Визначення критерію оптимізації об'єкта. Критеріями оптимізації можуть бути: надійність, довговічність, продуктивність, коефіцієнт корисної дії, точність, габарити, маса, затрати енергії тощо.

2. Установлення параметрів оптимізації незалежних змінних параметрів, що впливають на критерії оптимізації. У разі комбінування цих параметрів одержують варіанти об'єкта з довільним значенням критерію оптимізації.

Взаємозв'язки параметрів оптимізації описують системою із m рівнянь зв'язку (наприклад, рівнянь рівноваги, кінематичних співвідношень, умов міцності тощо). Якщо кількість рівнянь зв'язку

дорівнює числу n параметрів оптимізації ($m = n$), то задача оптимізації має єдине рішення. У випадку, коли $m < n$ – задача оптимізації об'єкта має декілька рішень.

У зв'язку з тим, що із збільшенням числа параметрів оптимізації складність задачі зростає, на останні накладають обмеження. Конструктивними обмеженнями називають такі, що накладаються на параметри оптимізації об'єкта для виконання ним заданих функцій.

3. Розробка математичної моделі задачі тобто опису критерію оптимізації через параметри оптимізації за допомогою математичної залежності, яка називається цільовою функцією.

Під час розв'язання задач оптимізації визначають значення параметрів оптимізації, за яких виконуються прийняті обмеження, а цільова функція набуває екстремального значення.

Існуючі методи розв'язування задач оптимізації умовно поділяють на дві групи.

Перша група – класичні (метод диференціального числення, множників Лагранжа тощо).

Друга група – математичного програмування, що передбачає використання швидкодіючих ЕОМ.

Найпростішою є однокритеріальна оптимізація, яка виконується за одним домінуючим критерієм. Вона дозволяє виділити найважливіші критерії і параметри, що впливають на якість виробу, скоротити їх кількість і полегшити багатокритеріальну оптимізацію.

РОЗДІЛ II

ПЕРЕДАЧІ

2.1. Загальні відомості про передачі

2.1.1. Класифікація, кінематичні схеми

Більшість сучасних машин створюють за схемою: двигун – проміжний механізм – виконавчий (робочий) орган. Необхідність використання проміжного передавального механізму викликана тим, що двигуни виконуються швидкохідними для зменшення габаритів, маси і вартості, тому безпосереднє з'єднання двигуна з робочим органом машини застосовується рідко. Зазвичай, між двигуном і робочим органом устанавлюється проміжний механізм – передача.

Передачею називають механізм, що служить для передачі енергії від двигуна до робочого органу машини з перетворюванням параметрів руху. У машинобудуванні використовуються механічні, електричні, гідравлічні і пневматичні передачі. Найбільш поширеними є механічні передачі обертового руху.

Крім передачі механічної енергії від двигуна до робочого органу машини механічні передачі виконують функцію узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху вала двигуна.

Класифікація передач:

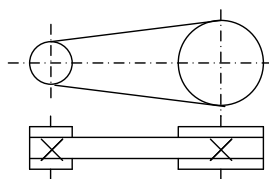
а) за принципом дії: передачі *тертям* (на базі використання сил тертя: пасові, фрикційні); передачі *зачепленням* (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові);

б) за конструктивним оформленням: *закриті* (розміщені в закритому корпусі, який забезпечує змащування і захист від забруднення); *відкриті* (розміщені в легкому корпусі або зовсім без корпусу).

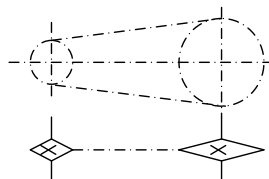
До того ж передачі можуть здійснюватись *безпосереднім дотиканням* ведучого і веденого елементів (фрикційні, зубчасті) і за допомогою проміжної гнучкої ланки, так звані передачі *гнучким зв'язком* (пасові, ланцюгові).

Послідовність розміщення передач і вузлів, що їх обслуговують, зручно зображати за допомогою кінематичних схем. Стандарт

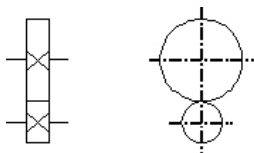
встановлює умовні позначення елементів на кінематичних схемах. Деякі з них наведено на рис. 2.1.



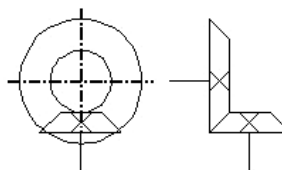
пасова передача



ланцюгова передача

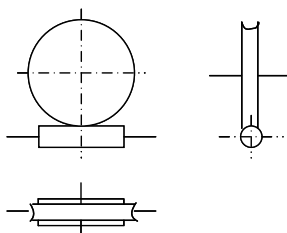


зубчаста циліндрична

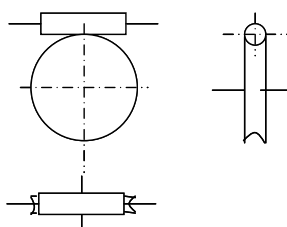


зубчаста конічна

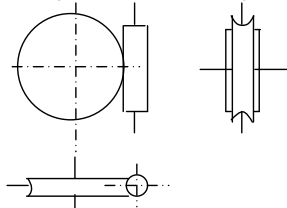
черв'ячні:



із нижнім розміщенням черв'яка



із верхнім розміщенням черв'яка



із боковим розміщенням черв'яка

Рис. 2.1. Умовні позначення елементів деяких передач на кінематичних схемах

2.1.2. Привід машини. Вибір двигуна

Двигун і передавальний механізм складають привід, який відіграє суттєву роль у будь-якій машині. Від нього багато в чому залежить функціональність машини, її безвідмовність і строк служби.

Залежно від способу передачі енергії до споживача розрізняють механічні, гідравлічні, електричні і пневматичні приводи. В сільськогосподарських машинах широко використовують механічний привід через його надійність під час експлуатації, простоту ремонту, порівняно невисоку вартість і достатньо високий к.к.д. Можна прогнозувати, що в найближчі десятиріччя механічний привід ще широко використовуватиметься в цих машинах.

У механічних приводів джерелами енергії є електродвигуни, двигуни внутрішнього згоряння, гідромотори тощо, широко використовуються уніфіковані і стандартні складальні одиниці (редуктори, муфти, варіатори), а також деталі загального призначення (зубчасті колеса, паси, ланцюги, вали, осі, деталі з'єднань тощо), які є об'єктом вивчення курсу «Деталі машин».

Механічні приводи сільськогосподарських машин можна розділити на: приводи із силовим потоком від ходових коліс (сіялки); приводи від вала відбору (потужності трактора); приводи від двигуна внутрішнього згоряння, встановленого на окремому шасі (зернозбиральні і інші комбайни); привод із силовим потоком від електродвигуна (стаціонарні і напівстаціонарні сільськогосподарські машини: зерноочисні машини, транспортери, кормороздавачі тощо).

Електродвигуни найбільш широко використовують у приводах технологічних, підймальних і транспортувальних машин.

Вони діляться на двигуни постійного і змінного струму.

Електродвигуни постійного струму забезпечують плавне регулювання швидкості у широких межах, але складніші, дорожчі, мають меншу надійність.

Електродвигуни змінного струму бувають однофазні асинхронні (мають невелику потужність і використовуються у приводах побутових машин), трифазні синхронні (частота обертання не залежить від навантаження) і трифазні асинхронні, які є найрозповсюдженішими.

Основні типи сучасних електродвигунів змінного струму:

1. Трифазні асинхронні двигуни єдиної серії 4А з короткозамкнутим ротором. Такі двигуни призначені для приводів машин, до яких не ставляться особливі вимоги щодо пускових характеристик.

Синхронна частота обертання (частота обертання магнітного поля) цих двигунів визначається таким чином:

$$n_c = \frac{60f}{p},$$

де f – частота коливання струму в мережі (у нас 50 Гц); p – кількість пар полюсів.

Відповідно синхронна частота обертання дорівнює: для двигунів з однією парою полюсів ротора – 3000 об/хв.; двома – 1500 об/хв.; трьома – 1000 об/хв.; чотирма – 750 об/хв.

У каталогах електродвигунів вказують такі параметри: марка двигуна, номінальна потужність (максимальна потужність, за якої двигун може працювати довго без перегрівання), номінальна частота обертання (асинхронна частота обертання ротора за номінального навантаження), відношення пускового і максимального моментів до номінального ($T_{пуск}/T$, $T_{макс}/T$), габаритні і установчі розміри, маса та інші дані.

Асинхронні двигуни єдиної серії 4А випускаються: в основному виконанні (серія 4А), із підвищеним ковзанням (серія 4АС), з покращеними пусковими характеристиками (серії 4АР, 4АМ і АІР).

Позначення електродвигунів серії 4А: 4 – порядковий номер серії; літера А – вид електродвигуна (асинхронний); літери А або Х – матеріал станини і щитів (А – станина і щити з алюмінію, Х – станина з алюмінію, а щити з чавуну, якщо немає ніякої літери, то станина і щити виготовлені із чавуну); дві або три цифри – висота осі обертання двигуна відносно його опорної площини (мм); літери S, L, M – відповідно короткий, середній та довгий розміри корпусу; літери А, В – позначення довжини осердя: А – перша довжина, коротке осердя, В – друга довжина, довге осердя; цифри 2, 4, 6, 8 – число полюсів двигуна; літера – кліматичне виконання; цифра – категорія виконання. Наприклад: 4А112МВ6У3 – електродвигун серії 4, асинхронний, закритого виконання, станина і щити із чавуну, висота розміщення осі вала двигуна відносно опорної поверхні 112мм, з установчим розміром по довжині М, з довгим осердям, для районів з помірним кліматом, категорія виконання 3.

Позначення двигунів серії АІР аналогічне позначенню двигунів серії 4А і відрізняється лише першими трьома літерами: дві перші літери позначають вид двигуна (асинхронний, нової серії країн Інтелектро); третя літера позначає варіант прив'язування (Р – двигун призначений для поставки всередині та на експорт, С – двигун призначений лише для поставки на експорт).

2. Трифазні асинхронні двигуни кранові та металургійні з короткозамкнутим ротором серій МТКФ і МТКН та з фазним ротором серій МТФ і МТН. Вони призначені для приводів кранових механізмів, а також інших механізмів, що працюють із короткочасним і повторно-короткочасним режимами роботи та значними перевантаженнями. Ці двигуни мають синхронні частоти обертання 1000, 750, 600 об/хв. У каталогах наводяться ті ж параметри, а номінальна потужність вказується за тривалості вмикання (ТВ) 25, 40, 60 і 100%.

2.1.3. Основні кінематичні і енергетичні параметри передач та співвідношення між ними

У кожній передачі розрізняють *ведучий* (вхідний) і *ведений* (вихідний) вали (рис. 2.2). Деталі передач, що розміщуються на відповідних валах, теж називаються ведучими або веденими (ведучий шків, ведена зірочка тощо). Всі параметри передач, що відносяться до ведучої ланки, позначаються індексом 1, веденої – 2.

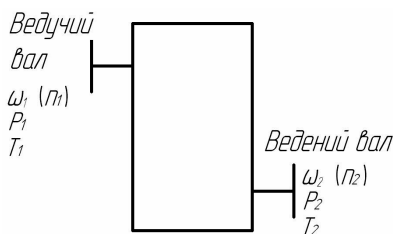


Рис. 2.2. Схема механічної передачі обертового руху

У багатоступінчастих передачах між ведучим і веденим валами розміщуються проміжні вали.

Основними кінематичними і енергетичними характеристиками передачі є:

1. *Кутова швидкість* ω_1 (частота обертання n_1) і *кутова швидкість* ω_2 (частота обертання n_2) веденого вала передачі.
2. *Потужність* P_1 на ведучому валу передачі і *потужність* P_2 на веденому валу.

Ці параметри мінімально потрібні для розрахунку будь-якої передачі.

Використовуються і додаткові параметри.

3. *Обертальний момент* T_1 на ведучому валу і *обертальний момент* T_2 на веденому валу передачі:

$$T_1 = P_1/\omega_1; T_2 = P_2/\omega_2 \quad (T \text{ в Н}\cdot\text{м, якщо } P \text{ в Вт; } \omega \text{ в рад/с})$$

або

$$T_1 = 9550P_1/n_1; T_2 = 9550P_2/n_2 \quad (T \text{ в Н}\cdot\text{м, якщо } P \text{ в кВт, } n \text{ в об/хв}). \quad (2.1)$$

4. *Передачне відношення* (число) передачі:

$$i = u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2. \quad (2.2)$$

Якщо передачне відношення передачі більше одиниці ($i > 1$, $n_1 > n_2$), то передача називається знижувальною (редуктором). За передачного відношення меншого одиниці ($i < 1$, $n_1 < n_2$) передачу називають підвищувальною (мультиплікатором).

Передачі можуть мати постійне або змінне (регульоване) передачне відношення. Регулювання передачного відношення може бути ступінчастим (коробка швидкостей) або безступінчастим (варіатор).

5. *Коефіцієнт корисної дії* (к.к.д.) передачі характеризує ступінь досконалості передачі:

$$\eta = P_2/P_1 < 1. \quad (2.3)$$

6. *Колова швидкість*:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{\omega_2 d_2}{2} = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi d_2 \cdot n_2}{60}. \quad (2.4)$$

7. *Колова сила*:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (2.5)$$

Співвідношення між:

1) *кутовою швидкістю* ω , рад/с і *частотою обертання* n , об/хв.

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; n = \frac{30\omega}{\pi}; \quad (2.6)$$

2) частотами обертання (кутовими швидкостями) ведучого і веденого валів передачі:

$$n_1 = n_2 \cdot i; n_2 = n_1 / i; \omega_1 = \omega_2 \cdot i; \omega_2 = \omega_1 / i; \quad (2.7)$$

3) потужностями на ведучому і ведених валах передачі:

$$P_1 = P_2 / \eta; P_2 = P_1 \cdot \eta; \quad (2.8)$$

4) моментами на ведучому і веденому валах передачі:

$$T_1 = T_2 / (i \cdot \eta); T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta; \quad (2.9)$$

5) потужністю та коловою швидкістю і коловою силою прикладеною до ланки передачі:

$$P = F_t \cdot v / 1000. \quad (2.10)$$

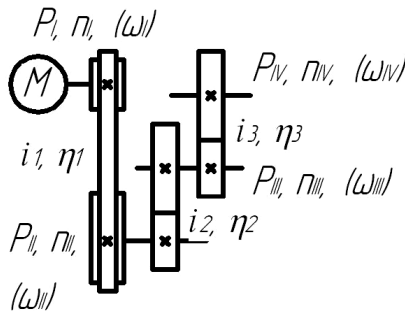


Рис. 2.3. Схема багатоступінчастої передачі з послідовним розміщенням передач

Для багатоступінчастої передачі з послідовним розміщенням передач (рис. 2.3):

а) загальне передаточне відношення:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_4} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3, \quad (2.11)$$

тобто загальне передаточне відношення багатоступінчастої передачі, що складається із кількох послідовно розміщених передач дорівнює добутку передаточних відношень передач;

б) загальний к.к.д.:

$$\eta = \frac{P_4}{P_1} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3, \quad (2.12)$$

тобто к.к.д. кількох послідовно розміщених передач дорівнює добутку к.к.д. передач.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке механічні передачі? Які функції вони виконують?
2. Як розрізняють передачі за принципом дії, конструктивним оформленням?
3. Наведіть приклади передач із гнучким зв'язком.
4. Що таке передаточне відношення передачі?
5. Що характеризує к.к.д. передачі?
6. Яка передача називається знижувальною, підвищувальною?
7. Що таке привід машини? Із чого він складається?
8. На якому валу знижувальної передачі (ведучому чи веденому) обертальний момент більший?
9. Частота обертання якого вала (ведучого чи веденого) підвищувальної передачі більша?
10. На якому валу знижувальної передачі (ведучому чи веденому) потужність більша?
11. Чому дорівнює загальне передаточне відношення багатоступінчастої передачі?
12. Чому дорівнює загальний к.к.д. багатоступінчастої передачі?

2.2. Зубчасті передачі

2.2.1. Загальні відомості і класифікація

Зубчастими називають передачі, у яких передача руху здійснюється за допомогою зубців, які послідовно зачіпляються (рис.2.4). Менше зубчасте колесо називається *шестірнею*, більше – *колом*. Загальний термін – *коло зубчасте*.

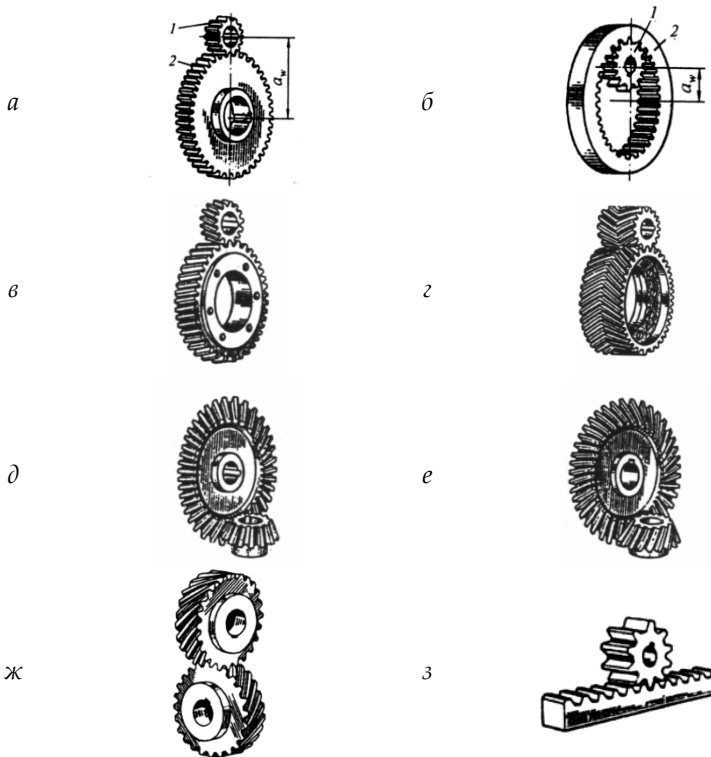


Рис. 2.4. Основні види зубчастих передач:

a – циліндрична прямозуба із зовнішнім зачепленням; *б* – циліндрична прямозуба із внутрішнім зачепленням; *в* – циліндрична косозуба; *г* – шевронна; *д* – конічна прямозуба; *е* – конічна з круговими зубцями; *ж* – гвинтова; *з* – передача зубчасте коло – рейка

Переваги зубчастих передач: висока навантажувальна здатність; малі габарити; велика довговічність; високий к.к.д.; простота експлуатації.

Недоліки: підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу; шум за великих швидкостей; складність технології виготовлення.

Зубчасті передачі класифікують за декількома ознаками.

За взаємним розміщенням осей валів: *передачі циліндричні (паралельні осі), передачі конічні (осі перетинаються), передачі черв'ячні, гвинтові, гіпоїдні (з мимобіжними у просторі осями);*

За взаємним розміщенням зубчастих коліс: *передачі зовнішнього зачеплення і передачі внутрішнього зачеплення.*

За напрямом зубців (розміщенням твірної лінії): *передачі з прямими зубцями (прямозубі), передачі з косими зубцями (косозубі), передачі шевронні і передачі з круговими зубцями.*

За формою профілю зубців: *передачі з евольвентним зачепленням, передачі з циклоїдальним зачепленням і передачі із зачепленням Новікова.*

За конструктивним виконанням: *передачі відкриті і закриті.* Закриту знижувальну передачу прийнято називати *редуктором.*

Перетворення обертового руху в поступальний і навпаки здійснюється зубчастими циліндричним колесом і рейкою.

2.2.2. Основні параметри зубчастих коліс

Всі терміни, що відносяться до геометрії і кінематики зубчастих передач стандартизовані. Стандартизовані і методи розрахунків передач.

Всі параметри, що відносять до шестірні мають індекс «1», параметри колеса – «2».

Розглянемо ті параметри зубчастих коліс, які будуть необхідні для їх розрахунків (рис. 2.5).

1. Число зубців шестірні z_1 і колеса z_2 .

2. *Передаточне число* $u = z_2/z_1$, воно ж є передаточним відношенням передачі: в курсі «Деталі машин» прийнято передаточним числом називати відношення більшого числа зубців до меншого.

3. *Діаметри початкових кіл шестірні* d_{w1} і колеса d_{w2} .

4. Діаметри ділительних кіл шестірні d_1 і колеса d_2 .

Для передач без зміщення і за сумарного нульового зміщення:

$$d_{w_1} = d_1; d_{w_2} = d_2.$$

5. Коловий крок p_t – відстань між однойменними точками профілів двох сусідніх зубців по дузі кола (зазвичай ділительного).

6. Коловий модуль (модуль зачеплення)

$$m_t = m = \frac{p_t}{\pi}. \quad (2.13)$$

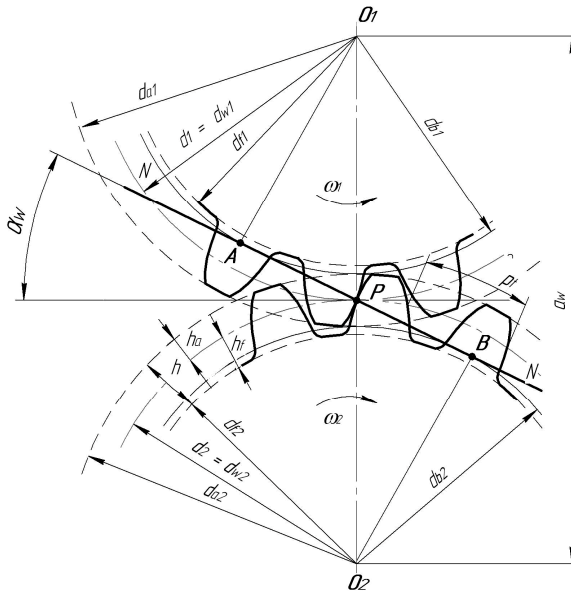


Рис. 2.5. Параметри зубчастого зачеплення

Модуль є основним параметром зачеплення. Для забезпечення взаємозамінності зубчастих коліс та уніфікації зубонарізного інструменту значення модуля стандартизовані. В зачепленні можуть бути тільки колеса, що мають однаковий модуль.

Довжина ділительного кола визначається:

$$\pi d = p_t \cdot z ,$$

тоді

$$d = \frac{p_t \cdot z}{\pi} = mz . \quad (2.14)$$

7. Висота зубців:

$$h = h_0 + h_f , \quad (2.15)$$

де $h_a = m$ – висота головки; $h_f = 1,25m$ – висота ніжки; $h = 2,25m$.

8. Діаметри кіл впадин:

$$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m = m(z - 2,5). \quad (2.16)$$

9. Діаметри кіл вершин зубців:

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m = m(z + 2). \quad (2.17)$$

10. Кут зачеплення:

$$\alpha_w = \alpha = 20^\circ .$$

11. Ширина зубчастого вінця: шестірні b_1 , колеса b_2 .

12. Коефіцієнт торцевого перекриття ε_α – відношення кута повороту зубчастого колеса від входу в зачеплення торцевого профілю його зубця до виходу із зачеплення до кутового кроку $2\pi/z$, визначає середнє число пар зубців, що одночасно знаходяться в зачепленні. Його величина завжди більша за одиницю, інакше може виникнути момент, коли в зачепленні не буде жодної пари зубців і передача буде працювати з ударами. Стандарт рекомендує визначати коефіцієнт перекриття за емпіричною залежністю:

$$\varepsilon_a \approx 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \quad (2.18)$$

(далі «+» – для зовнішнього зачеплення коліс, «-» – для внутрішнього зачеплення).

Із збільшенням коефіцієнта перекриття підвищується плавність роботи та несуча здатність передач, зменшуються динамічні навантаження та шум.

13. Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{d_{w_2} \pm d_{w_1}}{2} = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2} = \frac{d_1(u \pm 1)}{2}. \quad (2.19)$$

2.2.3. Коригування зубців циліндричних зубчастих передач

Метод коригування полягає у зміщенні інструменту в радіальному напрямі під час нарізання коліс, яке дозволяє виконати профіль зубців іншими відрізками евольвенти того самого основного кола. Коригування дозволяє усунути явище підрізу ніжок зубців за числа зубців зубчастого колеса меншого деякого граничного значення (для прямих зубців, що нарізуються інструментальною зубчастою рейкою, вона становить 17). Коригуванням зубчастого зачеплення можна підвищити міцність зубців, зменшити їх спрацювання та усунути явище їх заклинювання. Коригування також дозволяє вписати зубчасту передачу у задану міжосьову відстань.

Зміщення інструменту визначають за формулою:

$$\chi = xt, \quad (2.20)$$

де x – коефіцієнт зміщення; t – модуль зачеплення.

Коефіцієнт зміщення вважається додатнім ($x > 0$), якщо інструмент зміщується від центра заготовки, і від'ємним ($x < 0$), якщо інструмент зміщується до центра заготовки. У некоригованій зубчастій передачі коефіцієнти зміщення зубчастих коліс: $x_1 = x_2 = 0$, така передача називається нульовою.

Розрізняють висотне та кутове коригування зубчастого зачеплення.

Зубчасті колеса передач із *висотним коригуванням* виготовляються із коефіцієнтами зміщення $x_1 = x_2$, $x_1 + x_2 = 0$. При такому коригуванні висота зубців залишається незмінною, але змінюється співвідношення висот головок і ніжок зубців і відповідно діаметри кіл вершин і впадин зубців.

Висотне коригування застосовується для вирівнювання напружень згину зубців.

Зубчасті колеса передач із *кутовим коригуванням* виготовляють із коефіцієнтами зміщення $x_1 \neq 0$, $x_2 \neq 0$, $x_1 + x_2 > 0$. Кутове коригування дозволяє підвищити міцність обох зубчастих коліс, а також вписати передачу у задану міжосьову відстань. Коефіцієнти зміщення можуть бути вибрані із умов підвищення контактної міцності робочих поверхонь зубців або міцності на згин, забезпечення високої стійкості проти зношування та опору проти заїдання зубців.

2.2.4. Точність зубчастих передач

Зубчасті колеса, як правило, виготовляють насадними на вал. Якщо діаметр шестірні малий і мало відрізняється від вала, то шестірню виготовляють із валом як одну деталь, яка зветься вал-шестірня.

За діаметра до 200 мм зубчасті колеса виготовляються із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок. Колеса середніх діаметрів (до 600 мм) виготовляють із заготовок, одержаних куванням, штампуванням або литтям. Великогабаритні (діаметром понад 600 мм) зубчасті колеса виготовляють литтям або зварюванням. У разі використання для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса.

Технологія виготовлення зубчастих коліс залежить від комплексу економічних, експлуатаційних, технологічних вимог до їх конструкцій.

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

Метод копіювання (рис. 2.6б,г) полягає в копіюванні контуру робочої частини зуборізного інструменту – дискової або пальцевої фрези – під час нарізання зубців. Головним недоліком цього методу

є низька продуктивність, мала точність та потреба у широкій номенклатурі і великій кількості зубонарізного інструменту.

Основний, найбільш продуктивний та точний метод нарізування зубців – це *метод обкочування* (рис. 2.6а,в). За цього методу нарізується кілька зубців і профіль зубців утворюється у вигляді огинаючої лінії послідовних положень різальних кромek інструменту (черв'ячна фреза, довбач, інструментальна рейка).

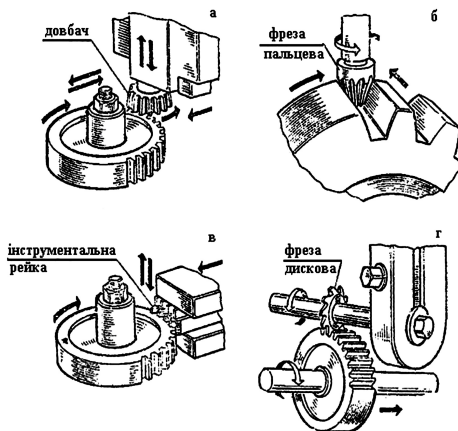


Рис. 2.6. Нарізування зубців:

а, в – методом обкочування;

б, г – методом копіювання

Після нарізання зубців та термообробки проводять остаточну або фінішну обробку зубців – шліфування. Інколи для згладжування мікронерівностей на робочих поверхнях незагартованих зубців застосовується обкочування зубчастих коліс протягом деякого часу під навантаженням за зачеплення їх із еталонним колесом високої твердості.

Роботоздатність зубчастої передачі залежить від точності виготовлення зубчастих коліс. Погрішності виготовлення призводять до порушення плавності обертання коліс, появи зон із високою концентрацією навантаження і додаткових навантажень, шуму тощо.

Зубчасті колеса після виготовлення контролюються за елементами або комплексно. В першому випадку правильність зачеплення визначається за товщиною зубця, кроком, радіальним биттям зубчастого вінця, правильністю евольвенти тощо. В другому

випадку зубчасте колесо перевіряється в приладі комплексного контролю, де визначають кінематичну точність, плавність роботи, контакт зубців і бічний зазор в зачепленні. Ці показники і є основними під час визначення точності зубчастої передачі.

Кінематична точність характеризується сумарною погрішністю кутів повороту коліс, що знаходяться у зачепленні, за один оберт. Суттєво важлива норма для систем керування і швидкохідних силових передач.

Плавність роботи характеризується повторюванням коливань швидкості за оберт колеса. Суттєво впливає на роботоздатність силових швидкохідних передач. Визначається помилками кроку і профілю.

Пляма контакту зубців характеризує концентрацію навантаження на зубцях. Суттєво впливає на роботоздатність силових передач.

Боковий зазор у зачепленні дорівнює відстані між неробочими поверхнями сусідніх зубців у разі контакту їх робочих поверхонь. Попереджує заклинювання і забезпечує вільне обертання коліс. Розмір бокового зазору регламентується видом спряження зубчастих коліс: *H* – нульовий зазор; *E* – малий; *C* і *D* – зменшений; *B* – нормальний і *A* – збільшений.

Стандарт встановлює 12 ступенів точності. Для кожного ступеню точності визначаються норми кінематичної точності, плавності роботи і контакту зубців.

Вибір ступеню точності залежить від призначення передачі та умов її роботи. Найбільш поширені: 6-й – високоточні швидкісні передачі; 7-й – точні передачі; 8-й – передачі середньої точності; 9 – тихохідні передачі пониженої точності і відкриті.

Точність зубчастих передач і коліс позначають вказуванням ступеню точності (або ступеню точності за 3 нормами) і норми бокового зазору. Наприклад: 6 – *B* ГОСТ 1643-81 або 7 – 6 – 6 – *B* ГОСТ 1643-81.

2.2.5. Види руйнування зубців. Критерії роботоздатності і розрахунку зубчастих передач

Під час роботи зубчастої передачі зубці її коліс піддаються дії змінних (виникають тільки під час проходження лінії контакту) контактних напружень на робочих поверхнях і змінних напружень згину (виникають тільки у разі знаходження зубця в зачепленні).Ці

напруження є причиною основних видів руйнування зубців: поломок, втомного викришування робочих поверхонь, зношування і заїдання.

Поломка зубців (рис. 2.7а) є найбільш небезпечним видом руйнування, може виникнути в результаті перевантаження або від втоми матеріалу у разі довготривалої дії змінних напружень згину, що спричинюють появу мікротріщин у зоні перехідної кривої профілю на стороні розтягнутих волокон, де діють найбільші напруження згину. Для попередження поломок зубці розраховуються на згин.

Заходи для запобігання поломки зубців: збільшення модуля; позитивне зміщення під час нарізування зубців; термообробка та зміцнення поверхонь зубців; підвищення точності виготовлення та монтажу передачі; захист від перевантажень.

Втомне викришування робочих поверхонь зубців (рис. 2.7б) є найбільш поширеним видом руйнування зубців для більшості добре змащуваних та захищених від забруднення зубчастих коліс (закриті передачі). Пов'язане з дією циклічно змінних контактних напружень, які спричинюють появу втомних тріщин у поверхневих шарах робочих поверхонь зубців, подальший розвиток яких призводить до викришування частинок металу. Викришування починається поблизу полюсної лінії на ніжках зубців, де в зв'язку з малими швидкостями ковзання виникають великі сили тертя, і воно може бути обмеженим або прогресуючим. Небезпечним є прогресуюче викришування.

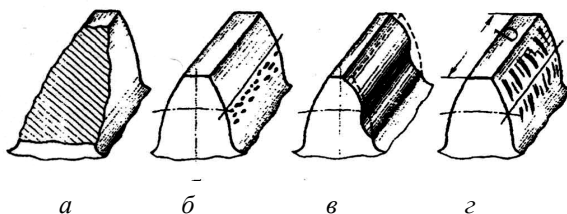


Рис. 2.7. Види руйнування зубців:

а – поломка; *б* – викришування; *в* – зношення; *г* – задирки

Для попередження викришування зубці розраховують на контактну витривалість робочих поверхонь.

У зубчастих колісах, активні поверхні зубців яких мають зміцнений поверхневий шар (цементация, азотування, поверхневе гартування) змінні контактні напруження можуть викликати відшарування матеріалу.

Заходи для запобігання викришування: підвищення твердості матеріалів зубчастих коліс термообробкою; підвищення точності виготовлення і монтажу; вибір сорту мастила.

Зношування (рис. 2.7в) є основною причиною виходу із ладу відкритих передач, а також закритих із поганим захистом від забруднення.

У міру зношування початковий евольвентний профіль зубців змінюється, збільшуються зазори в зачепленні, виникають динамічні навантаження і шум. Міцність зубців знижується, що може призвести до їх поломки.

Розрахунку зубців із умови запобігання зношуванню нині не існує. Враховуючи зміну поперечного перерізу внаслідок зношення можна передачу розрахувати на згин. З іншого боку відомо, що швидкість зношування пропорційна контактному напруженню, тому іноді такі передачі розраховують за контактними напруженнями.

Заходи щодо підвищення стійкості робочих поверхонь зубців проти зношування: підвищення твердості робочих поверхонь; захист від забруднення; використання мастил із відповідними властивостями.

Зайдання зубців (рис. 2.7г) найчастіше спостерігається у важконавантажених та високошвидкісних зубчастих передачах. Виникає в результаті руйнування масляної плівки, що призводить до великих швидкостей ковзання, зчеплення поверхневих часток матеріалів коліс із наступним задиранням.

Заходи запобігання: підвищення твердості робочих поверхонь, використання протизадирих присадок.

Найбільш вивченими є явища втомного викришування робочих поверхонь зубців у результаті дії циклічно змінних контактних напружень σ_H і явища втомної поломки зубців у результаті циклічної дії напружень згину σ_F . Вплив інших видів руйнування враховується під час вибору допустимих напружень.

ГОСТ 21354-87 рекомендує виконувати такі види розрахунків міцності зубців циліндричних евольвентних передач:

1. Розрахунок на контактну витривалість робочих поверхонь.
2. Розрахунок на контактну міцність за дії максимального навантаження для запобігання залишкової деформації або крихкого руйнування поверхневого шару зубців.
3. Розрахунок на витривалість під час згину.
4. Розрахунок на міцність під час згину максимальним навантаженням для запобігання залишкової деформації або крихкої поломки зубців.

2.2.6. Матеріали зубчастих коліс

Зубчасті колеса в основному виготовляють із *сталей*, що допускають термічну або хіміко-термічну обробку для забезпечення високої несучої здатності і довговічності зубчастих передач. Найбільше поширення мають якісні вуглецеві сталі, 40, 45, 50, 50Г та леговані – 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА та ін.

Залежно від твердості сталеві зубчасті колеса діляться на дві групи.

Якщо зубчасті колеса нарізують після термообробки заготовки, то максимальна допустима твердість поверхонь $H \leq 350\text{HB}$ (термообробки: нормалізація, поліпшення, об'ємне гартування). Достатня точність зубчастих коліс досягається без використання дорогих фінішних операцій. Така технологія характерна для умов малосерійного та індивідуального виробництва коліс. Колеса добре припрацьовуються. Для кращого припрацювання рекомендується призначати твердість робочих поверхонь зубців шестірні більшою від твердості робочих поверхонь зубців колеса:

$$HB_1 = HB_2 + 20 \dots 30 \text{ – для прямозубих коліс};$$

$$HB_1 = HB_2 + 60 \dots 80 \text{ (до 100) – для косозубих і шевронних коліс.}$$

У передачах з підвищеною навантажувальною здатністю та малими габаритами використовуються колеса з твердістю робочих поверхонь зубців $H > 350\text{HB}$. Нарізування зубців таких коліс виконується до термообробки (об'ємного або поверхневого гартування, цементації, азотування, ціанування). Для виправлення профілю після термообробки поверхні зубців шліфують та полірують на спеціальних верстатах. Така технологія можлива і доцільна тільки в умовах великосерійного і масового виробництва зубчастих коліс.

Колеса великих діаметрів виготовляють із сталюого литва 40Л, 45Л, 50Л із наступним відпалюванням або нормалізацією.

Чавуни використовують для виготовлення зубчастих коліс тихохідних великогабаритних відкритих (іноді закритих) передач (сірі чавуни СЧ 20...СЧ 35, іноді високоміцні ВЧ).

Зубчасті колеса із *пластмас* виконують за необхідності забезпечення безшумної роботи передач. Працюють, зазвичай, в парі зі сталевими або чавунними колесами. Мають невисоку несучу здатність і довговічність. Для виготовлення зубчастих коліс використовують текстоліт, нейлон, капрон тощо.

2.2.7. Допустимі напруження

Допустимі контактні напруження визначають за формулою наведеною в ГОСТ 21354-87 (у тексті наведено із деякими спрощеннями):

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{HO} \cdot K_{HL}}{S_H}, \quad (2.21)$$

де $\sigma_{HO} (\sigma_{Hlimb})$ – границя контактної витривалості робочих поверхонь зубців, що відповідає базі випробувань N_{HO} ; дослідженнями встановлено, що ця границя залежить перш за все від твердості робочих поверхонь зубців, наприклад, під час нормалізації та поліпшення і твердості $H \leq 350\text{HB}$:

$$\sigma_{HO} = 2(HB) + 70 \text{ (МПа)}, \quad (2.22)$$

де S_H – коефіцієнт безпеки (запасу міцності), за однорідної структури матеріалу зубчастих коліс (нормалізація, поліпшення) $S_H = 1,1$; за неоднорідної (поверхневе загартування, цементация, азотування та ін.) $S_H = 1,2$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, враховує можливість підвищення допустимих напружень для короткочасно працюючих передач:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}, \quad (2.23)$$

якщо $N_{HO} < N_{HE}$, то $K_{HL} = 1$,

де N_{HO} – база випробувань, $N_{HO} = 30HB^{2,4}$; N_{HE} – еквівалентне число циклів зміни навантажень зубців за строк служби передачі, за *постійного* режиму навантаження:

$$N_{HE} = 60 \cdot n \cdot L_h, \quad (2.24)$$

де n – частота обертання зубчастого колеса; L_h – строк служби передачі в годинах;

за змінного режиму навантаження:

$$N_{HE} = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot n_i \cdot t_i, \quad (2.25)$$

де T_i – навантаження, що діє на передачу впродовж часу t_i за частоти обертання n_i ; T_{\max} – максимальне навантаження.

Під час розрахунків зубчастих передач на контактну витривалість в формули проектних розрахунків являють *розрахункове допустиме контактне напруження*:

– для прямозубих передач і косозубих передач у разі твердості коліс $H > 350\text{HB}$ за розрахункове допустиме контактне напруження береться менше із $[\sigma]_{H_1}$ і $[\sigma]_{H_2}$;

– для косозубих і шевронних передач (у разі твердості зубців хоча б одного колеса $H \leq 350\text{HB}$), конічних з круговими зубцями:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}), \quad (2.26)$$

у разі виконання умов:

$[\sigma]_H \leq 1,25[\sigma]_{Hmin}$ – для циліндричних зубчастих передач;

$[\sigma]_H \leq 1,15[\sigma]_{Hmin}$ – для конічних зубчастих передач.

Допустимі граничні контактні напруження під час розрахунків на дію максимального навантаження визначають залежно від виду термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс:

$[\sigma]_{H \max} = 2,8\sigma_T$ (у разі поліпшення, нормалізації, об'ємного гартування з низьким відпусканням),

де σ_T – границя текучості матеріалу при розтягу;

$[\sigma]_{H \max} = 44 \text{ HRC}$ (у раці цементації, гартування нагріванням СВЧ);

$[\sigma]_{H \max} = 3 \text{ HV}$ (у разі азотування).

Допустимі напруження згину визначають окремо для зубців шестірни і колеса:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}, \quad (2.27)$$

де $\sigma_{FO}(\sigma_{Flimb})$ – границя витривалості зубців під час згину, що відповідає базі випробувань N_{FO} , визначається залежно від виду термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс, наприклад, у разі поліпшення і нормалізації:

$$\sigma_{FO} = 1,8 \cdot HB, \quad (2.28)$$

S_F – коефіцієнт безпеки (запас міцності), $S_F = 1,55 \dots 2,2$, в середньому $S_F = 1,7$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, для зубчастих коліс із твердістю поверхонь зубців $H \leq 350HB$ і з шліфованою перехідною поверхнею незалежно від твердості:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad (2.29)$$

для зубчастих коліс із нешліфованою перехідною поверхнею за твердості $H > 350HB$:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad (2.30)$$

якщо $N_{FO} < N_{FE}$, то $K_{FL} = 1$;

де N_{FO} – база випробувань, $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$;

N_{FE} – еквівалентне число циклів зміни навантажень зубців за строк служби передачі, у разі *постійного* режиму навантаження $N_{FE} = N_{HE} = 60n \cdot L_h$; у разі *змінного* режиму навантаження $N_{FE} = 60 \sum (T_i / T_{\max})^3 \cdot n_i \cdot t_i$;

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує змінність напрямку навантаження на зубець; за незмінного напрямку (нереверсивна передача) $K_{FC} = 1$, у разі реверсивного навантаження $K_{FC} = 0,65 \dots 0,9$ залежно від термообробки.

Допустимі граничні напруження згину на дію максимального навантаження визначають за формулою:

$$[\sigma]_{Fmax} = \sigma_{Flim} / S_F \quad (2.31)$$

де σ_{Flim} – граничне напруження, що не спричинює залишкових деформацій або поломки зубців, наприклад, $\sigma_{Flim} = 4,8$ НВ (МПа) – для легованих та вуглецевих сталей після поліпшення та нормалізації.

2.2.8. Прямозубі циліндричні зубчасті передачі

Прямозубі колеса використовують за низьких колових швидкостей, здебільшого в планетарних редукторах, відкритих передачах, коробках передач, де необхідно передбачити осьове переміщення зубчастих коліс.

Сили в зачепленні

Обертальний момент T створює розподілене за контактними лініями навантаження, яке замінюється рівнодіючою зосередженою силою F_n , направленою вздовж нормалі до профілів зубців по лінії зачеплення і прикладеною в полюсі (рис. 2.8).

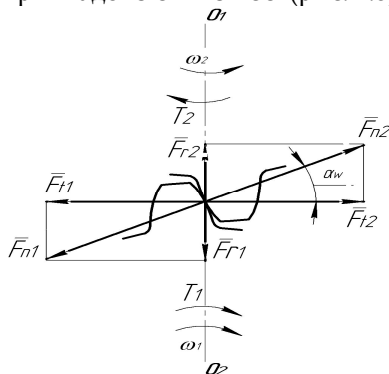


Рис. 2.8. Схема сил у зачепленні прямозубої передачі

Сила F_n розкладається на дві взаємно перпендикулярні складові:

колову силу F_t :

$$F_t = \frac{2T}{d} \quad (2.32)$$

та радіальну силу F_r :

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (2.33)$$

де α_w – кут зачеплення (звичайно $\alpha_w = 20^\circ$).

Для пари зубчастих коліс, що знаходяться в зачепленні, сили, що діють на зубці шестірні і колеса, відповідно дорівнюють:

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2; \quad (2.34)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w. \quad (2.35)$$

Нормальна сила дорівнює геометричній сумі сил F_t і F_r , а її абсолютна величина:

$$F_n = F_t / \cos \alpha_w. \quad (2.36)$$

Таке розкладання зручне для розрахунку зубців на міцність, а також валів та опор.

Напрямок сили F_t на веденому колесі співпадає з напрямом його обертання, а на ведучому – протилежний напрямку обертання. Радіальні сили направлені за радіусом до центрів коліс.

Розрахунок на контактну витривалість

Розрахунок ведеться для моменту зачеплення зубців коліс у полюсі P (рис. 2.5), оскільки дослідженнями встановлено, що викришування починається в зоні полюсної лінії. Контакт зубців розглядається як контакт двох циліндрів із радіусами ρ_1 і ρ_2 . Найбільші контактні напруження визначають за формулою Герца:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{2\rho_{36}}}, \quad (2.37)$$

де ρ_{36} – зведений радіус кривини профілів зубців у точці контакту; q – питома нормальне навантаження (на одиницю довжини контактної лінії); Z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів коліс:

$$Z_M = \sqrt{2E_1 \cdot E_2 / \{E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)\}},$$

де E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів відповідно шестірні і колеса; μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона; якщо колеса виготовлені з однакового матеріалу з характеристиками E і μ , то:

$$Z_M = \sqrt{E / [\pi(1 - \mu^2)]}, \quad (2.38)$$

якщо обидва колеса виконані із сталі, то $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$ і

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}.$$

Питоме розрахункове нормальне навантаження:

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (2.39)$$

де F_n – нормальна сила, що діє в зачепленні:

$$F_n = F_t / \cos \alpha_w; \quad (2.40)$$

l_Σ – сумарна довжина контактних ліній, в процесі зачеплення змінюється від b (однопарне зачеплення) до $2b$ (двопарне); для розрахунків беруть:

$$l_\Sigma = b_2 / Z_\epsilon, \quad (2.41)$$

де b_2 – ширина зубчастого вінця колеса; $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною зубчастого вінця; визначається залежно від ширини вінця колеса та розміщення коліс відносно опор;

K_{HV} – коефіцієнт динамічності навантаження, який враховує появу в зачепленні додаткових динамічних сил; залежить від колової швидкості та ступеня точності передачі.

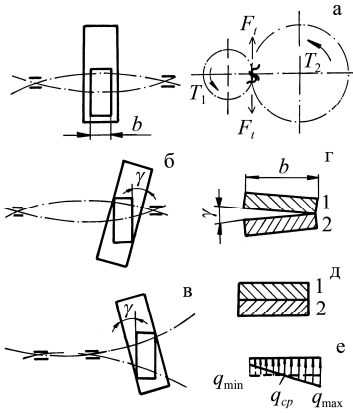


Рис.2.9. Концентрація навантаження за шириною зубчастих вінців коліс:

a – у разі симетричного розміщення коліс відносно опор; *b* – у разі несиметричного; *в* – у разі консольного; *г, д* – дотик зубців; *е* – розподіл навантаження за шириною вінця

Концентрація навантаження за довжиною лінії контакту зубців виникає внаслідок похибок напрямку зубців під час виготовлення, пружних деформацій зубців, валів та їх опор. На рис. 2.9е наведено характеристику розподілу навантаження за шириною зубчастого вінця, викликаного прогинами валів. У результаті зубчасті колеса повертаються на кут взаємного повороту γ . У разі абсолютно жорстких зубців шестірні і колеса мало б місце торкання в точках (рис. 2.9г). Однак, в результаті пружних деформацій реальних зубців під навантаженням можливе їх торкання за лінією (рис. 2.9д). При цьому розподілення навантаження на лінії контакту зубців буде нерівномірним.

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{Н\beta}$ визначають відношенням q_{max}/q_{cp} . Він залежить від кута перекосу і ширини колеса b_2 (або відношення ψ_{bd}

$= b_2/d_1$), а також від розташування коліс відносно опор.

Зведений радіус кривини евольвент у точці контакту:

$$\frac{1}{\rho_{\text{зв}}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2},$$

де ρ_1, ρ_2 – радіуси кривини евольвентних профілів зубців відповідно шестірні і колеса у точці контакту;

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_w; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w = \frac{d_1 \cdot u}{2} \cdot \sin \alpha_w;$$

$$\frac{1}{\rho_{\text{зв}}} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_1 \cdot u \cdot \sin \alpha_w} = \frac{2(u \pm 1)}{d_1 \cdot \sin \alpha_w \cdot u} \quad (2.42)$$

Підставивши (2.40), (2.41), в (2.39), а (2.39), (2.42) в (2.38) одержимо:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{F_t \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{2 \cdot \cos \alpha_w \cdot b_2} \cdot \frac{2(u \pm 1)}{d_1 \cdot \sin \alpha_w \cdot u}}$$

тоді формула перевірного розрахунку на контактну витривалість має вигляд:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_e \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_2 \cdot d_1} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.43)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin(2\alpha_w)}}$ – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців в полюсі зачеплення, якщо $\alpha_w = 20^\circ$ $Z_H = 1,76$.

У разі *проектного* розрахунку із формули (2.43) визначають основний розмірний параметр (d_1 , d_2 або a_w) передачі за такими даними: розрахункове навантаження (зазвичай, момент T_1 або T_2); режим навантаження передачі; строк служби передачі; передаточне число u ; матеріали зубчастих коліс, їх термообробка і твердість робочих поверхонь зубців.

Щоб позбутися одного невідомого в (2.43) вводяться безрозмірні параметри:

$\psi_{bd} = b_2/d_1$ – коефіцієнт ширини вінця колеса відносно дільного діаметра шестірні;

$\psi_{ba} = b_2/a_w$ – коефіцієнт ширини вінця колеса відносно міжосової відстані. Між собою ці параметри співвідносяться таким чином:

$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1)$, причому $\psi_{bd} \leq 1$ – для прямозубих передач та $\psi_{bd} \leq 1,5$ – для косозубих передач.

Замінивши в (2.43) $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$; $d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1}$; $b_2 = \psi_{bd} \cdot d_1$

і розв'язавши відносно d_1 одержимо формулу *проектного* розрахунку на контактну витривалість:

$$d_1 = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot (u \pm 1)}{\psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2 \cdot u}}, \quad (2.44)$$

де $K_d = \sqrt[3]{10^3 \cdot 2(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 K_{HV}}$, для прямозубих передач $K_d = 770$ МПа^{1/3}; якщо T_1 в Н·м, $[\sigma]_H$ в МПа.

Під час проектних розрахунків редукторів частіше визначають міжосьову відстань. Замінивши в (2.43):

$$F_i = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1}; \quad b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad d_2 = d_1 u = \frac{2a_w \cdot u}{u \pm 1}$$

і розв'язавши (2.43) відносно a_w , одержимо:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{u \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}}$$

або

$$a_w = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (2.45)$$

де $K_a = \sqrt[3]{10^3 \cdot 0,5(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 K_{HV}}$, для прямозубих передач $K_a = 490$ МПа^{1/3}, якщо T_1, T_2 в Н·м, $[\sigma]_H$ в МПа.

Розрахункове значення a_w бажано округлити до найближчого стандартного або вибрати значення із нормального ряду.

Розрахунок зубців на витривалість у разі згину

Під час виконання цього розрахунку беруть такі допущення (рис.2.10):

- все навантаження передається однією парою зубців;

- сили тертя на зубцях малі;
- навантаження прикладене до вершини зубця і направлене по нормалі до його профілю;
- зубець розглядається як зачеплена одним кінцем консольна балка прямокутного перерізу;
- розподілене за шириною вінця навантаження замінюється зосередженою силою F_n , складові якої: колова F_t згинає зубець, а радіальна F_r стискує зубець:

$$F_t = F_n / \cos \alpha ; F_r = F_n / \sin \alpha ; F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha .$$

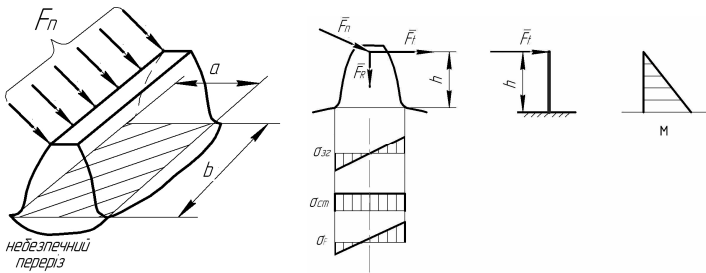


Рис. 2.10. До визначення напружень згину в зубцях

Оскільки втомні тріщини та руйнування починаються з боку робочого профілю, міцність зубців перевіряється саме з цього боку:

$$\sigma_F = \sigma_{32} - \sigma_{cm} = \frac{M}{W_o} - \frac{F_r}{A} = \frac{F_t \cdot h \cdot 6}{b \cdot a^2} - \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{a \cdot b} ; \quad (2.46)$$

де $M = F_t \cdot h$; $W_o = ba^2/6$.

Замінивши розміри h і a на розміри пропорційні модулю m :

$$h = h' \cdot m \quad \text{і} \quad a = a' \cdot m ,$$

одержимо:

$$\sigma_F = \frac{6 \cdot F_t \cdot mh'}{b \cdot m^2 (a^1)^2} - \frac{F_t \cdot tg\alpha}{a^1 \cdot m} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot \left(\frac{6h'}{(a^1)^2} - \frac{tg\alpha}{a^1} \right) = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F,$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця, визначається залежно від числа зубців і коефіцієнта зміщення вихідного контуру під час коригування.

Формула перевірного розрахунку зубців на витривалість у разі згину:

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b \cdot m} \leq [\sigma]_F. \quad (2.47)$$

Коефіцієнти $K_{F\beta}$ і K_{FV} враховують вплив тих же явищ, що і коефіцієнти $K_{H\beta}$ і K_{HV} , але у разі згину, тому і мають інші значення.

Під час *проектного* розрахунку із формули (2.47) визначають модуль, після заміни:

$$b_2 = \psi_m \cdot m;$$

де $\psi_m = \frac{b_2}{m}$ – коефіцієнт ширини вінця відносно модуля;

$$F_t = 2T_1/d_1; d_1 = mz_1;$$

$$m = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{FV}}{z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma]_F}} \quad (2.48)$$

m в мм, якщо T_1 в Н·м; $[\sigma]_F$ в МПа.

Розрахунок передач у разі дії максимального навантаження (перевантаження)

Розрахунок на контактну міцність виконують для запобігання залишкової деформації або крихкого руйнування поверхневого шару у разі короточасних перевантажень. Умова міцності:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{ном}}} \leq [\sigma]_{H \max}. \quad (2.49)$$

Розрахунок зубців на міцність у разі згину виконують для запобігання появи залишкової деформації або крихкої поломки зубців при короткочасних перевантаженнях. Умова міцності:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} \right) \leq [\sigma]_{F \max} . \quad (2.50)$$

Відношення $\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$ вказує можливе перевантаження передачі.

2.2.9. Косозубі циліндричні передачі

Особливості геометрії

Косозубі колеса використовують для відповідальних передач у разі середніх і високих колових швидкостей. При цьому, зазвичай, шестірні виконують з лівим напрямом зубця, колеса – з правим.

У косозубих передачах зубці розміщують під деяким кутом до твірної ділильного циліндра. Нарізування косих зубців виконують тим самим інструментом, що і прямих, тому профіль косою зубця в нормальному перерізі співпадає з профілем прямого зубця.

Навантажувальна здатність косозубої передачі вища ніж прямозубої, тому що навантаження розподіляється на декілька зубців, зубці входять у зачеплення не за всією довжиною, а поступово, тому знижуються шум і динамічні навантаження. Недоліком косозубої передачі є виникнення осьової сили, яка додатково навантажує опори і вали.

Кут нахилу зубців є в межах $8^\circ \dots 20^\circ$ (шевронних $20^\circ \dots 40^\circ$). Якщо кут менший 8° – не проявляються позитивні якості косозубої передачі, великий кут – відчутний вплив осьової сили.

У торцевій площині косозубого колеса визначають коловий крок p_t і коловий модуль m_t , а в площині нормальній до напрямку зубця – нормальний крок p_n і нормальний модуль m_n (рис.2. 11):

$$p_t = p_n / \cos \beta; \quad (2.51)$$

$$m_t = p_t / \pi = m_n / \cos \beta \quad (2.52)$$

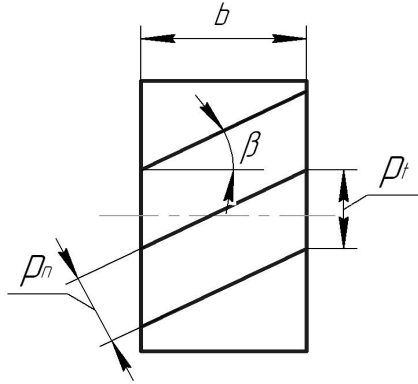


Рис. 2.11. Коловий і нормальний кроки косозубого колеса

Нормальні модулі стандартизовані.

Початковий (ділительний) діаметр:

$$d_w = d = m_t \cdot z = m_n \cdot z / \cos \beta. \quad (2.53)$$

Діаметр кола вершин зубців:

$$d_a = d + 2m_n. \quad (2.54)$$

Діаметр кола впадин:

$$d_f = d - 2,5m_n. \quad (2.55)$$

Еквівалентне колесо

Форму зубця визначає його нормальний переріз, тому для розрахунків косозубих коліс зручно користуватись розмірами еквівалентного прямозубого колеса, радіус якого дорівнює найбільшому радіусу кривини ρ_v в полюсі зачеплення еліпса одержаного за нор-

мального перерізу ділильного циліндричного косозубого колеса (рис. 2.12).

$$\rho_V = \frac{c^2}{e} = \frac{d^2 \cdot 2}{4(\cos^2 \beta) \cdot d} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} . \quad (2.56)$$

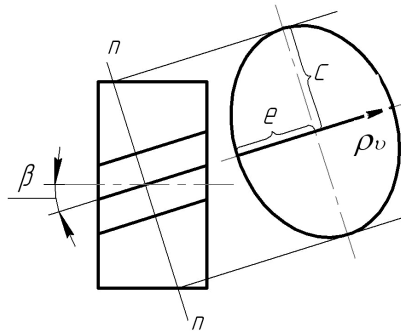


Рис. 2.12. До визначення радіуса еквівалентного колеса

Ділильний діаметр еквівалентного колеса:

$$d_V = 2\rho_V = d / \cos^2 \beta = \frac{m_t \cdot z}{\cos^2 \beta} = m_n \cdot z / \cos^3 \beta = m_n \cdot z_V . \quad (2.57)$$

Еквівалентне число зубців (число зубців еквівалентного колеса):

$$z_V = z / \cos^2 \beta . \quad (2.58)$$

Сили в зачепленні

Нормальна сила F_n , що виникає в зачепленні косозубої передачі, направлена за нормаллю до профілю косої зубця, тобто за лінією зачеплення еквівалентного колеса, і розкладається на дві складові (рис. 2.13):

- колову силу на еквівалентному колесі:

$$F_{tv} = F_n \cdot \cos \alpha ;$$

- радіальну на еквівалентному колесі?

$$F_{rv} = F_{tv} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

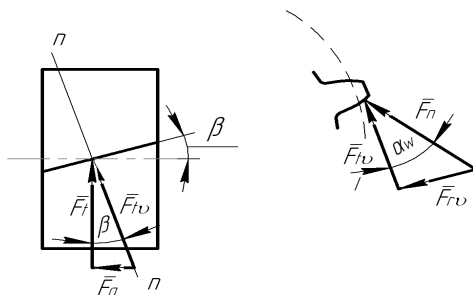


Рис.2.13 Визначення сил в косозубому зачепленні

До того ж складова F_{tv} розкладається на дві: колову силу $F_t = 2T/d$ і осьову $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$. Радіальна сила на еквівалентному колесі дорівнює радіальній силі на косозубому колесі:

$$F_r = F_{rv} = F_{tv} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

Таким чином, на зубці косозубих коліс, що знаходяться у зачепленні, діють однакові за модулем, але протилежно направлені сили (рис.2.14):

- коліві: $F_{t_1} = F_{t_2} = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2$; (2.59)

- радіальні: $F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t1(2)} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}$; (2.60)

- осьові: $F_{a_1} = F_{a_2} = F_{t1(2)} \cdot \operatorname{tg} \beta$. (2.61)

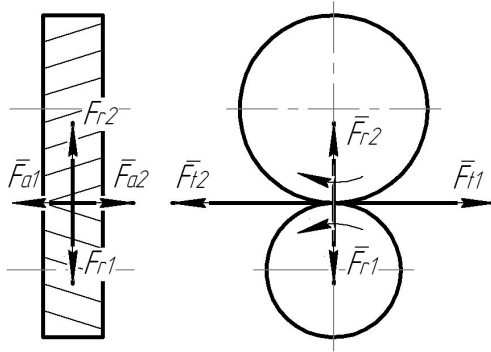


Рис. 2.14. Сили в зачепленні косозубої передачі

Розрахунки косозубих передач

Виконують як для прямозубих з урахуванням параметрів еквівалентних коліс.

Розрахунок на контактну витривалість

Формула перевірного розрахунку косозубих передач має такий же вигляд, як і для прямозубих:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} (u \pm 1)}{b_2 \cdot d_1 u}} \leq [\sigma]_H. \quad (11.50)$$

Порівняно з розрахунком прямозубих передач зміни зазнають такі параметри:

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}; \quad \varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta.$$

Для врахування розподілу навантаження між зубцями вводять коефіцієнт $K_{H\alpha}$.

Формули проектного розрахунку:

$$d_1 = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot (u \pm 1)}{\psi_{bd} \cdot [\sigma]_{Ht}^2 \cdot u}}; \quad (11.51)$$

$$a_w = 430 \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_{Ht}^2}}. \quad (11.52)$$

Із формул бачимо, що різниця полягає в коефіцієнтах K_d і K_a : для косозубих вони приблизно дорівнюють $K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$ і $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$.

Розрахунок на витривалість у разі згину

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot \frac{E_t}{b \cdot m_n} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma]_F, \quad (11.53)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця, вибирається за еквівалентним числом зубців $z_v = z / \cos^3 \beta$; Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зубців:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}.$$

Розрахунки на міцність у разі дії максимальних навантажень виконують як і для прямозубих передач.

2.2.10. Конічні зубчасті передачі

Конічні зубчасті колеса використовуються в передачах, у яких осі валів перетинаються під деяким кутом, зазвичай, під кутом 90° .

Виготовлення і монтаж конічних передач складніший, ніж циліндричних. Для нарізування конічних коліс потрібні спеціальні верстати і інструмент. Забезпечити точність конічного зачеплення складніше, оскільки збільшується кількість параметрів, для яких необхідно витримати допуски. Одне з конічних коліс розміщується

консольно, що збільшує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубця. Все це призводить до того, що навантажувальна здатність конічної прямозубої передачі становить майже 85% навантажувальної здатності аналогічної циліндричної передачі.

Конічні колеса виконують з прямими, тангенціальними і круговими зубцями. Прямозубі колеса використовують у разі колових швидкостей не більших 2...3 м/с.

Геометричні параметри

На відміну від циліндричних коліс кочення двох конічних коліс можна розглядати як кочення без ковзання двох конусів.

Замість початкового і дільного циліндрів вводяться поняття початкового і дільного конуса, а також додаткових конусів: зовнішнього, внутрішнього і середнього. У некоригованій передачі початковий та дільний конуси співпадають. Як і для циліндричних передач розглянемо параметри необхідні для розрахунків (рис. 2.15).

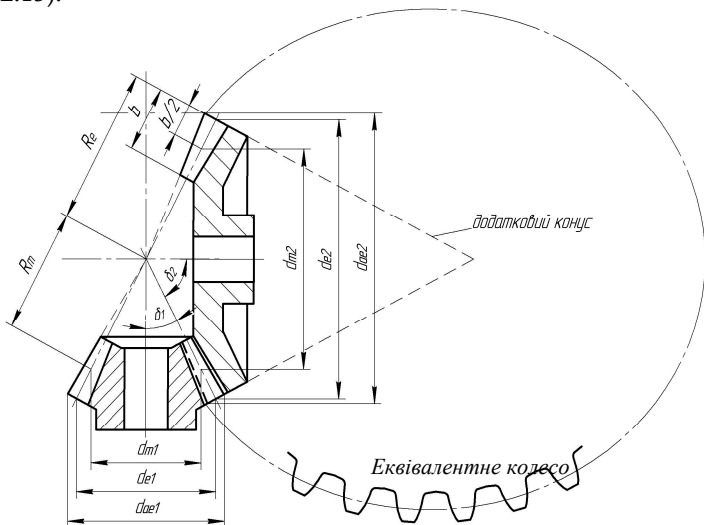


Рис. 2.15. Геометричні розміри конічної передачі

Конуси, твірні яких перпендикулярні до твірних основних дільних конусів, називаються додатковими. Переріз зубців додат-

ковим конусом називається торцевим перерізом: розрізняють зовнішній, внутрішній і середній торцеві перерізи. Заміри розмірів зручніше виконувати за зовнішнім торцем, розміри в середньому перерізі використовуються під час силових розрахунків. Зовнішній і внутрішній торцеві перерізи формують зубчастий вінець конічного зубчастого колеса.

1. Кути при вершинах ділільних конусів шестірни δ_1 і колеса δ_2 ; розглядаються тільки для передач, у яких $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$.

Із рис. 2.15 бачимо, що $d_1 = 2R_e \cdot \sin \delta_1$, а $d_2 = 2R_e \cdot \sin \delta_2$, якщо передаточне число $u = z_2/z_1 = d_2/d_1$, то $u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$; якщо $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1, \quad (2.66)$$

звідки:

$$\delta_1 = \operatorname{arc} \operatorname{ctg} u = \operatorname{arc} \operatorname{tg}(z_1/z_2); \quad \delta_2 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} u = \operatorname{arc} \operatorname{tg}(z_2/z_1). \quad (2.67)$$

2. Конусні відстані:

$$\begin{array}{ll} \text{зовнішня:} & R_e = R_m + 0,5b; \\ \text{середня:} & R_m = R_e - 0,5b, \end{array} \quad (2.68)$$

де b – ширина зубчастого вінця.

3. Зовнішній коловий модуль m_e , модуль зубців конічних зубчастих коліс не є постійним у різних перерізах, тому часто за стандартний беруть модуль у зовнішньому перерізі зубців.

4. Зовнішні ділільні діаметри шестірни і колеса:

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2. \quad (2.69)$$

5. Зовнішні діаметри вершин зубців шестірни і колеса:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2. \quad (2.70)$$

6. Зовнішні діаметри впадин шестірни і колеса:

$$d_{fe_1} = d_{e_1} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_1; \quad d_{fe_2} = d_{e_2} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_2. \quad (2.71)$$

7. Середній коловий модуль зубців:

$$m_m = m_e(R_m/R_e). \quad (2.72)$$

8. Середні ділительні діаметри шестірни і колеса:

$$d_{m1} = m_m z_1; \quad d_{m2} = m_m z_2. \quad (2.73)$$

9. Ширина зубчастого вінця:

$$b = K_{be} R_e, \quad \text{за умови, що } b \leq 10m_e, \quad (2.74)$$

де K_{be} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця, $K_{be} = b/R_e = 0,25 \dots 0,30$.

Додаткові співвідношення між розмірами конічних зубчастих передач:

зовнішня конусна відстань:

$$R_e = m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 d_{el} \sqrt{1 + u^2}; \quad (2.75)$$

середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0,5b = R_e(1 - 0,5K_{be}). \quad (2.76)$$

Сили в зачепленні

Розподілене навантаження на зубці прямозубих конічних коліс замінюється зосередженою силою F_n , прикладеною у середньому перерізі. Силу F_n замінимо двома взаємно перпендикулярними складовими F_t і F_r' (рис. 2.16), останню теж замінимо її складовими F_r і F_a . Таким чином маємо три взаємно перпендикулярні складові нормальної сили:

а) колова сила:

$$F_t = 2T/dm;$$

б) радіальна сила:

$$F_r = F_r' \cdot \cos \delta = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta;$$

в) осьова сила:

$$F_a = F_r' \cdot \sin \delta = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta.$$

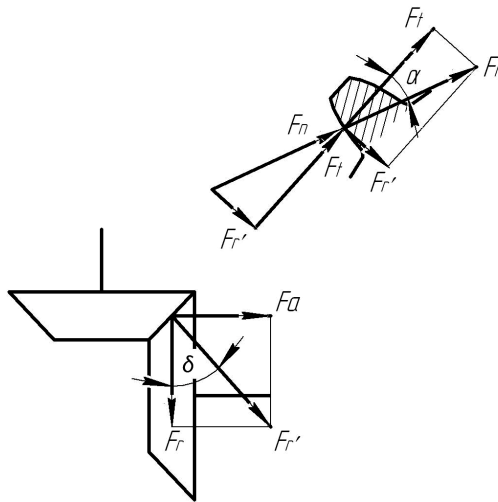


Рис. 2.16. Нормальна сила, що діє на зубець конічного колеса

У зачепленні конічної передачі на зубці шестірні і колеса діють у протилежних напрямках однакові нормальні сили, складові яких (рис. 2.16):

- колова сила на шестірні дорівнює коловій силі на колесі:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2T_1/d_{m1}, \quad (2.77)$$

- радіальна сила на шестірні дорівнює осевій силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \quad (2.78)$$

- осьоова сила на шестірні дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2. \quad (2.79)$$

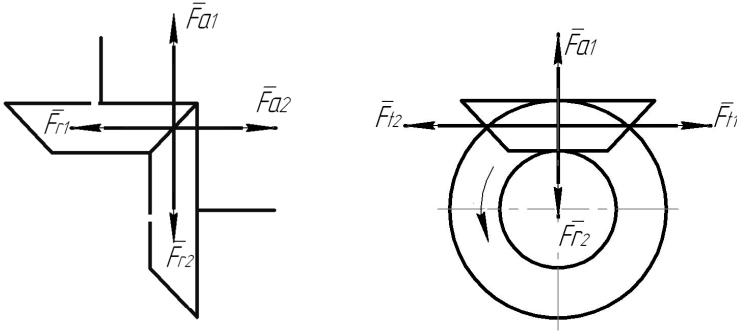


Рис. 2.17. Сили в зачепленні конічної передачі

Еквівалентне колесо

Форма зубця конічного колеса в нормальному перерізі додатковим конусом така ж, як і в зубця циліндричного прямозубого колеса, тому для розрахунків конічного колеса використовують розміри еквівалентного йому прямозубого циліндричного, одержаного розгорткою додаткового конуса (рис. 2.15). Діаметр еквівалентного колеса:

$$d_v = d / \cos \delta; \quad (2.80)$$

$$z_v \cdot m_a = z \cdot m_z / \cos \delta; \quad (2.81)$$

еквівалентне число зубців (число зубців еквівалентного колеса):

$$z_v = z / \cos \delta. \quad (2.82)$$

Розрахунки прямозубих конічних передач

Розрахунок на контактну витривалість зубців

Розрахунок ведеться як розрахунок прямозубої циліндричної передачі з еквівалентними зубчастими колесами в середньому перерізі.

Вихідною є формула Герца:

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{\frac{q_m}{2\rho_{\text{зв}}}}$$

Зведений радіус кривини робочих поверхонь у середньому перерізі:

$$\frac{1}{\rho_{\text{np}}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cdot \cos \delta_1}{d_{m_1} \cdot \sin \alpha} + \frac{2 \cdot \cos \delta_2}{d_{m_1} \cdot \sin \alpha} = \frac{2}{d_{m_1} \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right);$$

враховуючи те, що:

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}; \quad \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}};$$

одержимо:

$$\frac{1}{\rho_{\text{зв}}} = \frac{2}{d_{m_1} \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right). \quad (2.83)$$

Питоме розрахункове навантаження в середньому перерізі:

$$q_m = (q_{\text{max}} + q_{\text{min}})/2 = F_t \cdot K_{\text{Hv}} \cdot K_{\text{H}\beta} / (0,85 \cdot b \cdot \cos \alpha \cdot \varepsilon \alpha), \quad (2.84)$$

де коефіцієнт 0,85 враховує зниження несучої здатності прямозубої конічної передачі порівняно з циліндричною.

Формула *перевірочного розрахунку* прямозубої конічної передачі на контактну витривалість зубців:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{0,85 \cdot b \cdot d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma]_H. \quad (2.85)$$

Під час *проектного розрахунку* визначають або зовнішній діаметр колеса d_{e2} , або середній діаметр шестерні d_{m1} .

$$\text{Замінивши } F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad b = K_{be} \cdot R_e,$$

одержимо розрахункове значення зовнішнього діаметра колеса:

$$d_{e2} = 1000 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u}{0,85 \cdot [\sigma]_H^2 \cdot K_{be} \cdot (1 - K_{be})}} \quad (\text{мм}), \quad (2.86)$$

при цьому T_2 в Н·м; $[\sigma]_H$ МПа,

для редукторів рекомендують розраховане значення d_{e2} заокруглити до найближчого із стандартного ряду;

середній діаметр шестірни:

$$d_{m1} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot (2 - K_{be})}{0,85 \cdot K_{be} \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2}}.$$

Розрахунок прямозубої конічної передачі на витривалість у разі згину

Перевірка зубців конічної передачі на витривалість у разі згину аналогічна перевірці зубців циліндричної:

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{0,85 \cdot b \cdot m_m} \leq [\sigma]_F, \quad (2.87)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубців, який залежить від еквівалентного числа зубців (2.82).

Під час проектного розрахунку, зазвичай, визначають середній модуль, через нього зовнішній модуль, значення якого рекомендується заокруглювати до найближчого стандартного:

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot (2 - K_{be})}{0,85 \cdot K_{be} \cdot u \cdot z_1^2 \cdot [\sigma]_F}} \quad (2.88)$$

Розрахунки конічних передач на міцність у разі дії максимальних навантажень виконують як і для циліндричних передач.

2.2.11. Циліндричні передачі з зачепленням Новикова

У 1954 році М.Л. Новіков запропонував нове зачеплення з підвищеною несучою здатністю (рис. 2.18). В зубчастій передачі Новикова профіль зубця являє собою циліндричну поверхню.

Переваги зубчастих передач із зачепленням Новикова: початковий контакт зубців в точці переміщується уздовж зубця з постійною швидкістю, кут тиску також постійний; більший зведений радіус кривини разі дотику колових поверхонь і збільшення швидкості кочення профілів уздовж зубця сприяє утворенню мастильного прошарку, що підвищує навантажувальну здатність у 1,3...1,5 рази порівняно з косозубою евольвентною циліндричною передачею.

Недоліком передачі Новикова є велика чутливість до зміни міжосьової відстані, яка викликає зменшення ділянки контакту, тому виникає потреба більш

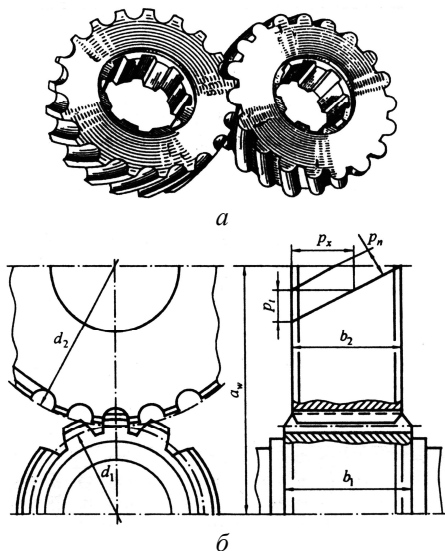


Рис. 2.18. Циліндрична передача із зачепленням Новикова:

a – зовнішній вид зубчастих коліс;
б – деякі геометричні параметри зачеплення

жорстких допусків на виготовлення коліс, міжосьову відстань та більш жорстких валів і їх опор.

Зубчаста передача Новикова буває двох типів: з однією лінією зачеплення або з двома.

У передачах з однією лінією зачеплення профілі різні, у шестірні – опуклий, у колеса увігнутий (рис. 2.18б). Недолік таких передач – складніша технологія виготовлення.

У передачах з двома лініями зачеплення профілі зубців коліс однакові. Під навантаженням одночасно виникають дві ділянки контакту, але на різних зубцях. Навантаження розподіляється між двома зубцями, що підвищує навантажувальну здатність передачі.

Перевірний розрахунок на контактну витривалість ведеться за формулою Герца:

$$\sigma_H = 3750 \sqrt{\frac{T_1 \cdot z_1^{1.5} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{\beta u}}{d_1 \cdot K_\varepsilon}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.89)$$

де T_1 – момент на шестірні; d_1 і z_1 – дільний діаметр і число зубців шестірні; K_ε – коефіцієнт, що враховує осьове перекриття ($K_\varepsilon = 2; 4; 6$); $K_{\beta u}$ – коефіцієнт урахування кута нахилу β і передаточного числа u :

$$K_{\beta u} = \left[(u+1)/u \cos^3 \beta \right]^{0.5} \operatorname{tg} \beta; \quad (2.90)$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації напруження, приблизно визначається, як для евольвентної передачі; K_{HV} – коефіцієнт урахування динамічного навантаження, який залежить від ступеня точності виготовлення і швидкості обертання передачі; $[\sigma]_H$ – допустимі контактні напруження, визначають за формулами для евольвентної передачі.

Під час *проектного розрахунку* визначають діаметр дільного кола шестірні з формули (11.77), а послідовність значень z_1 згідно з рекомендованим рядом $z_1 = 14 \dots 22$.

Перевірний розрахунок зубців на згин виконують за умовою:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_m \frac{2T_1 \cdot z_1^2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{d_1^3 \cdot b \cdot K_\varepsilon \cdot K_p \cdot \cos^3 \beta} \leq [\sigma]_F, \quad (2.91)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця, який залежить від еквівалентного числа зубців $z_V = z / \cos^3 \beta$; Y_m – коефіцієнт, що враховує вплив

модуля зачеплення, $Y_m = 0,68m^{0,2}$; K_p – коефіцієнт, що враховує вплив геометрії місць дотику профілів зубців, залежить від відношення радіуса кривини ρ та модуля; $[\sigma]_F$ – допустиме напруження на згин зубців, вибирається за аналогією з евольвентними передачами.

2.2.12. Планетарні передачі

Загальні відомості

Планетарною передачею називається зубчато-важільний механізм із складним обертовим рухом зубчастих коліс, які мають рухомию вісь обертання і обкочуються за так званими центральними колесами, знаходячись у постійному внутрішньому або зовнішньому зачепленні.

Планетарна передача (рис. 2.19) складається із: центральних коліс із зовнішніми і внутрішніми зубцями z_a, z_b ; сателітів z_g, i ; водила h , на якому розташовані осі сателітів.

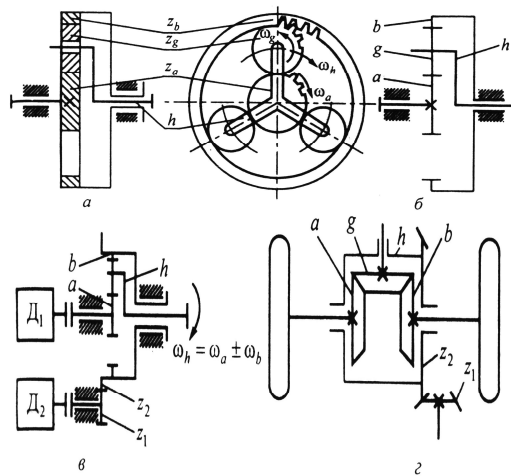


Рис. 2.19. Планетарні передачі:

a – конструктивна схема; *б* – кінематична схема передачі; *в* – підсумкова диференціальна передача; *г* – розкладна диференціальна передача

Принцип роботи планетарних передач: у разі закріпленого колеса z_b ($\omega_b = 0$) його обертання z_a (ω_a) викликає обертання сателіта z_g відносно власної осі зі швидкістю ω_g . Кочення сателіта за z_b переміщує його вісь і обертає водило зі швидкістю ω_h .

Сателіт здійснює обертання відносно водила зі швидкістю $\omega_g^h = \omega_g - \omega_h$ і сумісно з водилом (переносний рух).

Основними ланками планетарної передачі є ті, що сприймають зовнішні моменти і обертаються навколо осі водила. Довільна основна ланка може бути зупинена.

Диференціальною називають передачу, в якій всі основні ланки рухомі. Диференціальні передачі бувають: підсумкові, в яких здійснюється підсумування руху ланки z_a і ланки z_b на водилі h (рис. 2.19в) і розкладні (рис. 2.19г)– диференціал заднього моста автомобіля), обертання водила h розкладається між колесами z_a і z_b .

Переваги планетарних передач: менші габарити та маса; більші передаточні відношення за малої кількості коліс; можливість використання в системах автоматичного керування.

Недоліки планетарних передач: підвищені вимоги до точності виготовлення; більша кількість підшипників кочення; к.к.д. зменшується із збільшенням передаточного відношення.

Кінематика планетарних передач

Передаточне число позначається літерою з індексами – u_{ah}^b ; нижні індекси – напрям передачі руху, верхні – нерухома ланка, відносно якої розглядається рух.

Кінематичний аналіз планетарних передач виконують за методом Вілліса. При цьому всій передачі умовно надається обертання з кутовою швидкістю водила ω_h , тобто водило умовно зупиняється, а інші ланки звільнюються. Одержаний механізм називається перетвореним, його ланки матимуть кутові швидкості:

$$\omega_a = \omega_a - \omega_h; \quad \omega_b = \omega_b - \omega_h; \quad \omega_h - \omega_h = 0, \quad (2.92)$$

а передаточне число визначають за формулою Вілліса:

$$u_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = \frac{n_a - n_h}{n_b - n_h}. \quad (2.93)$$

Передачочне число u_{ah}^b має знак мінус для зовнішнього зачеплення (різний напрям кутових швидкостей) і плюс – для внутрішнього (рис. 2.19а):

$$u_{ah}^b = \left(-\frac{z_g}{z_a} \right) \left(\frac{z_b}{z_g} \right) = -\frac{z_b}{z_a}. \quad (2.94)$$

Залежно від того, яке колесо зупинене b ($\omega_b = 0$) чи a ($\omega_a = 0$), передачочне число дорівнює:

$$\begin{aligned} u_{ah}^b &= \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 - u_a^h = 1 + \frac{z_b}{z_a}; & \text{якщо } \omega_b = 0; \\ u_{bh}^a &= \frac{\omega_b}{\omega_h} = 1 - \frac{1}{u_{ah}^h} = 1 + \frac{z_a}{z_b}; & \text{якщо } \omega_a = 0. \end{aligned} \quad (2.95)$$

Формули для визначення передачочних відношень для передач, виконаних за іншими схемами, наведені у табл. 2.1.

Частоту обертання основних ланок знаходять за формулами (2.93). При розрахунку на міцність зачеплень і підшипників сателітів частоту обертання визначають відносно водила, тобто $n_g^h = n_g - n_h$. Відносна частота обертання сателіта n_g визначається із формул:

$$\frac{n_g - n_h}{n_a - n_h} = u_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g}; \quad n_g - n_h = -\frac{z_a}{z_g} (n_a - n_h), \quad (2.96)$$

де n_a та n_h – відомі величини (перше – задане, друге – знаходиться за наведеними у табл. 2.1 формулами).

За усталеного руху система зубчастих коліс знаходиться у рівновазі. Для неї можна записати два рівняння рівноваги:

$$\begin{aligned} T_a + T_h + T_b &= 0; \\ T_a \omega_a + T_h \omega_h + T_b \omega_b &= 0, \end{aligned} \quad (2.97)$$

або, якщо $\omega = 0$ момент на водилі:

$$T_h = -T_a \cdot u_{ah}^b \cdot \eta_{ah}^b,$$

де η_{ah}^b – к.к.д. механізму.

На ведучій ланці беруть момент зі знаком плюс, а на веденій – зі знаком мінус.

Таблиця 2.1

**Передаточні числа та к.к.д.
для різних схем планетарних передач**

Схема передачі	Передаточні числа	К.к.д. зачеплення та підшипників сателітів
	$u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a};$ $u_{ah}^b = 3 \dots 8$	$\eta = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi_{ah}^b;$ $\eta_{ah}^b = 0,98 \dots 0,96.$
	$u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b \cdot z_g}{z_a \cdot z_f};$ $z_{ah}^b = 8 \dots 19$	$\eta_{ah}^b = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi_{ah}^b;$ $\eta_{ah}^b = 0,97 \dots 0,95$
	$u_{hb}^e = \frac{n_h}{n_b} = \frac{1}{1 - \frac{z_e \cdot z_g}{z_f \cdot z_b}};$ $\frac{z_e \cdot z_g}{z_f \cdot z_b} \rightarrow 1; u_{hb}^e \rightarrow \infty;$ $u_{hb}^e = 30 \dots 1000$	$\eta_{hb}^e = \frac{1}{1 + (u_{hb}^e - 1) \psi_{be}^h};$ $\eta_{hb}^e = 0,85 \dots 0,15$

К.к.д. планетарних передач

Втрати потужності складаються із втрат на тертя у зачепленнях і підшипниках сателіту – η_s , на розміщування мастила η_c . У разі великих швидкостей водила враховують аеродинамічні втрати – η_a :

$$\eta = \eta_s \cdot \eta_c \cdot \eta_a. \quad (2.98)$$

Втрати потужності на тертя в зачепленні і опорах сателітів залежать тільки від швидкості відносно водила. Наприклад, для першої схеми в табл. 2.1:

$$P_{mp} = T_{mp} (\omega_n - \omega_h) = T_a (\omega_n - \omega_h) \psi^h,$$

де P_{mp} – потужність тертя; ψ^h – коефіцієнт втрат; $T_{mp} = T_a \psi^h$ – момент тертя.

Повна підведена потужність на ведучій ланці $P_a = T_a \omega_a$. Тоді за умови, що $\eta = (P_a - P_{mp}) / P_a = -P_{mp} / P_a$, отримаємо:

$$\eta_{ah}^b = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi^h, \quad (2.99)$$

де ψ^h – коефіцієнт втрат для оберненого механізму:

$$\psi^h = \psi_{ag}^h + \psi_{gb}^h + \psi_n^h;$$

ψ_{ag}^h, ψ_{gb}^h – коефіцієнти втрат в зачепленнях; ψ_n^h – втрати в підшипниках сателітів:

$$\psi_n^h = \sum_1^i \left| \frac{T_i (\omega_i - \omega_n)}{T_n \cdot \omega_n} \right|,$$

T_i, ψ_i – момент тертя і кутова швидкість i -го сателіта; T_n, ψ_n – момент і кутова швидкість вихідної ланки (водила).

Під час проектного розрахунку можна брати $\psi_n^h = 0,005 \dots 0,01$ (більше значення для схеми 3 в табл. 2.1).

Сили в зачепленні

Особливості визначення сил у зачепленні планетарної передачі пов'язані з розподілом навантаження між сателітами (рис. 2.20). У передачі з трьома сателітами момент T_a на центральному колесі урівноважується силами в зачепленнях сателітів:

$$T_a = 0,5d_{wa}(F_{ta} + F_{ta} + F_{tg}),$$

де d_{wa} – діаметр початкового кола центрального колеса; F_{ta} , F_{tb} , F_{tg} – сили в зачепленнях сателітів.

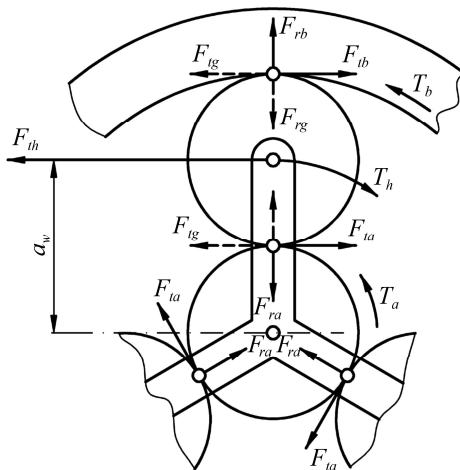


Рис. 2.20. Сили в зачепленні планетарної передачі

Значення колових та радіальних сил визначають із формул:

$$F_{ta} = 2T_a k_w / (d_{wa} n_w); F_{tb} = 2T_b k_w / (d_{wb} n_w); F_{tc} = 2T_c k_w / (d_{wc} n_w);$$

(2.100)

$$F_r = F_{tg} \alpha_w; F_{th} \approx F_{ta} + F_{tb},$$

де T_a, T_b, T_e – значення моментів на ланках a, b, e ; F_{ta}, F_{tb}, F_{te} – колові сили; F_r – радіальна сила; d_w – діаметри початкових кіл коліс

$$d_w = m \cdot z \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w,$$

тут α, α_w – кути вихідного контуру та зачеплення, для коліс без зміщення вихідного контуру $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$, $d_w = d = m \cdot z$; n_w – число сателітів; k_w – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами, $k_w = 1, 1 \dots 2$.

Розрахунок планетарної передачі

Розрахунок починається з вибору числа зубців коліс, при цьому необхідно, щоб зубчасті колеса задовольняли вимогам складання: співвісності, симетричному розташуванню сателітів, сусідству.

Число зубців z_a рекомендують вибирати: $z_a = 21 \dots 24$ для коліс з $H \leq 350HB$; $z_a = 18 \dots 21$ для коліс з $H = (35 \dots 52)HRC$; $z_a < 18$ для коліс $H > 52HRC$.

Умова співвісності пов'язана з рівністю міжосьових відстаней різних пар зачеплення коліс.

Для прямозубої планетарної передачі умову визначають за формулою:

$$m(z_a + z_g)/2 = m(z_b - z_g)/2; \quad z_g = (z_b - z_a)/2. \quad (2.101)$$

Умова симетричного розташування сателітів. Для виконання цієї умови необхідно, щоб число зубців центрального колеса було кратне кількості сателітів. Таким чином необхідно, щоб відношення z_a/n_w ; z_b/n_w або $(z_a + z_a)/n_w$ були цілими числами (n_w – число сателітів).

Умова сусідства. Ця умова вимагає, щоб сателіти не чіпляли один одного. Це буде виконуватися за умови:

$$2a_{wag} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_w}\right) \geq (d_g)_a,$$

$$(z_a + z_g) \cdot \sin(\pi/n_w) \geq z_g + 2.$$

Розрахунок на міцність планетарних передач виконують за тими самими залежностями, що і для циліндричних зубчастих передач.

2.2.13. Хвильові передачі

Загальні відомості

Хвильова механічна передача – це механізм, який перетворює параметри обертального руху. При цьому рух між ланками передається переміщенням хвилі деформації гнучкої ланки.

Кінематична схема хвильової передачі (рис. 2.21) складається із: гнучкого колеса z_1 із зовнішніми зубцями; жорсткого колеса z_2 із внутрішніми зубцями; генератора хвиль h .

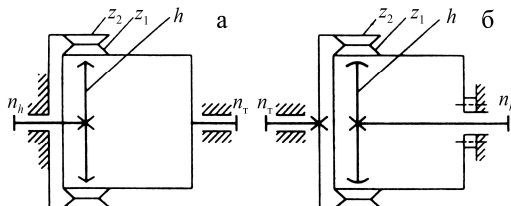


Рис. 2.21. Кінематичні схеми хвильових передач:

а – гнучке колесо кріпиться до валу;

б – з рухомим жорстким колесом

На рис. 2.21а гнучке колесо кріпиться до валу. На рис. 2.21б наведено схему хвильової передачі з рухомим жорстким колесом, що з'єднане з валом та обертається сумісно з ним. Гнучке колесо виконується як тонкостінний циліндр, що може легко деформуватися.

Генератор хвиль виконується більшим за довжиною, ніж діаметр виступів зубців гнучкого колеса. При цьому дільний діаметр зубців гнучкого колеса d_1 менший діаметра жорсткого колеса d_2 на величину $2\omega = d_2 - d_1$. Параметр ω – називають розміром деформування.

Мета деформування – отримати більшу кількість пар зубців зачеплення, при цьому збільшується навантажувальна здатність

передачі. Для забезпечення багатопарного зачеплення вибирають кулачок визначеної форми (генератор хвиль), величину деформації ω та геометрію профілю зубців.

Переваги хвильових передач: великі передаточні числа (від 70 до 300), менші маса та габарити передач, ніж у зубчастих передачах.

Недоліки хвильових передач: складне виготовлення коліс із малим модулем (0,15...2 мм); складна технологія виготовлення гнучкого тонкостінного колеса; обмежені частоти обертання генератора хвиль через виникнення вібрації.

Граничні значення частоти обертання n_h залежно від $d_1 = m \cdot z_1$ за рідинного змащування: якщо $d_1 \leq 480$ мм, $n_h = 550 + 4,82 \cdot 10^5 / d_1$; якщо $d_1 > 480$ мм, $n_h = 5,2 \cdot 10^5 / d_1$. У разі пластичного змащування граничну частоту обертання слід зменшувати в 4...5 разів.

Передаточне число хвильової передачі визначається формулою Вільліса:

$$\frac{n_1 - n_h}{n_2 - n_h} = u_{1,2}^h = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.102)$$

де n_1 , n_2 , n_3 – частоти обертання коліс гнучкого та жорсткого, генератора хвиль відповідно.

У разі нерухомого жорсткого колеса ($n_2=0$) передаточне відношення хвильової передачі:

$$u_{h,1}^{(2)} = \frac{n_h}{n_1} = \frac{z_1}{z_2 - z_1}.$$

Знак мінус вказує на різний напрям обертання ведучої та веденої ланки, якщо закріплено колесо z_2 .

Розмір деформування ω та передаточне відношення знаходяться в такій залежності:

$$u_{h,1}^{(2)} = \left| -\frac{z_1}{z_2 - z_1} \cdot \frac{m}{m} \right| = \frac{d_1}{2\omega_0}; \quad \omega_0 = \frac{d_1}{2u_{h,1}^{(2)}}.$$

Мінімальне передаточне відношення обмежується міцністю на згин зубчастого гнучкого колеса.

Раціональні значення передаточних відношень знаходяться в межах $70 \leq u \leq 320$.

Кількість зубців коліс вибирають з умови $(z_2 - z_1)/n_w = k_z$, де n_w – число хвиль ($n_w = 2 \dots 3$); $k_z = 1; 2$ – коефіцієнт кратності.

Для двохвильових передач $n_w = 2$; $k_z = 1$; $z_1 = 2 \lfloor u_{h,1}^{(2)} \rfloor$; $z_2 = z_1 + 2$.

Якщо збільшується k_z , то збільшується число зубців коліс, при цьому $d_1 = m z_1 = \text{const}$ та $\omega = k_z m = \text{const}$.

Розрахунок хвильової зубчастої передачі

Основними критеріями роботоздатності хвильових передач є: втомне руйнування гнучкого колеса; руйнування підшипників кочення генератора хвиль; спрацювання зубців.

Попередньо визначають діаметр гнучкого колеса за критерієм опору втомі:

$$D_y = \frac{D_0}{1 - 2,3 \cdot 10^{-10} \cdot n_h^2 \cdot D_0}, \quad (2.103)$$

де $D_0 = 105 \sqrt{\frac{T \cdot [S] \cdot k_\sigma}{0,16 \cdot u^{0,5} \cdot \sigma_{-1}}}$; T – момент на тихохідній ланці пере-

дачі; n_h – частота обертання генератора хвиль; u – передаточне відношення; σ_{-1} – границя витривалості матеріалу; $[S]$ – допустимий коефіцієнт безпеки, $[S] = 1,6 \dots 1,7$.

Діаметр отвору гнучкого колеса (рис. 2.22) за критерієм динамічного навантаження підшипника визначається за формулою:

$$D_n = \left(\frac{TBk_t}{Ak_L} \sqrt[3]{L_h n_h} \right), \quad (2.104)$$

де B – коефіцієнт, який урахує тип підшипника, $B = 0,125 \dots 0,15$; L_h – ресурс роботи передачі; k_t – коефіцієнт урахування температурного режиму роботи; k_L – коефіцієнт ймовірності безвідмовної роботи підшипника; A, p – коефіцієнт та показник степеня, які залежать від розміру діаметрів D_n та D_y .

Для D_n і $D_y \leq 280$ мм – $A = 0,022$, $p = 0,357$; а для D_n і $D_y > 280$ мм – $A = 0,021$, $p = 0,417$.

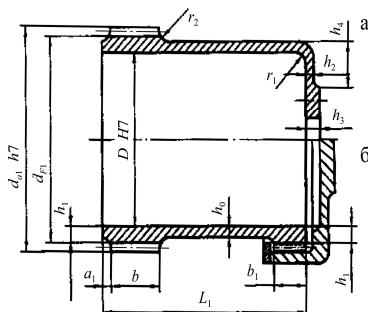


Рис. 2.22. Можливі конструкції гнучкого колеса

З визначених діаметрів D_n та D_y беруть більший діаметр та округлюють його до стандартних значень D . Визначають модуль $m = D/z_1$ та товщину обода зубчастого вінця h_1 :

$$h_1 / D = \left(65 + 2,5\sqrt{u^2}\right) 10^{-4} \approx (70 + 0,5u) 10^{-4}. \quad (2.105)$$

Товщину оболонки гнучкого колеса визначають із співвідношення $h_0 = (0,7 \dots 0,8)h_1$, а довжину $L_1 = (0,8 \dots 0,6)D$ (рис. 2.21).

Розміри генератора хвиль (рис. 2.23) визначають з урахуванням деформації ω . Розрахункова радіальна деформація генератора хвиль дорівнюватиме:

$$\omega_c = \omega_0 + \delta_e + \delta_o + \delta_c,$$

де δ_e – ймовірність відхилень, $\delta_e = 0,005\sqrt{D}$; δ_o – пружна деформація вала генератора та жорсткого колеса, що визначається:

$$\delta_o = 30 \cdot \frac{T \cdot k_f}{E \cdot D} \left(\frac{r_2}{h_2}\right)^3 \leq 0,03,$$

де k_1 – коефіцієнт перевантаження, $k_1 = 1,8 \dots 2,2$; r_2/h_2 – відношення середнього радіуса обода жорсткого колеса до товщини обода, $r_2/h_2 = 3,8 - D/2000$; δ_c – спрацювання деталей під час експлуатації, що визначається:

$$\delta_c = 0,67 \cdot 10^{-6} \sqrt{L_h \cdot n_h \cdot D};$$

де L_h – ресурс роботи передачі.

Кулачковий генератор хвиль (рис. 2.23а). Профіль кулачка визначає радіус-вектор кулачка:

$$\rho = 0,5d_n + W_2 \cdot \omega_\varphi,$$

де d_n – діаметр отвору гнучкого підшипника; ω_φ – коефіцієнт форми кулачка, який змінюється в інтервалі $0 < \varphi < \beta = 30^\circ$ за залежністю:

$$\omega_\varphi = 764817 \left(1,4069 \cos \varphi + 0,5\varphi - \frac{4}{\pi} \right),$$

а в інтервалі $\beta < \varphi < \pi/2$:

$$\omega_\varphi = 7,4817 \left(1,1278 \sin \varphi + 0,86803 \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cdot \cos \varphi - \frac{4}{\pi} \right).$$

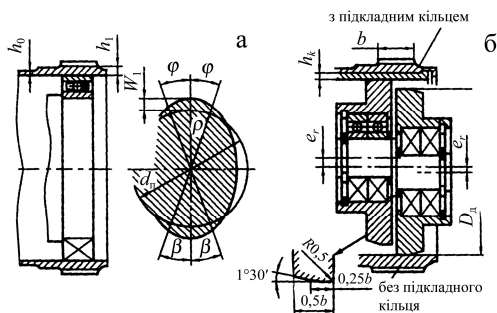


Рис. 2.23. Конструкції генераторів хвиль:

а – кулачковий; *б* – дисковий

Далі за вибраними параметрами розраховують опір втомі елементів конструкції.

Дисковий генератор хвиль (рис. 2.23б). Діаметр дисків визначають за формулою:

$$D_0 = D + 2W_2 - 2e_r - 2h_k + \Delta_k,$$

де e_r – ексцентриситет розташування дисків, $e_r = 3,6\omega_0$; h_k – товщина підкладного кільця, $h_k = (1,2 \dots 1,3)h_1$; Δ_k – сумарний допуск на товщину кільця.

Якщо бігова доріжка гнучкого колеса під диски азотована, то кільце можна не ставити, тоді $h_k = 0$; $\Delta_k = 0$.

2.2.14. Гвинтові та гіпоїдні зубчасті передачі

Гвинтові та гіпоїдні зубчасті передачі застосовують у разі необхідності передавати обертовий рух між валами, осі яких мимобіжні у просторі. За такого положення осей валів виникає можливість передавати рух від одного ведучого вала кільком веденим.

Головним недоліком передачі є значне ковзання у зачепленні зубців і тому підвищене спрацювання та схильність до заїдання.

Поверхні коліс у гвинтових та гіпоїдних зубчастих передачах утворюються окремими ділянками поверхонь гіперболоїдів обертання, які дотикаються між собою.

Гвинтова зубчаста передача

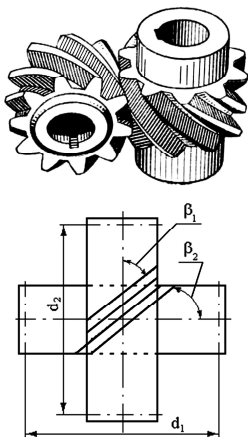


Рис. 2.24. Гвинтова зубчаста передача

Гвинтові зубчасті передачі (рис. 2.24) відрізняються низькою несучою здатністю, тому що дотикання зубців відбувається у точці з малими зведеними радіусами кривини поверхонь. При цьому умови змащування зачеплення зубців за значних швидкостей ковзання погіршені. Щоб підвищити опір заїданню зубчастих коліс гвинтових передач необхідно для їх виготовлення використовувати матеріали з високими антифрикційними властивостями. Розрахунок зубчастих коліс гвинтових передач виконується так само, як розрахунок косозубих циліндричних коліс.

Ділильні діаметри коліс і міжосьову відстань визначають за формулами:

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta_1; \quad d_2 = m_n z_2 / \cos \beta_2, \quad (2.106)$$

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5 m_n (z_1 / \cos \beta_1 + z_2 / \cos \beta_2), \quad (2.107)$$

де β_1 та β_2 кути нахилу зубців коліс (у реверсивних передачах $\beta_1 = \beta_2$).

Ширину зубчастих коліс гвинтової передачі визначають за формулою:

$$b_1 = 3\pi \cdot m_n \cdot \sin \beta_1; \quad b_2 = 3\pi \cdot m_n \cdot \sin \beta_2. \quad (2.108)$$

Передаточне відношення гвинтової передачі:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1;$$

$$z_1 = (d_1 \cos \beta_1) / m_n;$$

$$z_2 = (d_2 \cos \beta_2) / m_n.$$

Якщо $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$, тоді $u = (d_2/d_1) \operatorname{tg} \beta_1$. У разі, якщо $d_2/d_1 = \text{const}$ виникає можливість змінювати передаточне число u зміною β_1 .

Швидкість ковзання зубців у зачепленні гвинтової передачі визначається за формулою:

$$v_s = v_1 / \sin \beta_1 = 0,5 \omega_1 d_1 / \sin \beta_1. \quad (2.109)$$

Розрахунок на стійкість проти спрацювання та заїдання зубців гвинтової передачі ведуть за умовою обмеження питомого тиску:

$$p = 2T_1 / (d_1^3 k_u k_s \cos \alpha_n \cos \beta_1) \leq [p], \quad (2.110)$$

де k_u – коефіцієнт передаточного відношення, який визначається $k_u = 4u^2 / (u + \operatorname{tg} \beta_1)^2$;

k_s – коефіцієнт швидкості ковзання, $k_s = (1 + 0,5V_s) / (1 + V_s)$; α_n – кут зачеплення у нормальному перерізі зубців.

Допустимий тиск вибирається залежно від матеріалу зубчастих коліс: сталь–бронза $[p] = (0,035...0,085)$ МПа; сталь–сталь $[p] = (0,04...0,105)$ МПа; чавун – чавун або бронза $[p] = (0,055...0,140)$ МПа.

Менші значення допустимого тиску беруть для пари гвинтових коліс після короткочасного притирання, більші – для добре притертих гвинтових коліс.

Гіпоїдна зубчаста передача

Гіпоїдні передачі (рис. 2.25) мають суттєво більшу несучу здатність порівняно з гвинтовою, оскільки контакт зубців тут здійснюється не в точці, а за лінією. Швидкість ковзання у гіпоїдних передачах менша, ніж у гвинтових.

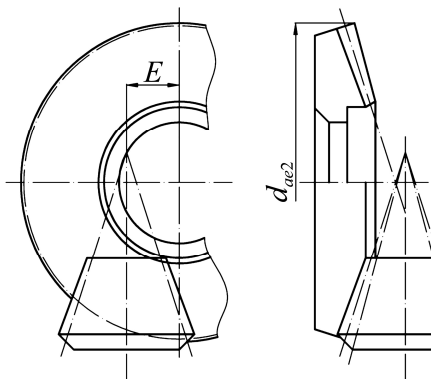


Рис. 2.25. Гіпоїдна передача

Заїдання зубців є головною причиною виходу з ладу передачі.

Розрахунок зубців на міцність у гіпоїдній передачі виконується аналогічно розрахунку конічних зубчастих передач з круговими зубцями. Кут нахилу зубців шестірні в гіпоїдній передачі вибирають залежно від числа її зубців: $\beta_1 = 50^\circ$ якщо $z_1 = 6...13$; $\beta_1 = 45^\circ$, якщо $z_1 = 14...15$; $\beta_1 = 40^\circ$, якщо $z_1 = 16$. Кут нахилу зубців колеса $\beta_2 = 30...35^\circ$.

Передаточне число гіпоїдної передачі визначають за формулою:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 = d_2 \cos \beta_2 / d_1 \cos \beta_1 . \quad (2.111)$$

Щоб обмежити спрацювання зубців та зменшити можливості заїдання, необхідно провести розрахунок на стійкість проти спрацювання зубців.

2.2.15. Редуктори і мотор-редуктори загального призначення

Зубчастим редуктором прийнято називати агрегат, що складається із передач зачепленням (циліндричних, конічних, черв'ячних та ін.) з постійним передаточним числом, призначених для зниження кутової швидкості і, відповідно, підвищення обертального моменту.

Такий же агрегат, але призначений для підвищення кутової швидкості у разі зниження обертального моменту, називається *мультиплікатором*.

Редуктор, в якому передаточне число змінюється, називається *коробкою швидкостей* (автомобілі, трактори, металорізальні верстати та ін.).

Однією парою зубчастих коліс в принципі можна реалізувати значне передаточне число (до декількох десятків), але користуються цим тільки в спеціальних випадках – поворотні пристрої, бетономішалки, перекидачі, обертальні печі та ін. В редукторах загального призначення передаточне число одного ступеня не перевищує 7...8. Це пояснюється тим, що у разі великих передаточних чисел габарити і маса одноступінчастих редукторів більші, ніж багатоступінчастих.

Критерієм оптимальності розбивки загального передаточного числа редуктора між його ступенями є мінімальна маса. В табл. 2.2 наведені рекомендовані межі передаточних чисел залежно від числа ступенів редуктора.

Якщо задане передаточне число можна реалізувати редукторами з різним числом ступенів, то керуються такими міркуваннями: якщо габарити редуктора не мають вирішального значення, то число ступенів приймається меншою, при цьому редуктор буде простішим і дешевшим; якщо габарити редуктора мають бути мінімальними, то беруть більше число ступенів – це відповідає сучасним тенденціям розвитку редукторобудування.

Передаточні числа редукторів

Редуктори	Одноступінчасті	Двоступінчасті	Триступінчасті
Циліндричні	2...6,3	8...40	31,5...180
Конічні	1...4,5	-	-
Конічно-циліндричні	-	6,3...31,5	25...140
Черв'ячні	8...63	63...2500	-
Черв'ячно-циліндричні	-	40...250	250...1250
Циліндро-черв'ячні	-	16...160	-
Планетарні	4...10	16...100	80...500
Хвильові	80...315	-	-

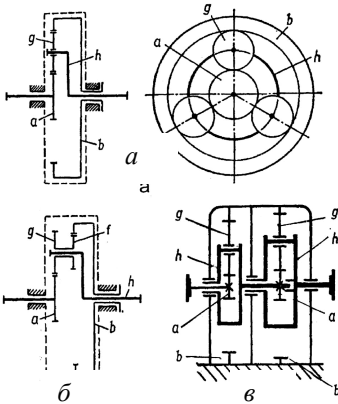


Рис. 2.26. Схеми планетарних редукторів:

a, б – одноступінчасті; *в* – двоступінчасті (*a* – центральне колесо із зовнішнім зачепленням; *g* – одинарний сателіт; *gf* – здвосний сателіт; *h* – водило; *b* – центральне колесо з внутрішнім зачепленням)

Найменшу масу і габарити мають планетарні редуктори завдяки багатопотоковому розподіленню навантаження через сателіти і внутрішнє зачеплення (рис. 2.26). Завдяки цим перевагам планетарні передачі широко використовують в авіації, верстатів і приладобудуванні, в серійних мотор-редукторах.

Кожен тип стандартного редуктора характеризується такими параметрами: передаточне число, момент на тихохідному валу, допустиме радіальне навантаження на кінці вихідного вала, к.к.д. і маса. За цими параметрами забезпечується вибір необхідного типорозміру стандартного редуктора чи мотор-редуктора.

Основні силові параметри стандартних редукторів визначені для номінальної частоти обертання швидкохідного (вхідного) вала $n = 1500$ об/хв. Допускається використання стандартних редукторів за більшої частоти обертання, але при цьому колово швидкість зубчастих коліс не має перевищувати 16 м/с, а для черв'ячних редукторів – швидкість ковзання не більша 10 м/с. Використання стандартних редукторів і мотор-редукторів за частот обертання понад 1500 об/хв має бути узгодженим із заводом-виробником.

Всі стандартні редуктори і мотор-редуктори розраховані на тривалий постійний режим навантаження і можуть працювати в будь-якому напрямі обертання. 90% ресурс зубчастих передач стандартних редукторів становить 36000 год, черв'ячних – 20000 год, підшипників кочення – 10000 годин.

Конструктивні особливості стандартних редукторів

1. В одному й тому ж корпусі редуктора у разі складання шляхом підбору зубчастих пар можна реалізувати широкий діапазон передаточних чисел. Така універсальність виправдана масовістю виробництва, але вона не завжди забезпечує оптимальність за масою, габаритами і розподіленням навантаження за шириною зубчастих коліс.

2. У стандартних редукторах можна комбінувати взаємне положення вхідних і вихідних валів (табл. 2.3).




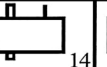
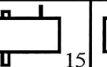
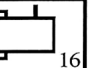

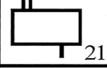
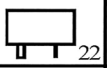


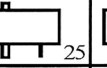


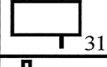
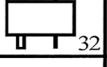
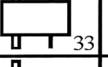
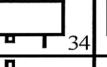
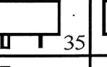
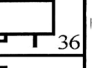

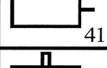
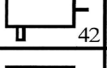

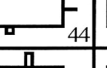
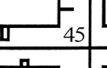


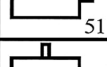
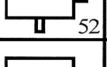
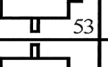
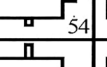
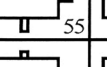


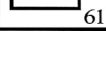
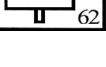
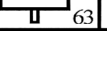
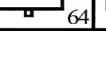
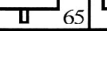


3. Кінці вихідних валів стандартних редукторів можуть мати різне виконання: циліндричні, конічні, у вигляді зубчастої чи кулачкової півмуфти, порожнисті шліцьові, а також з формою, пристосованою до приєднання приладів управління. Кінці перших трьох виконань можуть сприймати крім обертального моменту, також і радіальне навантаження, величина якого задається в характеристиці редуктора. Точкою прикладення цього навантаження є середина посадочної довжини консолі. На циліндричних і конічних кінцях валів передбачається шпонкове з'єднання.

4. Циліндричні і черв'ячні двоступінчасті редуктори призначені для роботи в горизонтальному положенні опорною поверхнею вниз. У разі реверсивної роботи редуктора допустимий момент необхідно зменшити на 20...30%.

Стандартні циліндричні редуктори випускають в таких виконаннях:

- одноступінчасті універсальні (позначення ЦУ);
- двоступінчасті з евольвентним зачепленням (Ц2У);
- двоступінчасті з зачепленням Новікова (Ц2У-Н);
- двоступінчасті співвісні (Ц2С);
- триступінчасті (Ц3У).

Варіанти виконання стандартних циліндричних редукторів

	Взаємне розміщення осей валів	Кінці валів виконані під муфту або у вигляді півмуфти	Один із кінців вихідного вала виконаний для приєднання приладів управління	Вихідний вал порожнистий
Паралельне				
				
Перетинаються під прямим кутом				
				
Перехрещуються під прямим кутом				
				
Примітки				
				
				
				
				
				

1. Графічне зображення варіантів складання стандартів редукторів приведене у вигляді їх проекції на площину паралельно осям валів.

2. Швидкохідний вал вказаний однією лінією.

Всі ці редуктори мають загальні конструктивні рішення: горизонтальне розміщення; косозубі колеса (у разі складання різні передаточні числа ступенів забезпечуються варіацією діаметрів коліс за незмінної міжосьовій відстані корпусу); підшипники роликові конічні; кришки підшипникових вузлів закладні з пристроєм для осьового регулювання підшипників. Види деяких циліндричних редукторів приведені на рис. 2.27.

В технічній документації вказується умовне позначення стандартного редуктора, наприклад:

Редуктор Ц2У-160-28-21М У2 ГОСТ 25301-82,

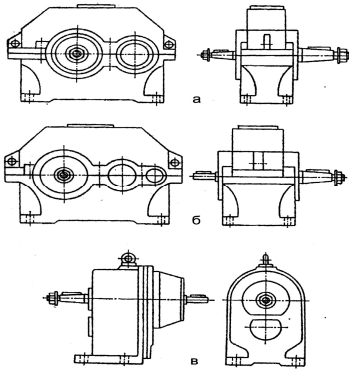


Рис. 2.27. Циліндричні стандартні редуктори:

a – одноступінчастий; *б* – двоступінчастий; *в* – співвісний

де Ц2У – тип редуктора: циліндричний двоступінчастий універсальний; 160 – міжосьова відстань тихохідного ступеня в мм, 28 – передаточне число редуктора; 21 – варіант складання (табл. 2.3); М – вихідний кінець тихохідного вала виконаний у вигляді зубчастої півмуфти (К – конічний; У – з формою для приєднання приладів управління; П – порожнистий); У2 – кліматичне виконання (помірний клімат).

Стандартні черв'ячні редуктори одноступінчасті забезпечують реалізацію передаточних чисел від 8 до 80 і обертальних моментів на тихохідних валах від 25 Н·м до 2000 Н·м. Ці редуктори мають нероз'ємний ребристий

корпус (рис. 2.28). Опори тихохідного вала монтується в бокових кришках. На валу черв'яка кріпиться вентилятор для обдування.

Стандартні черв'ячні редуктори розраховані на тривалу роботу за постійного режиму навантаження і температури масла 95°С. Редуктори допускають двократне перевантаження, якщо число циклів не перевищує $3 \cdot 10^6$ за строк служби (20000 год).

Одноступінчасті редуктори складаються за схемами 51, 52, 53 і 56 (табл. 2.3). Вихідний вал може мати конічний чи циліндричний посадочний кінець або бути порожнистим зі шлицями.

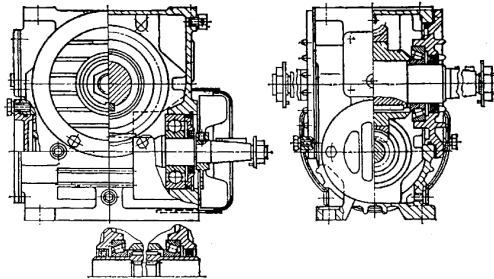


Рис. 2.28. Стандартні черв'ячні редуктори Ч

Умовне позначення стандартного черв'ячного редуктора має таку структуру (приклад):

Редуктор Ч-160-31,5-51-2-3-К УЗ ГОСТ 13563-68,

де Ч – тип редуктора: одноступінчастий черв'ячний (двоступінчастий Ч2); 160 – міжосьова відстань в мм (для двоступінчастого міжосьова відстань тихохідного ступеня); 31,5 – передаточне число; 51 – варіант складання; 2 – варіант розміщення черв'ячної пари (рис. 2.29); 3 – площина закріплення редуктора; К – кінцевий кінець вихідного вала; УЗ – кліматичне виконання (помірний клімат) і категорія розміщення.

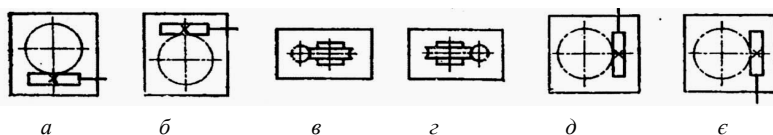


Рис. 2.29. Схеми варіантів розміщення черв'ячної пари редукторів типу Ч:

a – з нижнім розміщенням черв'яка; *б* – з верхнім розміщенням черв'яка; *в, г* – з боковим розміщенням черв'яка; *д, е* – з вертикальним розміщенням черв'яка

Стандартний двоступінчастий черв'ячний редуктор типу Ч2 представляє собою послідовне з'єднання двох одноступінчастих редукторів (рис. 2.30).

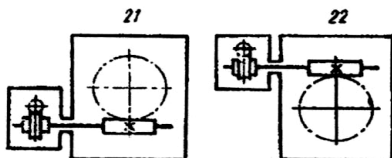


Рис. 2.30. Варіанти розміщення черв'ячних пар редукторів типу Ч2

Мотор-редуктор – приводний блок, в якому об'єднані редуктор і фланцевий електродвигун.

Машинобудівні заводи України і країн СНД випускають такі типи мотор-редукторів:

МЦ – редуктор циліндричний одноступінчастий, момент на вихідному валу 63...500 Н·м за частоти обертання 224...450 об/хв.;

МЦ2С – редуктор двоступінчастий співвісний, момент на вихідному валу 125...1000 Н·м за частоти обертання 28...180 об/хв.;

МП₃ – редуктор планетарний одноступінчастий, момент на вихідному валу 125...1000 Н·м за частоти обертання 90...280 об/хв.;

МП₃2 – редуктор планетарний зубчастий двоступінчастий, момент на вихідному валу 125...4000 Н·м за частоти обертання 18...90 об/хв.;

МВ₃ – редуктор хвильовий зубчастий, момент на вихідному валу 90...1000 Н·м за частоти обертання 5...18 об/хв.;

МЧ – редуктор черв'ячний, момент на вихідному валу 25...1000 Н·м за частоти обертання 9...180 об/хв.

Для мотор-редукторів основного виконання використовуються асинхронні трифазні короткозамкнуті електродвигуни серії 4А або 4АС.

Конструкції двох типів мотор-редукторів показані на рис. 2.31.

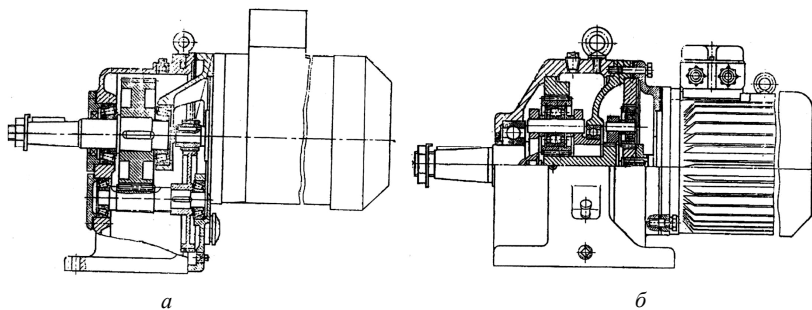


Рис. 2.31. Мотор-редуктори:

а – циліндричний двоступінчастий співвісний (МЦ2С); б – планетарний зубчастий двоступінчастий (МП₃2)

Умовне позначення мотор-редукторів:

Мотор-редуктор МЦ-100-355К УЗ ГОСТ 20754-85,

де МЦ – циліндричний одноступінчастий редуктор; 100 – міжосьова відстань у мм; 355 – частота обертання вихідного вала в об/хв; К – конічний кінець вихідного вала; УЗ – кліматичне виконання (помірний клімат) і категорія розміщення;

Мотор-редуктор МП₃-63-180К УЗ ГОСТ 4355-84,
де МП₃ – планетарний одноступінчастий редуктор; 63 – радіус розміщення центрів сателітів в мм; 180 – частота обертання вихідного вала в об/хв; К – кінцевий кінець вихідного вала; УЗ – кліматичне виконання і категорія розміщення.

Необхідний тип редуктора перш за все вибирається із умови, що розрахунковий момент на вихідному валу не перевищує номінальний момент на цьому валу, вказаний в каталозі, а розрахункове передаточне число редуктора близьке до передаточного числа, наведеного в каталозі.

Стандартні мотор-редуктори вибирають так, як і стандартні редуктори, тільки не за передаточним числом і моментом, а за частотою обертання тихохідного вала і моментом на цьому валу.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть переваги і недоліки зубчастих передач.
2. Як виготовляють зубчасті колеса?
3. Наведіть класифікацію зубчастих передач.
4. Для чого виконується коригування зубчастих коліс?
5. Які параметри достатньо знати для виготовлення некоригованого прямозубого колеса?
6. Які матеріали використовують для виготовлення зубчастих коліс?
7. Які ступені точності зубчастих передач використовують найчастіше?
8. Як визначаються складові нормальної сили, що виникає у зачепленні прямозубої, косозубої, кінцевої передач?
9. Який параметр визначає всі інші розміри зубчастого профілю?
10. Для чого в розрахунках косозубих і кінцевих передач використовують еквівалентне прямозубе циліндричне колесо?
11. Коли застосовують кінцеві зубчасті передачі?
12. Чому навантажувальна здатність кінцевої передачі менша ніж циліндричної?
13. У чому полягає особливість контакту зубців у передачах із зачепленням Новікова?

14. Чим пояснюється вища несуча здатність передачі Новікова порівняно з евольвентною передачею?
 15. Як розміщена лінія зачеплення зубців у передачі Новікова щодо площини зубчастих коліс?
 16. Чим відрізняється планетарна зубчаста передача від звичайної зубчастої?
 17. Переваги та недоліки планетарних передач.
 18. Які умови треба виконати для нормальної роботи планетарної передачі?
 19. Наведіть схему хвильової зубчастої передачі та поясніть принцип її роботи?
 20. Дайте приклади основних схем хвильових зубчастих передач.
 21. Які види генераторів хвиль застосовують у хвильових передачах? Охарактеризуйте їх будову.
 22. Коли використовують гвинтові і гіпоїдні передачі?
 23. За якими критеріями виконують розрахунки гвинтових і гіпоїдних передач?
 24. Чому гіпоїдна передача має суттєво вищу несучу здатність у порівнянні з гвинтовою?
 25. Назвіть параметри, що характеризують стандартний редуктор.
 26. Назвіть декілька типів стандартних редукторів і намалюйте їх кінематичні схеми.
 27. Що таке мотор-редуктор?
 28. Як вибирають для привода стандартні редуктори і мотор-редуктори?
-

2.3. Черв'ячні передачі

2.3.1. Загальні відомості та класифікація

Черв'ячні передачі (рис. 2.32) належать до передач із валами, осі яких мимобіжні у просторі. Передача працює за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як, а гайкою – черв'ячне колесо. Ведучим, як правило, є черв'як. Зубці черв'ячного колеса мають дугоподібну форму.

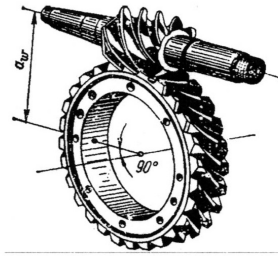


Рис. 2.32. Черв'ячна передача

Переваги черв'ячних передач: можливість реалізації великого передаточного числа (до 100); плавність і безшумність роботи; можливість самогальмування.

Недоліки: порівняно низький к.к.д. (0,7...0,85); необхідність використання для вінців черв'ячних коліс дорогих антифрикційних матеріалів; низька порівняно з зубчастими передачами несуча здатність.

Черв'ячні передачі і їхні елементи класифікують за такими ознаками:

- за формою зовнішньої поверхні черв'яка: з *циліндричним* або з *глобоїдним* черв'яком (рис. 2.33); передачі з глобоїдними черв'яками мають більшу навантажувальну здатність порівняно з циліндричними, бо вони мають більшу сумарну довжину лінії контакту, однак значно складніше виготовлення і висока чутливість до неточності монтажу обмежує їх використання;

- за розміщенням черв'яка відносно колеса: з *нижнім*, *верхнім* та *боковим* розміщенням черв'яка (рис. 2.28);

- за формою гвинтової поверхні циліндричного черв'яка: з *архімедовим* (ZA), *конволутним* (ZN) та *евольвентним* (ZJ) черв'яком; архімедів черв'як має прямолінійний профіль в осьовому перерізі, у торцевому перерізі – архімедову

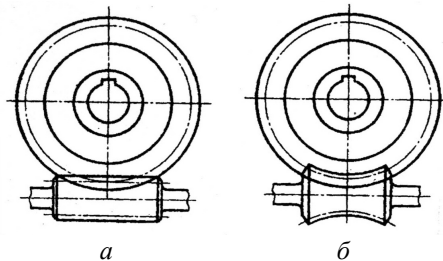


Рис. 2.33. Черв'ячні передачі з циліндричним (а) і з глобоїдним (б) черв'яком

спіраль; евольвентний черв'як має евольвентний профіль у торцевому перерізі і випуклий – в осьовому, що дозволяє легко його шліфувати; конвольютний черв'як має в осьовому перерізі випуклий профіль, в нормальному перерізі витка – прямолінійний, в торцевому – видовжена (іноді скорочена) евольвента;

- за числом витків (заходів) різьби черв'яка: з *однозахідним* або *багатозахідним* черв'яком;
- за напрямом гвинтової лінії: з *правим* і *лівим* напрямом витків;
- за конструктивним оформленням: *відкриті* і *закриті* (редуктори).

2.3.2. Основні параметри черв'ячних циліндричних передач (без зміщення черв'яка)

Параметри черв'яка (архімедового) (рис. 2.34)

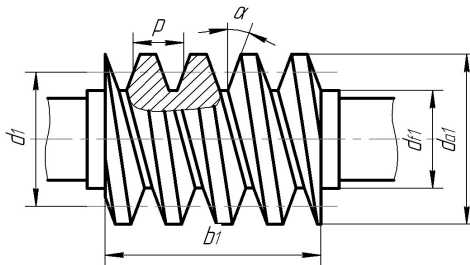


Рис. 2.34. Параметри черв'яка

1. *Осьовий крок витків* p – відстань між відповідними точками бокових сторін двох суміжних профілів, виміряна паралельно осі черв'яка. Для багатозахідних черв'яків така ж відстань між суміжними профілями одного і того ж витка називається *ходом гвинтової лінії витка* $p_z = p \cdot z$.

2. *Модуль*:

$$m = \frac{p}{\pi} \tag{2.112}$$

для черв'яка він є осьовим, а для колеса – коловим. Значення модуля стандартизовані.

3. Число витків (заходів різьби) z_1 : рекомендовано брати залежно від величини передаточного числа передачі:

$z_1 = 4$, якщо $u = 8 \dots 15$; $z_1 = 2$, якщо $u = 15 \dots 30$; $z_1 = 1$, якщо $u > 30$.

4. Коефіцієнт діаметра черв'яка вводять для скорочення номенклатури зубонарізного інструменту:

$$q = d_1 / m. \quad (2.113)$$

За стандартом зв'язаний з модулем для виключення тонких черв'яків.

За попередніх розрахунків беруть $q \geq 0,25 \cdot z_2$.

5. Кут підйому гвинтової лінії черв'яка визначають із розгортки його ділильного циліндра:

$$\gamma = \arctg \frac{p \cdot z_1}{\pi d_1} = \arctg \frac{m z_1}{d_1} = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (2.114)$$

6. Діаметри циліндрів:

ділильного: $d_1 = q \cdot m$;

вершин витків: $d_{a_1} = d_1 + 2m$;

впадин: $d_{f_1} = d_1 - 2,4m$. (2.115)

7. Довжина нарізаної частини визначають із умови використання одночасного зачеплення найбільшого числа зубців колеса (для некоригованої передачі):

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

$$\text{якщо } z_1 = 4 \quad b_1 > (12,5 + 0,09 \cdot z_2) m .$$

Для черв'яків, робочі поверхні яких шліфуються, розмір b_1 збільшується на 25 мм, якщо модулі до 10 мм і на 35...40 мм – більших 10 мм.

Параметри черв'ячного колеса

Всі розміри черв'ячного колеса визначаються в середньому перерізі площиною, що проходить через вісь черв'яка перпендикулярно до осі черв'ячного колеса (рис. 2.35).

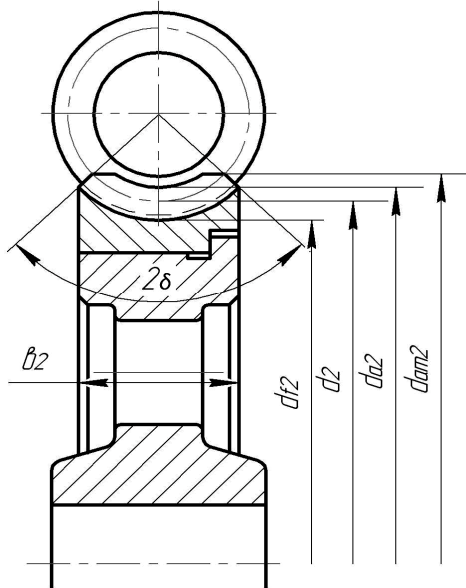


Рис. 2.35. Параметри черв'ячного колеса

1. Кількість зубців черв'ячного колеса z_2 бажано брати в межах:

$$28 \leq z_2 \leq 60,$$

де нижня границя встановлена із умови невідривання зубців під час виготовлення коліс, а верхня – із умови обмеження прогину черв'ячного вала під навантаженням.

2. Діаметри: ділільний: $d_2 = mz_2;$

вершин зубців: $d_{a_2} = d_2 + 2m;$

впадин: $d_{f_2} = d_2 - 2,4m.$ (2.116)

3. Найбільший діаметр і ширина колеса визначають за такими залежностями:

z ₁	1	2	4
d _{ам2}	≤ d _{a₂} + 2m	≤ d _{a₂} + 1,5m	≤ d _{a₂} + m
b ₂	≤ 0,75d _{a₁}		≤ 0,67d _{a₁}

Ці параметри відповідають куту обхвату черв'яка $2\delta = 90^\circ \dots 110^\circ.$

Параметри черв'ячної передачі

Міжосьова відстань передачі без зміщення:

$$a_w = a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2). \quad (2.117)$$

Для вписування черв'ячної передачі у задану міжосьову відстань її виготовляють зі зміщенням (коригованою). За позитивного зміщення підвищується міцність зубців колеса на згин у результаті їх стовщення.

Оскільки нарізання черв'ячних коліс коригованих і некоригованих передач виконується однією й тією ж черв'ячною фрезою (за геометричними параметрами витків вона аналогічна черв'яку), то

коригування черв'ячної передачі можливе тільки за рахунок колеса. Черв'як завжди нарізується без зміщення.

За заданої міжосьової відстані a_w коефіцієнт зміщення:

$$x = (a_w - a) / m. \quad (2.118)$$

Відповідно міжосьова відстань передачі зі зміщенням:

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x), \quad (2.119)$$

діаметри вершин зубців черв'ячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x), \quad (2.120)$$

діаметр впадин:

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x). \quad (2.121)$$

2.3.3. Кінематика і точність виготовлення передач

Ковзання в зачепленні

Під час руху витки черв'яка ковзають по зубцях колеса. На відміну від циліндричної зубчастої передачі вектори колових швидкостей у точках контакту черв'яка v_1 і колеса v_2 (рис. 2.36а) направлені під прямим кутом і мають різні абсолютні значення. Це є причиною того, що в черв'ячному зачепленні завжди присутнє ковзання, швидкість якого більша від колових швидкостей черв'яка і колеса. Швидкість ковзання направлена по дотичній до гвинтової лінії черв'яка. Як відносна швидкість, вона дорівнює геометричній різниці колових швидкостей черв'яка і колеса, а її абсолютне значення:

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma}, \quad (2.122)$$

де колові швидкості черв'яка і колеса:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60};$$

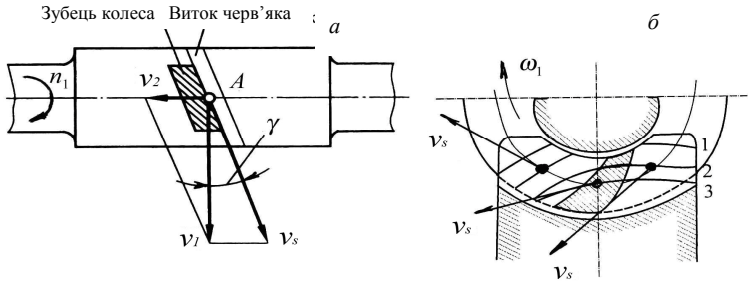


Рис. 2.36. До визначення швидкості ковзання в черв'ячній передачі

Висока швидкість ковзання призводить до втрат енергії в зачепленні і зниження к.к.д., а також до підвищеного зношування зубців і схильності їх до заїдання. Залежно від швидкості ковзання вибирають допустимі контактні напруження для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із твердих (безолов'яних) бронз і чавунів, призначаються ступені точності при виготовленні черв'ячних передач.

У попередніх розрахунках швидкість ковзання визначається за емпіричною залежністю, а потім уточнюється при відомих розмірах передачі за (2.122):

$$V_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}; \quad (v_s \text{ в м/с, якщо } n_1 \text{ в об/хв; } T_2 \text{ в Н}\cdot\text{м}).$$

К.к.д. передачі

Визначається як для гвинтової пари:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}, \quad (2.123)$$

де $\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f$ – кут тертя робочих поверхонь витків черв'яка і зубців колеса.

К.к.д. збільшується у разі збільшення числа заходів черв'яка і зменшення коефіцієнта тертя.

Передаточне число:

$$u = i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.124)$$

Точність виготовлення черв'ячних передач

Стандарт встановлює 12 ступенів точності черв'ячних передач. Ступінь точності передачі вибирається залежно від швидкості ковзання.

Для передач із високою кінематичною точністю рекомендується 3, 4, 5 і 6 ступінь точності; для силових черв'ячних передач – 6, 7, 8 і 9 ступені.

2.3.4. Сили в зачепленні

У навантаженій черв'ячній передачі сила взаємодії між витками черв'яка і зубцями колеса, розподілена за лінією їх контакту, замінюється зосередженою нормальною силою, прикладеною в середньому перерізі колеса в полюсі зачеплення.

Для зручності розрахунків нормальна сила розкладається на три складові (рис. 2.37):

а) *колову* силу на черв'яку, яка за величиною дорівнює *осьовій* силі на колесі:

$$F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (2.125)$$

б) *осьову* силу на черв'яку, яка за величиною дорівнює *коловій* силі на колесі:

$$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad (2.126)$$

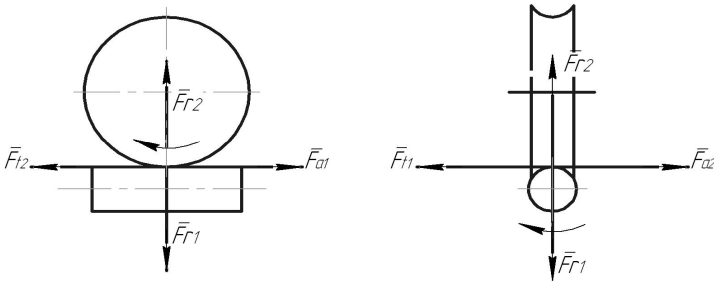


Рис 2.37. Сили в черв'ячному зачепленні

в) рівні між собою *радіальні* сили на черв'яку і на колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha . \quad (2.127)$$

Нормальна сила:

$$F_n = F_{t2} / \cos \alpha \cdot \cos \gamma . \quad (2.128)$$

2.3.5. Види пошкоджень черв'ячних передач.

Критерії роботоздатності і розрахунки

Відносно високі швидкості ковзання і несприятливі умови змащування в черв'ячному зачепленні (рис.2.36б) частіше зумовлюють *заїдання* і *зношування*.

У колесах із м'яких матеріалів (олов'яних бронз) заїдання проявляється в „*намазуванні*” бронзи на черв'як (черв'як „*жовтіє*”), за якого передача ще може працювати тривалий час. У колесах із твердих матеріалів заїдання переходить у *задирання* поверхні з наступним швидким руйнуванням і зношуванням зубців колеса.

Зношування обмежує строк служби більшості черв'ячних передач, його інтенсивність залежить від змащування, неточності монтажу зачеплення (вісь черв'яка зміщена відносно серединної площини колеса), шорсткості витків черв'яка, а також від частоти пусків передачі, що також впливає на умови її змащування.

Пластичне руйнування робочих поверхонь зубців колеса може з'явитись за значних перевантажень.

Поломки зубців колеса можливі внаслідок їх зношення або помилок виготовлення.

На відміну від зубчастих передач у черв'ячних розраховують тільки зубці колеса, оскільки витки черв'яків за формою і матеріалом значно міцніші зубців колеса.

Заїдання, задирки та інтенсивність зношування пов'язані з величиною *контактних напружень*, контактна витривалість зубців колеса є основним критерієм роботоздатності передачі, тому на проектному етапі розрахунок черв'ячної передачі за контактними напруженнями є визначальним. Розрахунки запроєктованої таким чином передачі на *витривалість* зубців колеса за згину і їх міцність у разі максимального навантаження виконують як перевіріні.

Для збереження теплового режиму передачі виконують *тепловий* розрахунок.

Черв'як перевіряють на жорсткість.

2.3.6. Матеріали деталей

Черв'яки виготовляють із якісних вуглецевих сталей (45, 50, 40Г2), а для передач із підвищеними вимогами – із легованих сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА) з термообробкою до твердості $H_1 \geq (45...55)HRC$ з наступним шліфуванням та поліруванням робочих поверхонь.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно із бронзи, інколи з латуні або чавуну. Олов'яні бронзи Бр.010Н1Ф1, Бр.010Ф1, ОНФ та ін. мають високі антифрикційні та протизадирні властивості, однак вони дорогі та дефіцитні. Використовуються, якщо швидкості ковзання більше 5 м/с.

Менш дефіцитні і дешевші безолов'яні бронзи Бр.АЖ9-4, Бр.А10Ж4Н4, Бр.А9Ж3Л та ін., але вони мають гірші антифрикційні властивості і погано припрацьовуються. Вимагають високої твердості і чистоти поверхні робочих поверхонь витків черв'яка і застосовуються за середніх швидкостей ковзання $v_s = (2...5)$ м/с.

Для допоміжних, малонавантажених передач (здебільшого для ручного приводу) використовують чавуни (СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20).

2.3.7. Допустимі напруження

Допустимі контактні напруження. Для зубців черв'ячних коліс виготовлених із олов'яних бронз допустиме контактне напруження визначається із умови зносостійкості:

$$[\sigma]_{H_2} = [\sigma]_{HO} \cdot K_{HL}, \quad (2.129)$$

де $[\sigma]_{HO}$ – границя контактної витривалості матеріалу колеса для бази випробувань $N_{HO} = 10^7$; K_{HL} – коефіцієнт контактної довговічності.

Базові границі витривалості матеріалів коліс залежать від їхньої границі міцності σ_s і стану поверхні витків черв'яка:

$$[\sigma]_{HO} = (0,95 \dots 0,8) \sigma_s.$$

Коефіцієнт контактної довговічності:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \quad (2.130)$$

оскільки число циклів навантаження не має перевищувати $25 \cdot 10^7$, то значення вказаних коефіцієнтів має знаходитись в межах $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$;

Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із твердих безолов'яних бронз, допустимі контактні напруження визначаються із умови опору заїданню:

$$[\sigma]_H = (275 \dots 300) - 25v_s, \quad (2.131)$$

де v_s – швидкість ковзання.

Допустимі напруження згину. Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із бронз, допустиме напруження для розрахунку на витривалість при згині визначається за формулою:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} \cdot K_{FL}, \quad (2.132)$$

де $[\sigma]_{FO}$ – границя згинальної витривалості матеріалу колеса для бази випробувань $N_{FO} = 10^6$, для всіх бронз $[\sigma]_{FO} = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_\sigma)$, де σ_T – границя текучості бронзи у разі розтягу; σ_σ – її границя міцності у разі розтягу; K_{FL} – коефіцієнт контактної довговічності:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}; \quad 0,54 \leq K_{FL} \leq 1. \quad (2.133)$$

Для зубців чавунних черв'ячних коліс $[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} = 0,12\sigma_B$.

Допустимі граничні напруження для розрахунків зубців на міцність у разі дії максимального навантаження для бронз залежать від границі текучості: для олов'яних $[\sigma]_{Hmax} = 4\sigma_T$, безолов'яних $[\sigma]_{Hmax} = 2\sigma_T$, $[\sigma]_{Fmax} = 0,8\sigma_T$; чавунів – від границі міцності у разі згини: $[\sigma]_{Hmax} = 1,65\sigma_B$, $[\sigma]_{Fmax} = 0,75\sigma_B$.

2.3.8. Розрахунки черв'ячних передач

Розрахунок зубців колеса на контактну витривалість

Для спрощення розрахунку його виконують для моменту зачеплення в полюсі. Як і для зубчастих передач за вихідну беруть формулу Герца:

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{\frac{q}{2\rho_{3\sigma}}},$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка і черв'ячного колеса, для поєднання матеріалів сталь – бронза ($E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,28$; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_2 = 0,33$) $Z_M = 210$ МПа^{1/2}; для поєднання сталь – чавун ($E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,28$; $E_2 = 1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_2 = 0,27$) $Z_M = 215$ МПа^{1/2}; q – питоме розрахункове навантаження на зубці колеса, визначається аналогічно до косозубої циліндричної передачі:

$$q = \frac{F_n \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{l_\Sigma} = \frac{F_{t_2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{l_\Sigma \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma} = \frac{2T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_2 \cdot b_2 \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha}, \quad (2.134)$$

де $l_\Sigma \approx b_2 \cdot \varepsilon_\alpha / \cos \gamma$ – сумарна довжина контактних ліній; $\varepsilon_\alpha = 1,35 \dots 1,65$ – коефіцієнт торцевого перекриття в серединній площині черв'ячного колеса;

$\rho_{3\phi}$ – зведений радіус кривини, оскільки витки архімедового черв'яка в середній площині мають прямолінійний профіль, то $\rho_1 = \infty$:

$$\frac{1}{\rho_{3\phi}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\rho_2} = 2 \cos \gamma / d_2 \cdot \sin \alpha, \\ \rho_2 = d_2 \cdot \sin \alpha / (2 \cdot \cos \gamma), \quad (2.135)$$

Підставивши (2.134) і (2.135) в формулу Герца, і враховуючи, що:

$$d_1 = q \cdot m; \quad d_2 = m \cdot z_2; \quad a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2},$$

одержимо формулу перевірного розрахунку робочих повернь зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t_2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_2 \cdot d_2}} \leq [\sigma]_H. \quad (2.136)$$

Для поєднання матеріалів: сталь – бронза: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,28$; $\mu_2 = 0,33$; $\alpha = 20^\circ$ і усереднених значень $\gamma = 10^\circ$ і $\varepsilon_\alpha = 1,5$:

$$\sigma_H = \frac{5400}{z_2/q} \cdot \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3 T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma]_H. \quad (2.137)$$

Розв'язавши (2.137) відносно a_w , одержимо формулу проектного розрахунку:

$$a_w = (z_2/q + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{5400}{z_2/q \cdot [\sigma]_H}\right)^2} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \quad (2.138)$$

Розрахунок зубців колеса на витривалість у разі згину

Точне визначення напружень згину зубців черв'ячного колеса ускладнюється змінною формою перерізу зубця і тим, що основа зубця розміщується не по прямій лінії, а по дузі кола. В першому наближенні черв'ячне колесо розглядається як косозубе. При цьому вводять такі спрощення:

1) зубці черв'ячного колеса внаслідок дугової форми міцніші, що враховує коефіцієнт форми зубців Y_F , який визначають за еквівалентним числом зубців $z_v = z_2/\cos^3\gamma$;

2) для черв'ячного зачеплення коефіцієнт перекриття зубців $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha \approx 0,74$;

3) коефіцієнт нахилу зубців беруть для деякого середнього значення кута нахилу зубців $\gamma = 10^\circ$, тоді $Y_\beta = 1 - \frac{10}{140} = 0,93$.

Формула перевірного розрахунку на витривалість у разі згину зубців черв'ячного колеса має вигляд:

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t_2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma]_F. \quad (2.139)$$

Розрахунки на міцність

у разі дії максимального навантаження

Ці розрахунки виконують аналогічно до зубчастих передач.

Перевірку робочих поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність у разі дії максимального навантаження виконують за умовою:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_{2 \text{ном}}}} \leq [\sigma]_{H \max}, \quad (2.140)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, визначається за виразами (2.136) або (2.137); $\frac{T_{2\max}}{T_{2\text{ном}}}$ – коефіцієнт перевантаження на валу черв'ячного колеса, задається замовником або приймається рівним коефіцієнту перевантаження двигуна $\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$; $[\sigma]_{H\max}$ – допустиме граничне контактне напруження.

Перевірку міцності зубців черв'ячного колеса у разі згину максимальним навантаженням виконують за умовою:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \left(\frac{T_{2\max}}{T_{2\text{ном}}} \right) \leq [\sigma]_{F\max}, \quad (2.141)$$

де σ_F – розрахункове напруження згину (2.139); $[\sigma]_{F\max}$ – допустиме граничне напруження згину.

Розрахунок черв'яка на жорсткість

Для забезпечення надійної роботи черв'ячної передачі черв'як повинен мати достатню міцність і жорсткість. Розрахунок черв'яка на міцність виконують аналогічно до розрахунку валів.

Недостатня жорсткість черв'яка може призвести до значного поперечного прогину, який негативно впливає на зачеплення витків та зубців і роботу черв'ячної передачі. Тому умова достатньої жорсткості черв'яка має вигляд:

$$y \leq [y], \quad (2.142)$$

де y – розрахункова стріла прогину черв'яка; $[y]$ – допустима для нормальної роботи черв'ячної передачі стріла прогину.

Стрілу прогину визначають за загальновідомими формулами. Розглянемо найпростіший випадок без врахування дії осевої сили, для схеми представленої на рис. 2.38 стріла прогину:

$$y = \frac{Fl^3}{48EJ_0},$$

де $F = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}$ – рівнодіюча колової та радіальної сил на черв'яку; $l \approx (0,8 \dots 1,0)d_2$ – проліт (відстань між опорами) черв'яка; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу черв'яка; $J_0 = \pi d_{f1}^4 / 64$ – осьовий момент інерції перерізу черв'яка.

Допустиму стрілу прогину черв'яка прийнято встановлювати залежно від його модуля $[y] = (0,01 \dots 0,005) m$.

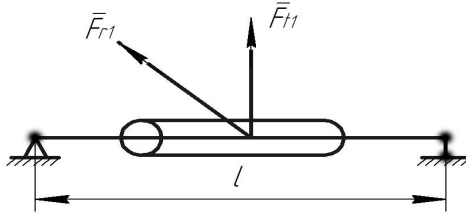


Рис. 2.38. Визначення прогину черв'яка

Якщо під час розрахунку виявиться, що жорсткість черв'яка недостатня, то збільшується коефіцієнт діаметра черв'яка q або зменшується відстань l між його опорами.

Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

Через значні втрати потужності за рахунок низького к.к.д. закритої черв'ячної передачі відбувається нагрівання корпусу передачі і мастила. Якщо відвід тепла недостатній, то передача перегрівається і виходить з ладу, тому для черв'ячної передачі виконується тепловий розрахунок.

Усталений режим роботи передачі забезпечує тепловий баланс:

$$Q_1 = Q_2,$$

де $Q_1 = P_1 \cdot (1 - \eta) \cdot 10^3$ – кількість тепла, що виділяється в передачі; $Q_2 = K_T \cdot (t_M - t_o) \cdot A$ – кількість тепла, що відводиться через по-

верхню корпусу; P_1 – потужність на валу черв'яка; η – к.к.д. передачі; K_T – коефіцієнт теплопередачі ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$), для чавунного корпусу при відсутності штучного охолодження $K_T = (9 \dots 17) \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; t_M – температура мастила; t_0 – температура середовища, в якому працює передача; A – поверхня охолодження корпусу; в попередніх розрахунках $A \approx 20a_w^2$.

Із теплового балансу визначають умову роботи передачі без перегрівання:

$$t_M = t_0 + \frac{P_1(1-\eta) \cdot 10^3}{K_T \cdot A} \leq [t_M] = 70^0 \dots 90^0 \text{C}. \quad (2.143)$$

Якщо умова не виконується, то:

1) збільшується поверхня охолодження за рахунок ребер (враховується 50% їх поверхні);

2) корпус обдувається повітрям за допомогою вентилятора ($K_T = 20 \dots 28 \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$);

3) масло охолоджується водою через зміювик або спеціальну холодильну систему ($K_T = 90 \dots 200 \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$).



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Поясніть принцип роботи черв'ячної передачі. Чим він відрізняється від принципу роботи зубчастої передачі?

2. Вкажіть основні переваги та недоліки черв'ячних передач порівняно з іншими передачами.

3. Які бувають види циліндричних черв'яків?

4. Назвіть основні параметри черв'яка.

5. Як визначають основні параметри черв'ячного колеса?

6. З якою метою виготовляють черв'ячні передачі зі зміщенням?

7. Які матеріали використовують для виготовлення черв'яків, черв'ячних коліс? Як вони вибираються?

8. Які види пошкоджень характерні для черв'ячних передач?

10. За якими критеріями виконують розрахунки черв'ячних передач?

11. Що є причиною ковзання витків черв'яка по зубцях колеса? Які це має наслідки?
 12. Які сили діють у зачепленні черв'ячної передачі і як вони направлені?
 13. Як можна підвищити к.к.д. черв'ячної передачі?
 14. Чому для черв'ячних передач є обов'язковим перевірний розрахунок на нагрівання?
 15. Коли черв'як перевіряють на жорсткість?
-

2.4. Ланцюгові передачі

2.4.1. Основні відомості і класифікація

Ланцюгова передача належить до передач зачепленням з гнучким зв'язком (ланцюгом). Складається із ведучої та веденої зірочок, розміщених на відповідних валах, і ланцюга, що знаходиться у зачепленні із зірочками.

Переваги ланцюгових передач: можливість передачі обертового руху на значну відстань; відсутність проковзування; достатньо високий к.к.д; сталість середнього передаточного відношення; можливість передавання обертового руху одним ланцюгом кільком валам; відносно невеликі навантаження на вали.

Недоліки: збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів; нерівномірність руху (шум, підвищені динамічні навантаження); потреба в додаткових пристроях для регулювання натягу.

Ланцюгові передачі працюють на швидкостях руху ланцюга до 15 м/с, можуть передавати потужність до 100 кВт, мають передаточні числа до 10. Ланцюгові передачі широко застосовують у сільськогосподарських машинах (наприклад, комбайнах).

Прийнято класифікувати ланцюгові передачі за такими ознаками:

- за типом ланцюга: на передачі з *роликowymi, втулковими та зубчастими* ланцюгами;
- за способом регулювання натягу ланцюга: *нерегульовані* (з постійною міжосьовою відстанню), з *періодичним і автоматичним* регулюванням натягу;
- за кількістю ведених зірочок, охоплених одним ланцюгом: *однозірочкові і багатозірочкові*;

- за конструктивним виконанням: *відкриті* і *закриті* передачі, що працюють в закритому корпусі в умовах неперервного змащування.

2.4.2. Деталі ланцюгових передач

Ланцюги

У машинах застосовуються *тягові* ланцюги – для переміщення вантажів у транспортувальних машинах; *вантажні* – для підвішування вантажів; *приводні* – для використання в ланцюгових передачах. Основні типи приводних ланцюгів: роликіві, втулкові та зубчасті. У приводах сільськогосподарських машин також широко використовуються спеціальні приводні ланцюги: роликіві із зігнутими пластинами, фасонні крючкові, фасонні втулочно-штирьові тощо.

Роликіві ланцюги складаються із зовнішніх та внутрішніх ланок, з'єднаних між собою шарніром (рис.2.39). Пластини внутрішньої ланки напресовані на втулки, пластини зовнішньої ланки напресовані на валики, які розвальцьовують на торцях. Кожен валик входить у втулку і утворює шарнір. Ролик вільно обертається під час входження у зачеплення із зубцями зірочки.

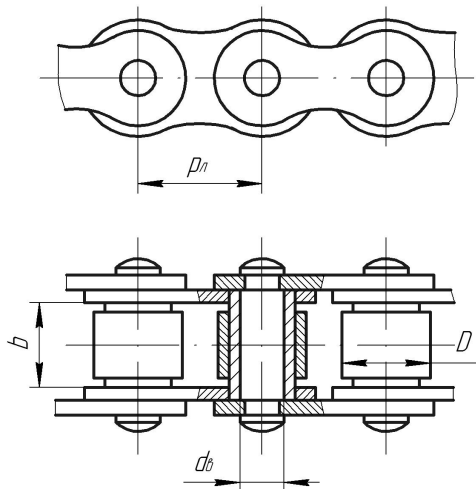


Рис. 2.39.Приводний роликівий ланцюг

Залежно від відношення кроку ланцюга до діаметра ролика розрізняють ланцюги легкої (ПРЛ) та нормальної (ПР) серій. У сільськогосподарських машинах використовують ланцюги з довгими ланками (ПРД) і ланцюги із зігнутими пластинами (ПРИ).

Приводні роликіві ланцюги нормальної серії можуть бути однорядними (позначення ПР) або багаторядними: дво- (2ПР), три- (3ПР) та чотирирядними (4ПР). Багаторядні ланцюги дозволяють збільшити передаване навантаження майже пропорційно кількості рядів.

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

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

Зубчасті ланцюги з шарнірами кочення (рис.2.40) складаються із набору пластин, кожна з яких має два зубця із впадиною між ними для зубця зірочки. Пластини з'єднуються шарніром, що складається із двох призм з циліндричними поверхнями. Одна з призм з'єднується з пластинами однієї ланки, друга – з пластинами сусідньої ланки. У разі руху ланцюга зірочкою призм перекочуються одна по іншій, забезпечуючи таким чином тертя кочення. Для запобігання боковому сповзанню ланцюга із зірочки використовують напрямні пластини, які розміщуються по боках або посередині ланцюга.

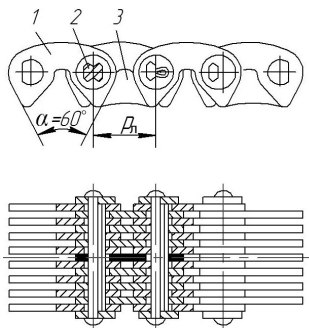


Рис. 2.40. Приводний зубчастий ланцюг

Порівняно з іншими зубчасті ланцюги дозволяють передавати більші навантаження, працюють плавніше і з меншим шумом, але складніші у виготовленні і дорожчі. Рекомендуються до використання за порівняно високих швидкостей.

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

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

Зірочки

Профіль та розміри зубців зірочки залежать від конструкції і розмірів ланцюга. Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга (рис. 2.41), його діаметр дорівнює:

$$d = \frac{P_n}{\sin(180^\circ/z)}. \quad (2.144)$$

Всі інші розміри профілю зубців зірочки визначаються стандартом.

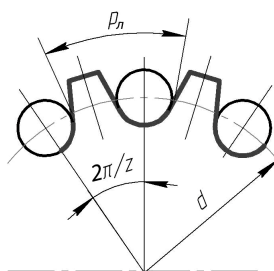


Рис. 2.41. До визначення діаметра ділильного кола зірочки

Зірочки виготовляють із середньовуглецевих або легованих сталей 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА із поверхневим або об'ємним гарту-

ванням до твердості $H=(45...55)HRC$ або цементованих сталей 15, 20X, 12XНЗА з термообробкою до твердості $H=(55...60)HRC$. Для виготовлення зірочок тихохідних передач (швидкість $v < 3$ м/с) використовують чавуни.

2.4.3. Основні геометричні і кінематичні параметри

Крок ланцюга p є його основним параметром. Він визначає розміри ланцюга і зірочок.

У разі збільшення кроку підвищується навантажувальна здатність передач, але зростають динамічні навантаження і шум під час роботи роботи. Рекомендується за великих швидкостей використовувати ланцюги з малим кроком.

Кількість зубців зірочок За малого числа зубців зірочок збільшується спрацювання шарнірів і динамічні навантаження, за великої – навіть невелике збільшення кроку ланцюга у разі зношення чи витягування спричинює значне зміщення ланцюга на профілях зубців. Рекомендуються брати:

число зубців ведучої зірочки:

$$z_1 = 31 - 2 \cdot u, \quad (2.145)$$

де u – передаточне число передачі,

число зубців веденої зірочки $z_2 = z_1 \cdot u$,

до того ж їх кількість обмежується збільшенням кроку внаслідок зношення шарнірів, в результаті чого ланки ланцюга переміщуються вздовж робочого профілю до вершин зубців і ланцюг зіскакує із зірочки, рекомендується брати $z_2 \leq 120$ – для передач з роликовими ланцюгами, $z_2 \leq 90$ – для передач з втулковими ланцюгами, $z_2 \leq 140$ – для передач із зубчастими ланцюгами.

Рекомендується вибирати непарну число зубців зірочок, що у поєднанні з парним числом ланок ланцюга сприяє рівномірному спрацюванню зубців.

Діаметри дімільних кіл зірочок визначають за формулою (2.144):

ведучої:

$$d_1 = p_{\lambda} / \sin(180^{\circ} / z_1),$$

веденої:

$$d_2 = p_{\lambda} / \sin(180^{\circ} / z_2).$$

Інші розміри зірочок визначають за стандартом залежно від вибраного профілю зубців.

Міжосьова відстань вибирається за компонованням передачі.

За малого значення міжосьової відстані ланцюг швидко зношується, великого – збільшуються габарити передачі і ведена вітка має значне провисання, що призводить до її коливань. Мінімальне значення визначається із умови, що кут обхвату ланцюгом меншої зірочки має бути не меншим 120° .

$$a_{\min} = (d_{a_1} + d_{a_2}) / 2 + (30 \dots 50) \text{ мм}, \quad (2.145)$$

де d_{a_1} , d_{a_2} – діаметри вершин зубців відповідно ведучої та веденої зірочок.

Оптимальне значення беруть із умови довговічності ланцюга:

$$a_{\text{opt}} = (30 \dots 50) p_{\lambda}. \quad (2.146)$$

Довжина ланцюга в кроках (кількість ланок ланцюга):

$$l_p = \frac{2a}{p_{\lambda}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_{\lambda}}{a}. \quad (2.147)$$

Розраховане значення округлюють до цілого числа, бажано парного. Після округлення уточнюють міжосьову відстань.

Передаточне число (відношення):

$$u = i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.148)$$

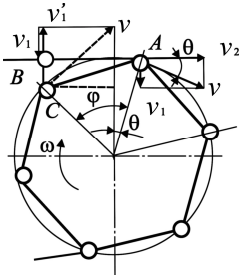


Рис. 2.42. До визначення швидкостей шарніра ланцюга і зірочки

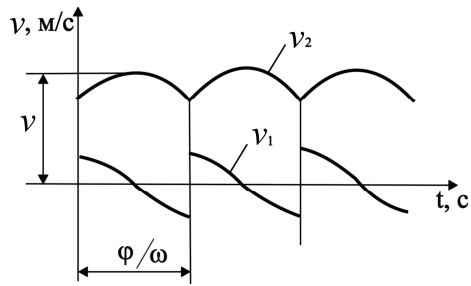


Рис. 2.43. Графік зміни швидкостей шарніра ланцюга

Швидкість ланцюга. Для ланцюгових передач ланки ланцюга розміщуються на зірочці не по колу, а по багатокутнику, число вершин якого дорівнює числу зубців зірочки. Швидкість ланцюга в межах повороту зірочки на один зубець не постійна. Для її визначення розглянемо момент, коли шарнір А (рис. 2.42) знаходиться в зачепленні із зубцем ведучої зірочки, а шарнір В наближається до зачеплення з зубцем С. Швидкість шарніра А дорівнює коловій швидкості зірочки v у точці, яка збігається з центром шарніра. Цю швидкість можна розкласти на складові: v_2 – спрямовану уздовж вітки ланцюга; v_1 – перпендикулярну ланцюгу.

Залежно від положення ведучого шарніру ці складові змінюються:

$$v_2 = v \cos \theta; \quad v_1 = v \sin \theta. \quad (2.149)$$

Величина кута θ змінюється в межах від $(-\varphi/2)$ до $(+\varphi/2)$. При цьому кут $(-\varphi/2)$ відповідає моменту входу в зачеплення шарніра А, кут $(+\varphi/2)$ – шарніра В, а його значення відповідно буде $\varphi = 2\pi/z_1$.

На рис. 2.43 наведено графік зміни швидкостей v_2 і v_1 від часу t , період дорівнює φ/ω .

Миттєва кутова швидкість ведучої зірочки буде:

$$\omega_1 = v \cos \theta / (500d_1) \quad (2.150)$$

а веденої:

$$\omega_2 = v / (500d_1 \cos \beta), \quad (2.151)$$

де β – кут повороту шарніра на веденій зірочці, $0 < \beta < \pi/z_2$.

Тоді миттєве передаточне відношення ланцюгової передачі буде:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta}{d_1 \cdot \cos \theta}. \quad (2.152)$$

Із залежності (2.152) виходить, що передаточне відношення (миттєве) не постійне; рівномірність руху тим вища, чим більше число зубців зірочок, тоді основний вплив створює збільшення числа зубців малої зірочки.

Непостійність швидкості ланцюга викликає динамічні навантаження і удари, що не дозволяє використовувати ланцюгові передачі на швидкохідних ступенях і в приводах з високими вимогами до кінематичної точності обертання валів.

Швидкість v_1 є причиною поперечних коливань віток ланцюга і ударів шарнірів ланцюга об зубці зірочки. Удари є основною причиною руйнування шарнірів ланцюга і зубців зірочок, а також підвищеного шуму передачі.

Частота обертання зірочок обмежується, щоб зменшити удар шарнірів ланцюга об зубці. Максимальна частота обертання ведучої зірочки передачі з роликів ланцюгом залежить від величини його кроку, наприклад, якщо $p = 12,7$ мм $n_{1\max} = 1250$ об/хв.

Середня швидкість за один оберт зірочки є сталою:

$$v = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot p_l}{60}. \quad (2.153)$$

2.4.4. Сили в передачі

Натяг ведучої вітки ланцюга:

$$F_1 = F_t + F_V + F_f, \quad (2.154)$$

де $F_t = \frac{2T}{d}$ – колова сила (корисне навантаження); F_v – натяг від відцентрової сили; F_f – натяг від власної ваги ланцюга; натяги визначають за формулами:

$$F_v = q \cdot V^2, \quad (2.155)$$

$$F_f = K_f \cdot a \cdot q \cdot g, \quad (2.156)$$

де q – маса 1 м ланцюга; $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння; K_f – коефіцієнт провисання ланцюга: для горизонтальної передачі $K_f = 6$; для вертикальної $K_f = 1$; для нахиленої під кутом до 40° до горизонту $K_f = 4$; для нахиленої під кутом більшим від 40° $K_f = 2$; v – швидкість ланцюга.

Натяг веденої вітки ланцюга:

$$F_2 = F_v + F_f. \quad (2.157)$$

За швидкостей ланцюга до 10 м/с сила натягу веденої вітки незначна і під час розрахунків нею нехтують.

Сила, що діє на вали ланцюгової передачі:

$$F = (1,05 \dots 1,15) F_t. \quad (2.158)$$

2.4.5. Критерії робоздатності ланцюгових передач

Найчастіше причинами виходу із ладу ланцюгових передач є:

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

На основі вказаних причин визначають критерії роботоздатності: *стійкість проти спрацювання шарнірів ланцюга та зубців зірочок (зносостійкість), стійкість проти втомного руйнування пластин та роликів і достатня міцність деталей ланцюга під дією максимального навантаження.*

2.4.6. Розрахунки ланцюгових передач

Розрахунок шарнірів ланцюга на зносостійкість

Найбільш вивченим та прогнозованим є зношування шарнірів ланцюга, тому розрахунок на забезпечення їх стійкості є основним.

Інтенсивність зношування залежить в першу чергу від середнього тиску p в шарнірі:

$$p = \frac{F_t \cdot K_e}{A_{on} \cdot K_m} \leq [p], \quad (2.159)$$

де F_t – колова сила; A_{on} – площа опорної поверхні шарніра ланцюга,

$$A_{on} \approx b \cdot d_e,$$

де b – ширина ланцюга; d_e – діаметр валика; K_m – коефіцієнт, що враховує число рядів ланцюга (для однорядних $K_m = 1,0$, дворядних $K_m = 1,7$); $[p]$ – допустимий тиск із умови стійкості проти зношування; $K_e = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6$ – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації передачі; K_1 – коефіцієнт динамічного навантаження; K_2 – коефіцієнт міжосьової відстані; K_3 – коефіцієнт нахилу передачі до горизонту; K_4 – коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга; K_5 – коефіцієнт способу змащування ланцюга; K_6 – коефіцієнт режиму роботи.

За формулою (2.159) виконують *перевірний* розрахунок.

Під час *проектного* розрахунку визначають крок ланцюга із врахуванням співвідношень розмірів стандартних ланцюгів і замінивши $F_t = 2T_1/d_1$:

$$p_n = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_e}{z_1 \cdot K_m \cdot [p]}}, \quad (2.160)$$

де T_1 – в Нм, $[p]$ – в МПа.

За розрахованим значенням вибирають ланцюг із стандартним кроком.

Розрахунок ланцюга на міцність

Виконують у разі дії максимальних короткочасних перевантажень за умовою, що розрахунковий запас міцності не менший від допустимого:

$$s = \frac{F_{руїн}}{\left(\frac{T_{max}}{T_{ном}}\right) F_i + F_v + F_f} \geq [s], \quad (2.161)$$

де $F_{руїн}$ – руйнівне навантаження, яке вказується в стандартному позначенні ланцюга; $T_{max}/T_{ном}$ – коефіцієнт перевантаження; $[s]$ – допустимий запас міцності, $[s] = 5 \dots 10$.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Переваги і недоліки ланцюгових передач.
2. Які ланцюги використовують як приводні?
3. Чим відрізняється роликівий ланцюг від втулкового?
4. Який параметр ланцюга визначає всі інші параметри?
5. Чому обмежується кутова швидкість меншої зірочки залежно від її числа зубців та кроку ланцюга?
6. Із яких міркувань рекомендують вибирати непарне число зубців зірочок у передачах з роликівими ланцюгами?

7. Чому за великих швидкостей рекомендується використовувати ланцюги з малим кроком?
 8. Що є причиною поперечних коливань віток ланцюга?
 9. Які сили виникають у ведучій вітці ланцюга під час його роботи?
 10. Назвіть причини виходу із ладу ланцюгових передач. Назвіть основні критерії роботоздатності і розрахунку ланцюгової передачі.
 11. Як під час розрахунку ланцюгової передачі враховують умови її роботи?
-

2.5. Пасові передачі

2.5.1. Основні відомості і класифікація

Пасова передача складається із шківів, що розміщуються на валах розташованих на значній відстані, і гнучкої ланки (паса), що зв'язує шківів (рис. 2.44). Зазвичай, в приводах машин застосовуються пасові передачі між двома шківів (ведучим і веденим) (рис.2.44), але іноді (в автомобілях, сільськогосподарських машинах та ін.) передача здійснюється між трьома шківів: ведучим і двома веденими або ведучим, веденим і натяжним. Якщо пасова передача використовується в приводі разом з іншими передачами (наприклад, редуктором), то її слід встановлювати на швидкохідному валу приводу.

Пасові передачі не забезпечують жорсткого зв'язку між шківів через можливість проковзування паса на шківів, тому не рекомендується їх використовувати в механізмах, де необхідно точно витримати задане передаточне відношення.

Для передачі корисного навантаження пасовою передачею обов'язково необхідно створити попередній натяг паса за рахунок його пружних властивостей шляхом зміни відстані між шківів або за допомогою спеціальних натяжних пристроїв.

Переваги пасових передач порівняно із зубчастими: простота конструкції і відносно низька вартість, плавність і мала шумність роботи, можливість передачі зусилля на значну відстань (до 8...10 м) без ускладнення конструкції, понижені вимоги до точності монтажу, еластичність паса, яка дозволяє пом'якшувати удари і поштовхи під час коливання навантаження, для запобігання нега-

тивній дії різких перевантажень за рахунок можливості проковзування паси на шківах.

Недоліки: порівняно великі габарити, несталість передаточно-го відношення через ковзання паси на шківах, підвищене навантаження на валі і підшипники через попередній натяг паси, мала довговічність паси (800...5000 год), необхідність попередження від попадання мінеральних масел на паси (особливо прогумовані) і шківи.

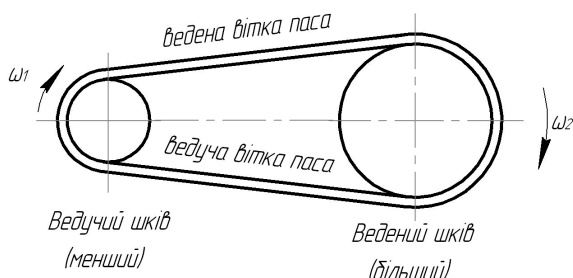


Рис. 2.44. Конструктивна схема пасової передачі

Залежно від профілю паси розрізняють плоскопасову, клинопасову, поліклинопасову і круглопасову передачі (рис. 2.45).

Найбільш поширені клинопасові передачі. Ефект заклинювання паси в канавці шківа дозволяє передавати значно більші зусилля порівняно з плоскопасовою.

Передачі з поліклиновими пасами поєднують переваги передач з клиновими пасами (підвищене зчеплення зі шківами) і з плоскими (гнучкість, що дає змогу проектувати малогабаритні передачі).

Передачі з круглими пасами використовують тільки для передачі невеликих потужностей (прилади, домашня техніка тощо).

За розміщенням валів існують передачі:

- відкрита (найбільш поширена) (рис. 2.46а);
- перехресна (обертання валів в різні сторони) (рис. 2.46б);
- напівперехресна (рис. 2.46в)
- багатошківна з натяжним роликом (рис. 2.46г).

Перехресною і напівперехресною можуть бути тільки плоскопасові передачі.

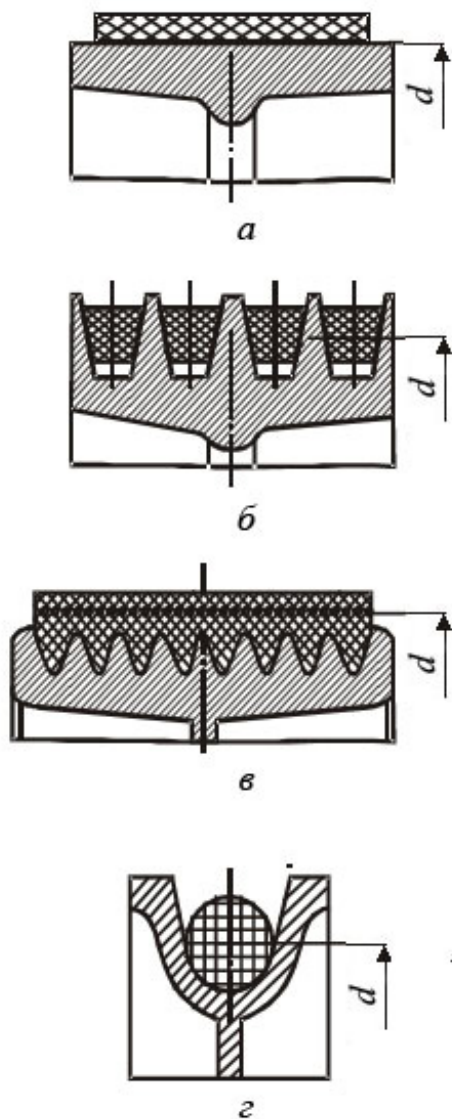


Рис. 2.45. Пасові передачі:
a – плоскопасова; *б*– клинопасова; *в* – поліклинопасова;
г – круглопасова

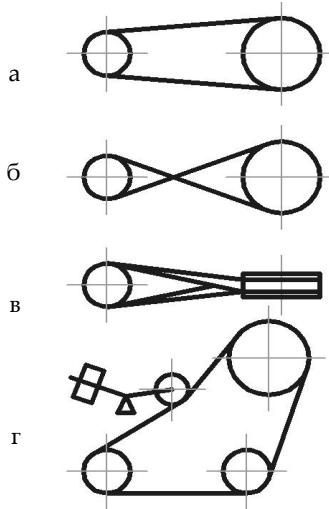


Рис. 2.46. Пасові передачі за розміщенням валів:

а – відкрита; б – перехресна; в – напівперехресна; г – багатощківна з на-
тяжним роликком

2.5.2. Паси

Приводні паси повинні мати достатню міцність, довговічність, гнучкість, зносостійкість, надійність зчеплення з шківками і невисоку вартість.

Плоскі паси менше поширені в приводах машин ніж клинові, однак в окремих випадках клинопасові передачі не можуть конкурувати з плоскостасовими: за великих швидкостей (80...100 м/с) (спеціальні плівкові паси), високих вимогах до плавності роботи, значних міжосьових відстанях, складних розміщеннях геометричних осей шківків.

Для середньошвидкісних передач застосовують *гумотканинні* плоскі паси (ГОСТ 23831-90), що складаються із декількох шарів (прокладок) технічної тканини (бельтингу Б-820) чи тканини із комбінованих ниток БКНЛ-65 (ГОСТ 19700-85) чи синтетичних ниток ТА-150, ТК-200, ТА-300, ТК-300 (ГОСТ 18215-87) з міцністю за шириною основи прокладки 150, 200, 300 Н/мм.

Ці паси випускають трьох типів (рис.2.47): А – *нарізні*, з гумовими прошарками між усіма прокладками і з кромками, захищеними водостійкими компонентами; Б – *пошарово загорнуті*, як із гумовими прошарками, так і без них; В – *спіралью загорнуті*.

Для запобігання механічним пошкодженням тканини, дії вологості і хімічно активних середовищ використовують паси з гумовими обкладками. Морозостійкі і антистатичні паси завжди мають зовнішні гумові обкладки, які виготовляють із гуми класу М – для морозостійких, класу Б – для антистатичних, класу С – для вологостійких пасів. Зовнішні обкладки для пасів загального призначення виготовляють із гуми класів Б, М і С. Морозостійкі паси можуть працювати за температури від -45 до $+60^{\circ}\text{C}$, паси загального призначення – від -25 до $+60^{\circ}\text{C}$.



Рис. 2.47. Схеми поперечних перерізів прогумованих плоских пасів

Нарізні паси типу А є більш гнучкими і допускають більші швидкості: А – до 30 м/с; Б – до 20 м/с; В – до 15 м/с. Загорнуті паси з підвищеною зносостійкістю кромки працюють в передачах з напрямними (шківів з ребордами) і в перехресних.

Тип паса визначають залежно від умов експлуатації: характеру навантаження і його величини, швидкості паса, схеми розміщення передачі і умов навколишнього середовища. Прогумовані паси в середовищі з лужними і кислотними випаруваннями не використовують.

Кількість шарів (прокладок) і ширина плоского паса регламентується стандартом. З метою зменшення напруження згину в пасі стандарт установлює мінімальні діаметри шківів залежно від кількості прокладок або загальної товщини паса.

Гумотканні паси випускаються кінцевими і поставляються виробником у рулонах.

Необхідна довжина паса формується за місцем. У разі зшивання довжина стику береться рівною приблизно $(2,2...2,5) b$, де b – ширина паса, при цьому стик, що прилягає до шківів, має бути спрямований у бік протилежний руху паса.

Суцільноткані паси виготовляють із бавовняного прядива у кілька переплетених шарів просочених спеціальним розчином із

озокериту та бітуму. Вони порівняно дешеві, але мають меншу тягову здатність і довговічність, тому їх застосовують у разі передачі невеликих навантажень і за швидкостей до 25 м/с. Не рекомендується використовувати їх в приміщеннях з підвищеною вологістю і надмірно запиленних, а також в перехресних передачах.

У *плівкових пасах* замість кордшнура використовують нейлонову стрічку, яку покривають шаром еластомеру, що забезпечує високий коефіцієнт тертя з робочою поверхнею шківів. Важливою перевагою цих пасів є мала погонна маса за відносно високої питомої міцності, що дозволяє використовувати їх у разі високих колових швидкостей (до 80...100 м/с).

Клинові паси – це безкінечні паси з перерізом у вигляді трапеції з робочими боковими сторонами і кутом клина $\varphi \approx 40^\circ$ (рис. 2.48а). Завдяки клиновій дії ці паси мають підвищену силу зчеплення зі шківів, що дозволяє за однакового навантаження одержати передачу з меншими габаритами і з меншим натягом паса.

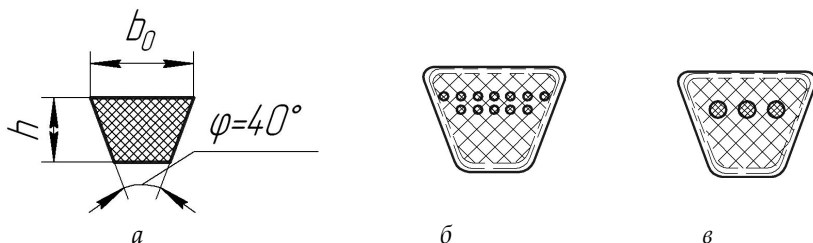


Рис. 2.48. Перерізи клинових пасів:

a – розміри; *б* – кордтканинний; *в* – кордшнуровий

Залежно від відношення розрахункової ширини b_p вздовж нейтральної лінії до висоти h перерізу (табл.2.4) існує три види клинових пасів: нормального перерізу ($b_p/h \approx 1,4$, вузькі ($b_p/h \approx 1,05...1,1$) і широкі ($b_p/h \approx 2...4,5$). Стандарт передбачає 7 перерізів клинових пасів нормального перерізу (рис. 2.49): О, А, Б, В, Г, Д, Е (відповідне позначення ISO: Z, A, B, C, D, E, EO). За галузевим стандартом випускають вузькі паси 4 перерізів: УО, УА, УБ, УВ (позначення ISO: SPZ, SPA, SPB, SPC).

Залежно від будови несучого шару (корду) клинові паси *нормального перерізу* виготовляють двох типів: кордтканинні (рис. 2.48б) і кордшнурові (рис. 2.48в). У кордтканинних пасах корд складається із декількох шарів віскозної, капронової чи лавсанової тканини. У кордшнурових пасах корд складається із одного ряду

кручених анідних шнурів. Такі паси порівняно з кордтканинними мають більшу гнучкість і можуть використовуватися за менших діаметрів шківів і більших швидкостей, але вони мають меншу довговічність.

Розрахункові довжини пасів виміряють за нейтральним шаром у натягнутому стані.

Для приводів вентиляторів у двигунах внутрішнього згоряння (автомобілів, тракторів, комбайнів) використовуються кордшнурові паси згідно з ГОСТ 5813-76 п'яти розмірів профілю поперечного перерізу: 1, 2, 3, 4, 5.

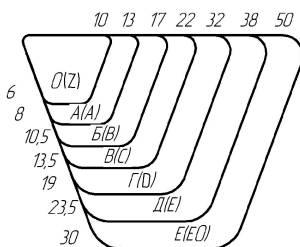


Рис. 2.49. Розміри стандартних пасів нормального перерізу (мм)

Клинові *вузькі* паси мають більшу тягову здатність і довговічність, ніж паси нормального перерізу і поступово витісняють останні, особливо в автомобілях і сільськогосподарських машинах.

Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами.

Клинопасова передача може працювати з одним або з декількома пасами (комплект). У разі збільшення кількості пасів у комплекті важко одержати їх рівномірне завантаження через неминучі похибки розмірів пасів і канавок шківів, тому не рекомендується кількість пасів в комплекті брати більше восьми (практично шести). У разі виходу із ладу одного паса необхідно міняти весь комплект.

Поліклинові паси – безкінечні плоскі паси з повздовжніми виступами (ребрами) на внутрішній поверхні (рис. 2.50). Кількість клинових ребер може бути від 2 до 36.

У плоскій частині поліклинових пасів розміщується високоміцний шнуровий корд із віскози, скловолокна або лавсану і декілька шарів діагонально змотаної тканини, що надає пасу більшу поперечну гнучкість.

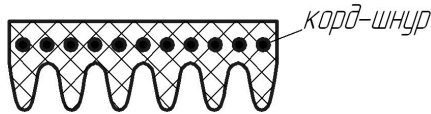


Рис. 2.50. Переріз поліклинового паса

Поліклинові паси поєднують переваги клинових (високу тягову здатність) і плоских (гнучкість) пасів, що дає змогу проектувати малогабаритні передачі (обробні і шліфувальні верстати, зернозбиральні комбайни та інші сільськогосподарські машини). Мала висота перерізу порівняно з клиновими пасами нормального перерізу сприяє зниженню рівня згинальних і крутильних коливань в агрегатах. Поліклинові паси особливо чутливі до непаралельності валів і осевого зміщення, оскільки це порушує нормальний контакт пасса зі шківом. Рекомендується, щоб у передачах з цими пасами непаралельність валів не перевищувала $20'$, а осеве зміщення робочих поверхонь шківів $-15'$.

Поліклинові паси випускають трьох поперечних перерізів: К, Л, М, кожен з яких має свої розміри і кількість ребер; пас з перерізом К замінює клинові паси О і А, з перерізом Л: Б і В, з перерізом М: В, Г, Д і Е.

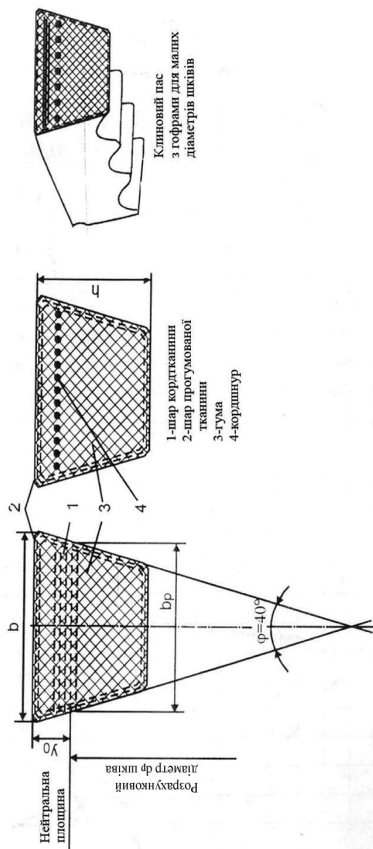
Круглі паси використовують для передачі невеликих навантажень, зазвичай, у приладах. Виготовляються із шкіри, бейтінгу, бавовни, капрону.

У клинопасових передачах із шківом малих діаметрів використовують клинові паси з гофрами (**зубчасті паси**) (рис. у табл. 2.4).

Натяг пасів. Пасова передача може нормально працювати тільки за наявності попереднього натягу пасса. Для його створення, а також для компенсації витягування пасса в процесі експлуатації використовують натяжні пристрої: ползки та хитні плити, натяжні та відтяжні ролики, пристрої з автоматичним регулюванням. Найпростішим і найбільш поширеним способом натягу пасів є переміщення одного із шківів, коли електродвигун з установленим на ньому шківом переміщується ползками або повертається на хитній плиті. З огляду на довговічність пасса найкраще використовувати автоматичний натяг пасса, за якого він змінюється залежно від навантаження.

Таблиця 2.4

Характеристики клинових пасів



Тип паса	Позначення перерізу	Розміри (мм) перерізу і площа А, мм ²				Гранична довжина l, м	d _{мінім} , мм	Граничні значення моменту T _л , Н·м	Коеф. погонної маси η, Н·с/м ²
		b _p	b	h	y ₀				
Нормального перерізу (ГОСТ 1284.1-96)	O(Z)	8,5	10	6	2,1	47	63	<30	0,07
	A(A)	11	13	8	2,8	81	90	15...60	0,10
	B(B)	14	17	10,5	4,0	138	125	45...150	0,18
	B(C)	19	22	13,5	4,8	230	200	120...600	0,3
	Г(D)	27	32	19	6,9	476	355	420...2400	0,62
	Д(E)	32	38	23,5	8,3	692	500	1600...6000	0,9
	E(EO)	42	50	30	14,0	1170	800	>2200	1,52
Вузькі (РТМ 51-15-70)	УO(SFZ)	8,5	10	8	2,0	56	63	<150	0,07
	УA(SFA)	11	13	10	2,8	95	90	90...400	0,12
	УB(SFB)	14	17	13	3,5	158	140	300...2000	0,2
	УB(SFC)	19	22	18	4,8	278	224	>1500	0,37

Натяжні пристрої можуть також збільшувати кути обхвату пасом шківів, що збільшує тягову здатність.

Для встановлення і заміни пасів треба передбачити можливість зменшення міжосьової відстані на 2% за довжини паса $l < 2$ м і на 1%, якщо $l > 2$ м.

Для компенсації відхилень від номіналу за довжиною паса і його видовження під час експлуатації треба передбачити можливість збільшення міжосьової відстані на 5,5% від довжини паса.

2.5.3. Шківви

Матеріал шківів і спосіб їх виготовлення залежить від колової швидкості: при $V \leq 30$ м/с – шківви виготовляються литими із чавуну СЧ 10 і СЧ 15, за більших швидкостей використовують сталеві литі або зварні шківви. Шківви можуть виготовлятися також із алюмінієвих сплавів і текстоліту, оскільки шківви із цих матеріалів мають меншу масу порівняно зі сталевими і чавунними, то їх раціонально використовувати у швидкісних пасових передачах.

Форма робочої поверхні ободу залежить від форми поперечного перерізу паса. У шківви плоскопасових передач (ГОСТ 17383-89) це може бути гладка циліндрична, випукла (для забезпечення центрування паса) або циліндрична з краями у формі конуса поверхня (рис. 2.51а).

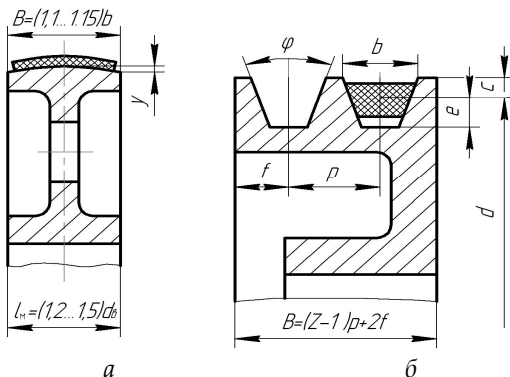


Рис. 2.51. Конструкції шківви:

a – плоскопасової передачі; *б* – клинопасової

Для шківів клинопасових передач (ГОСТ 20889-80...ГОСТ 20898-80) робочими є бокові сторони клинових канавок, розміри і кількість яких вибираються залежно від вибраного перерізу паса (рис. 2.51б). У разі обгинання шківа кут клину клинового паса змінюється порівняно з початковим ($\varphi \approx 40^\circ$), причому ця зміна тим більша, чим менший діаметр шківа. Для забезпечення правильного контакту паса зі шківом кут канавки вибирається згідно зі стандартом залежно від діаметра шківа в межах 34...40°.

Згідно з ГОСТ 20889-88 кут φ канавки шківа для різних перерізів клинового паса залежить від діаметра шківа. Це пояснюється тим, що у разі згину на шківу профіль паса викривлюється – ширина паса в зоні розтягу зменшується, а в зоні стиску збільшується. Якщо деформований таким чином пас розміщується в канавці з кутом, що дорівнює куту профілю недеформованого паса, то його тиск на бокові площини по висоті розподілиться нерівномірно (більший тиск буде в нижній частині, де відсутній корд), що негативно впливає на довговічність паса. Для вирівнювання тиску кут канавок шківа залежно від діаметра робиться меншим від кута профілю паса.

Обід може з'єднуватися з маточиною суцільним диском, диском з отворами для демонтажу за допомогою знімача або спицями. Число спиць визначають за емпіричною залежністю $n_{cn} = \sqrt{d/7}$. Якщо $n_{on} < 3$, то використовують диск.

2.5.4. Геометрія і кінематика пасових передач

Діаметри шківів рекомендується брати за можливості більшими, наскільки дозволяють габарити передачі. Це підвищує довговічність, к.к.д. і тягову здатність передачі.

Діаметр меншого шківа d_1 вибирають із умов обмеження напружень згину, що виникають у разі обгинання шківа, і обмеження габаритів передачі.

Для плоских пасів рекомендується брати відношення між діаметром меншого шківа і товщиною паса $d_1/\delta \geq 30...40$ – для гумотканинних пасів; $d_1/\delta \geq 25...35$ – для бавовняних і шкіряних.

Орієнтовно під час проектного розрахунку плоскопасової передачі діаметр меншого шківа беруть за емпіричною залежністю:

$$d_1 = (52...61) \cdot \sqrt[3]{T_1}, \text{ мм}, \quad (2.162)$$

де T_1 – обертальний момент на валу меншого шківа, Н·м.

Діаметр d_1 меншого шківa клинопасової передачі вибирають залежно від прийнятого типу перерізу паса.

Діаметр більшого шківa пасової передачі визначають через передаточне відношення:

$$d_2 = d_1 \cdot i. \quad (2.163)$$

Розраховані значення діаметрів d_1 і d_2 мають бути узгоджені зі стандартом.

Міжосьова відстань a визначається конструкцією машини тобто розміщенням в ній ведучого і веденого шківів. Мала міжосьова відстань негативно впливає на частоту пробігів паса, а, отже, на його довговічність. Для відкритої плоскопасової передачі рекомендується брати $a = (2 \dots 3)(d_1 + d_2)$, а для клинопасової передачі

$$a \geq 0,55 \cdot (d_2 + d_1) + h, \quad (2.164)$$

де h – висота перерізу паса.

Кут обхвату пасом малого шківa α_1 впливає на тягову здатність передачі. Його величина визначається із схеми рис.2.52 за допомогою додаткового кута β .

$$\alpha_1 = \pi - \beta.$$

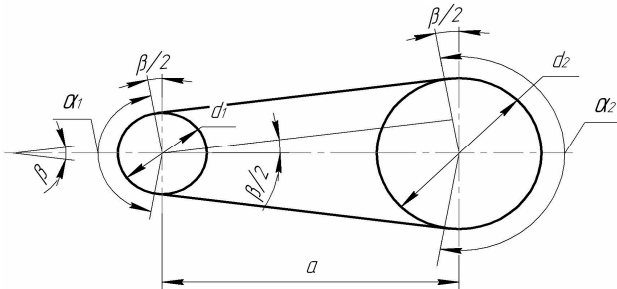


Рис. 2.52. Схема до визначення розмірів пасової передачі

Із прямокутного трикутника із гострим кутом $\beta/2$:

$$\sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

Враховуючи те, що кут β не перевищує $\pi/6$, можна приблизно прийняти, що $\sin(\beta/2) \approx \beta/2$. тоді:

$$\frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a},$$

а кут обхвату пасом малого шківів дорівнює в радіанах:

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a},$$

у градусах:

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ. \quad (2.165)$$

Для нормальної роботи плоскостасової передачі рекомендується мати кут обхвату пасом меншого шківів α_1 – не менший 150° , для клинопасової α_1 – не менший 120° .

Довжина паса. Розрахункова довжина паса визначається із схеми рис.2.52 як сума прямолінійних ділянок та дуг обхвату:

$$l' = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (2.166)$$

Для плоских пасів розрахункова довжина паса збільшується для зшивання $l = l' + 100 \dots 400$ мм, для клинових розрахункова довжина округляється до найближчого стандартного значення l , після чого уточнюється міжосьова відстань:

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}. \quad (2.167)$$

Колові швидкості на шківках (без врахування пружного ковзання паса):

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}; v_1 = v_2.$$

Внаслідок пружного ковзання колова швидкість веденого шківка дещо менша від колової швидкості ведучого шківка:

$$v_2 = v_1 \cdot (1 - \varepsilon), \quad (2.168)$$

де $\varepsilon = (v_1 - v_2) / v_1$ – коефіцієнт пружного ковзання ($\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$).

Передачне відношення з урахуванням пружного ковзання (2.168):

$$i = n_1 / n_2 = \frac{60 \cdot v_1 \cdot \pi \cdot d_2}{\pi \cdot d_1 \cdot 60 \cdot v_2} = \frac{v_1 \cdot d_2}{v_1 (1 - \varepsilon) \cdot d_1} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}, \quad (2.169)$$

невелике значення коефіцієнта пружного ковзання ε дозволяє приблизно приймати:

$$i = d_2 / d_1. \quad (2.170)$$

2.5.5. Сили і напруження в пасі

Для передачі корисного навантаження в пасовій передачі необхідно створити *попередній натяг* паса F_0 (рис.2.53а). У стані спокою і холостого ходу кожна вітка натягнута однаково з силою F_0 .

Під час роботи пасової передачі (передачі корисного навантаження) відбувається перерозподіл натягів у вітках паса: *натяг ведучої* (набіжної) вітки збільшується до F_1 , а *натяг веденої* (збіжної) зменшується до F_2 (рис. 2.53б).

З умови рівноваги шківка:

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2} = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2}.$$

або $F_1 - F_2 = F_t.$ (2.171)

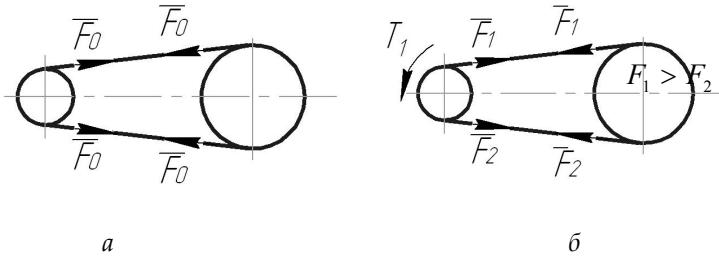


Рис. 2.53. Натяги у вітках паса:

a – передача без навантаження; *б* – під час передачі навантаження

Геометрична довжина паса не залежить від навантаження і залишається незмінною як в навантаженій, так і в ненавантаженій передачі. Це значить, що в навантаженій передачі додатковий розтяг ведучої вітки паса компенсується таким же скороченням веденої вітки:

$$F_1 = F_0 + \Delta F ; \quad F_2 = F_0 - \Delta F ;$$

або $F_1 + F_2 = 2F_0.$ (2.172)

Розв'язавши разом (2.171) і (2.172), одержимо:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} \quad (2.173)$$

Вирази (2.171), (2.172), (2.173) встановлюють як змінюються натяги ведучої і веденої виток залежно від корисного навантаження, але не розкривають можливості його передачі, пов'язаної з силами тертя між пасом і шківками, або так званої *тягової здатності* переда-

чі. Цей зв'язок можна визначити, скориставшись моделлю паса у вигляді нерозтяжної нитки (задача Л.Ейлера).

Умова рівноваги елемента $d\phi$ (рис. 2.54):

$$\Sigma M_o = 0; \text{ (сума моментів) } F \cdot \frac{d}{2} + f \cdot dR \cdot \frac{d}{2} - (F + dF) \frac{d}{2} = 0;$$

або $F + f \cdot dR - F - dF = 0; f \cdot dR = dF;$

$$\Sigma F_y = 0; \text{ (сума проекцій)}$$

$$dR - F \cdot \sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) - (F + dF) \sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) = 0;$$

або $dR - F \cdot \frac{d\phi}{2} - F \cdot \frac{d\phi}{2} = 0.$

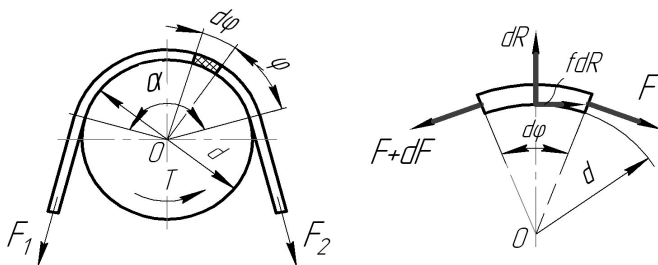


Рис. 2.54. Схема сил для визначення співвідношення між натягами віток

Відкидаючи члени другого порядку малості і прийнявши $\sin(d\phi/2) \approx d\phi/2$, одержимо:

$$dR = F \cdot d\phi.$$

Виключивши dR , одержимо диференціальне рівняння:

$$f \cdot F \cdot d\phi = dF; f \cdot d\phi = \frac{dF}{F},$$

проінтегрувавши яке, маємо:

$$f \int_0^{\alpha} d\varphi = \int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F}; \quad f \cdot \alpha = \ln \frac{F_1}{F_2},$$

або

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\alpha f}. \quad (2.174)$$

Цей вираз носить назву *формули Ейлера*.

Розв'язуючи разом (2.171), (2.172) і (2.174), одержимо:

$$F_1 = F_t \frac{e^{\alpha f}}{e^{\alpha f} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{\alpha f} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{\alpha f} + 1}{e^{\alpha f} - 1} \right). \quad (2.175)$$

Формули (2.175) визначають зв'язок сил натягу віток передачі з корисним навантаженням F_t та факторами тертя α і f . Вони дозволяють також визначити мінімально необхідний попередній натяг паса F_0 , за якого ще можлива передача заданого навантаження F_t .

Натяг від дії відцентрової сили. Під час переміщення паса на шківках у результаті криволінійного руху виникає відцентрова сила, яка викликає додатковий натяг у всіх перерізах паса:

$$F_V = \rho A \cdot v^2, \quad (2.176)$$

де ρ – густина матеріалу паса; A – площа поперечного перерізу; v – колова швидкість.

Натяг F_V ослаблює дію попереднього натягу F_0 , зменшує силу тертя і тим самим знижує тягову здатність передачі. Шкідливий вплив дії відцентрової сили на тягову здатність пасової передачі відчувається за швидкостей пасів більших 20 м/с. За малих і середніх швидкостей паса дія відцентрової сили незначна і не передається на вали (врівноважується в пасі).

Напруження в перерізах паса. В усіх перерізах паса діє однако-
ве напруження від відцентрової сили

$$\sigma_V = \frac{F_V}{A} \quad (2.177)$$

і напруження від попереднього натягу (попереднє напруження).

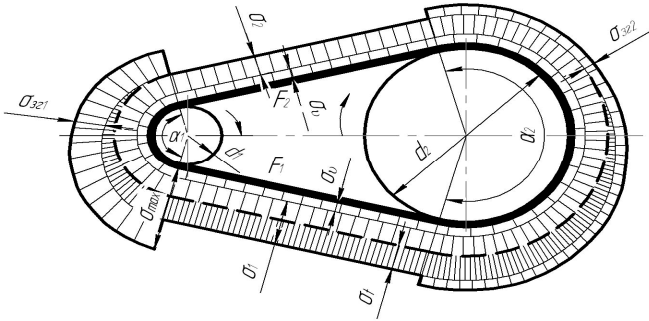


Рис. 2.55. Епюра напружень у пасі передачі

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \quad (2.178)$$

У перерізах ведучої вітки паси діє напруження:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2}, \quad (2.179)$$

де σ – напруження від корисного навантаження (корисне напруження):

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} \quad (2.180)$$

Напруження веденої вітки:

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot A} = \sigma_0 - \frac{\sigma_t}{2}.$$

Напруження згину виникають в пасі під час обгинання ним шківів, вони визначаються за відомою з курсу опору матеріалів формулою:

$$\sigma_{з2} = E(y_{max}/R),$$

де $y_{max} = \delta/2$ – відстань максимально віддалених точок перерізу паса до нейтрального шару; $R \approx d/2$ – радіус кривини нейтрального шару; E – модуль пружності матеріалу паса, для різних матеріалів $E = (200 \dots 400)$ МПа; δ – товщина паса. Враховуючи вказані співвідношення, одержимо:

$$\sigma_{з2} = E \frac{\delta}{d}; \quad (2.181)$$

Напруження згину на ведучому і веденому шківів:

$$\sigma_{з2_1} = E \frac{\delta}{d_1}; \quad \sigma_{з2_2} = E \frac{\delta}{d_2}.$$

Максимальне сумарне напруження діє у перерізі ведучої вітки, який набігає на менший ведучий шків:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{з2_1}. \quad (2.182)$$

Епюра розподілу напружень за довжиною паса представлена на рис. 2.55.

2.5.6. Пружне ковзання і буксування паса

В пасових передачах розрізняють два види ковзання паса вздовж шківів: пружне ковзання і буксування. Пружне ковзання присутнє за будь-якого навантаженні передачі, буксування тільки у разі перевантаження.

Пружне ковзання виникає внаслідок пружних властивостей паса і різниці натягів ведучої та веденої віток.

На ведучому шківі натяг паси поступово зменшується від F_2 до F_1 , а на веденому – збільшується від F_2 до F_1 . Оскільки деформація паси приблизно пропорційна його натягу, то на ведучому шківі пас скорочується і ковзає вздовж шківів у напрямі протилежному його обертанню, тобто пас відстає від шківів, а на веденому пас видовжується, що також призводить до ковзання, оскільки пас випереджає шків. Таке ковзання паси називається пружним, а дуги, на яких воно виникає, – *дугами ковзання* (рис. 2.56). Дуга ковзання завжди розміщується з боку збігання паси зі шківів. На дугах, що доповнюють дуги ковзання до кутів обхвату α пасом шківів, пас залишається у спокої і тому ці дуги називаються *дугами спокою*.

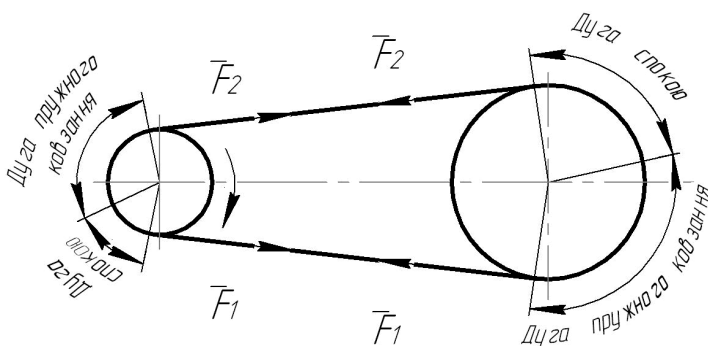


Рис.2.56. Пружне ковзання в пасовій передачі

На дугах спокою швидкість паси дорівнює коловій швидкості шківів, але протилежні кінці кожної вітки дотикаються шківів із різними коловими швидкостями. Ця різниця зростає за збільшення навантаження, а передаточне відношення змінюється. Вплив пружного ковзання враховується коефіцієнтом пружного ковзання $\varepsilon = (v_1 - v_2)/v_1$.

У разі перевантаження дуга спокою зменшується до нуля, а пас починає ковзати на поверхні шківів, ведений шків зупиняється. Таке ковзання називається *буксуванням*. Воно є недопустимим під час роботи пасової передачі.

2.5.7. Критерії роботоздатності пасових передач

Основними критеріями роботоздатності пасових передач є: *тягова здатність* – здатність передачі передавати задане навантаження без буксування, яка залежить від надійності зчеплення паса зі шківками, і *довговічність паса*, яка визначається, здебільшого, його опором втомленості.

Надійність зчеплення паса зі шківком, а, отже, і тягова здатність передачі характеризується кривими ковзання та к.к.д. (рис. 2.57), які встановлюють залежність коефіцієнта пружного ковзання (ε) та к.к.д. (η) від корисного навантаження, яке враховується через коефіцієнт тяги – відношення корисного навантаження паса до суми сил натягу віток передачі

$$\varphi = F_t / (F_1 + F_2) = F_t / 2F_0 = \sigma_t / 2\sigma_0. \quad (2.183)$$

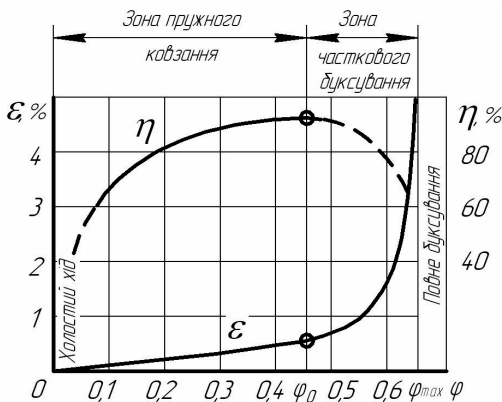


Рис. 2.57. Криві ковзання (ε) та к.к.д. (η) пасової передачі

Коефіцієнт тяги показує, яка частина попереднього натягу паса корисно використовується для передачі навантаження.

Криві ковзання одержують експериментально за типових (стандартних) умов випробувань: $d_1 = d_2$; $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$; $v = 10$ м/с; навантаження спокійне, передача горизонтальна.

У разі збільшення коефіцієнта тяги від нуля до φ_0 в передачі є тільки пружне ковзання пропорційне навантаженню і крива ковзання має прямолінійну форму. Передача працює нормально.

Значення коефіцієнта тяги ϕ_0 характеризує межу раціонального використання паса і відповідає найбільшому навантаженню F_{t0} (корисному напруженню σ_0), за якого ще відсутнє буксування.

$$F_{t0} = 2\phi_0 \cdot F_0$$

або

$$\sigma_{t0} = 2\phi_0 \cdot \sigma_0. \quad (2.184)$$

У разі подальшого збільшення навантаження (коефіцієнта тяги від ϕ_0 до ϕ_{max}) в передачі крім пружного ковзання появляється буксування, порушується нормальна робота передачі. Ця зона називається зоною часткового буксування, її величина характеризує здатність передачі переносити короточасні перевантаження, наприклад під час пуску передачі. Навантаження, що перевищує критичне значення ϕ_{max} , викликає повне буксування, ведений шків зупиняється.

Експериментально встановлено, що в середньому для плоских пасів $\phi_0 = 0,4 \dots 0,5$; для клинових пасів $\phi_0 = 0,7 \dots 0,8$; відношення, що характеризує здатність передачі до перевантаження $\phi_{max} / \phi_0 = 1,15 \dots 1,5$.

Довговічність паса характеризується його здатністю опиратися втомному руйнуванню: утворенню тріщин, надривів, розклеюванню тощо.

2.5.8. Розрахунки пасових передач на тягову здатність

Плоскопасова передача

Для всіх типорозмірів плоских пасів стандарт передбачає їх розрахунки за питомим тяговим (корисним) зусиллям, що припадає на одиницю ширини паса. Допустимі питомі навантаження q_0 визначаються стандартом за установлених початкових σ_0 і F_0 паса і конкретного значення оптимального коефіцієнта тяги ϕ_0 , визначеного із кривих ковзання.

Допустиме тягове зусилля для передачі, що проектується, параметри і умови роботи якої можуть суттєво відрізнятись від типових, визначається шляхом введення коригувальних коефіцієнтів:

$$[q] = q_0 C_0 C_\alpha C_V / C_p, \quad (2.185)$$

де C_α – коефіцієнт, що враховує вплив на тягову здатність величини кута обхвату на малому шквіві;

C_V – швидкісний коефіцієнт, який враховує ослаблення зчеплення паса зі шківками під дією відцентрової сили;

C_0 – коефіцієнт, що залежить від типу передачі та її нахилу до горизонту;

C_p – коефіцієнт, що враховує характер навантаження і режим роботи передачі.

Ширина плоского паса визначається за формулою:

$$b = F_t / [q], \quad (2.186)$$

де F_t – колове зусилля.

Розраховане значення ширини паса округляють до стандартного.

Клинопасова передача

Промисловість випускає обмежену кількість типорозмірів стандартних клинових пасів. Це дозволило експериментально визначити потужність P_0 , яку може передати без буксування один пас вибраного перерізу з еталонною довжиною l_0 в типових умовах ($\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$; $V = 10$ м/с, навантаження спокійне, передача горизонтальна).

ISO вводить поправку ΔP до допустимої потужності P_0 – за збільшення передаточного відношення від 1 до 3 за однієї й тієї самої швидкості паса допустима потужність P_0 для всіх перерізів пасів збільшується, хоча кут обхвату α_1 меншого шківка зменшується. На перший погляд здається парадоксальним, що зі зменшенням кута обхвату збільшується величина допустимої потужності. Пояснюється це тим, що збільшення передаточного відношення за незмінної швидкості паса призводить до збільшення діаметра веденого шківка, а, отже, зменшується напруження згину паса, що дозволяє за незмінного допустимого розрахункового напруження $[\sigma]$ збільшити корисне напруження σ_t за рахунок збільшення початкового натягу паса.

Умови роботи передачі, що проектується, відрізняються від типових, тому у розрахунок вводяться поправкові коефіцієнти.

Під час розрахунку клинопасової передачі на тягову здатність визначають *необхідне число пасів у передачі*:

$$z = \frac{P_1 \cdot C_p}{C_i P_o \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z}; \quad (2.187)$$

де P_1 – потужність на валу малого шківів; C_p – коефіцієнт, що враховує характер навантаження і режим роботи передачі; C_i – коефіцієнт підвищення потужності P_o при передаточному відношенні більшому одиниці; C_α – коефіцієнт, що враховує вплив на тягову здатність передачі величини кута обхвату на малому шківів; C_l – коефіцієнт, що враховує вплив довжини паса; C_z – коефіцієнт, що враховує нерівномірне навантаження пасів.

Оскільки за збільшення числа пасів у комплекті передачі зростає нерівномірність розподілу навантаження між ними, то вводять обмеження на число пасів. За консольного кріплення шківів на валах число пасів у комплекті не має перевищувати максимально допустимого, яке для нормальних перерізів коливається від 3 до 8.

Згідно з ГОСТ 1284.3-96 *попередній натяг* вітки одного клинового паса для передачі заданої потужності за числа пасів z з натягом за допомогою переміщення двигуна на полозках чи в пазах:

$$F_0 = 500(2,5 - C_\alpha) P_1 C_p / (C_\alpha v z) + q v^2, \quad (2.188)$$

де q – маса 1 м паса.

Тут другий доданок є відцентрова сила, що діє на пас під час його проходження через шківів і яка ослаблює притискання паса до шківів.

Розрахований за (2.188) натяг в процесі експлуатації необхідно контролювати і регулювати, особливо в перші 48 годин роботи, коли нові паси обтягуються. Натяг паса контролюється за прогином вітки під дією розрахункової сили, яка визначається за емпіричною формулою:

$$Q = (C_{np} F_0 + C_{ж}) / 16,$$

де, C_{np} – коефіцієнт, що враховує припрацювання паса: для нового паса $C_{np} = 1,3$, для припрацьованого $C_{np} = 1$; $C_{ж}$ – коефіцієнт,

що враховує жорсткість паса, рекомендується ГОСТ 1284-86 (наприклад для пасів типу А $C_{ж} = (5...10)$ Н, типу В(Б) $C_{ж} = (10...20)$ Н).

Величина прогину вітки паса під дією розрахункової сили Q , прикладеної посередині прольоту, має дорівнювати $y = 0,0155a$, де a – міжосьова відстань.

Навантаження на вали і опори. Натяги віток паса передаються на вали і опори (рис. 2.58). Сила, що діє на вал, визначається як сума векторів F_1 і F_2

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx 2F_0 \sin(\alpha / 2) \quad (2.189)$$

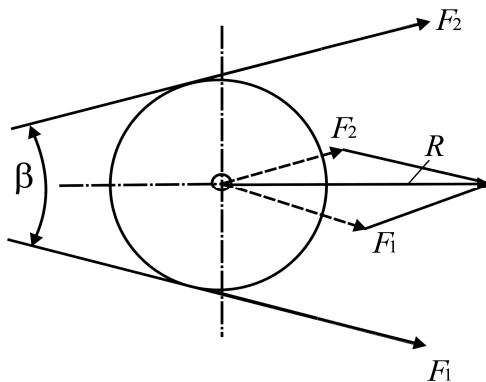


Рис. 2.58. Навантаження на вали пасової передачі

2.5.9. Розрахунок передачі на довговічність

Виконується як перевірий.

Сучасні методи розрахунку пасових передач на довговічність паса базуються на рівнянні похилої ділянки кривої витривалості (див. рис. 1.5б):

$$\sigma_{\max}^m N_{\Sigma} = C, \quad (2.190)$$

де σ_{\max} – максимальне напруження циклу (2.182); m і C – постійні, що визначаються за експериментальними даними (наприклад, для клинових і поліклинових пасів $m = 5 \dots 6$; $C = 21 \dots 30$ МПа); N_{Σ} – число циклів навантаження за весь строк служби передачі.

У зв'язку з тим, що для розрахунку за (2.190) у кожному конкретному випадку необхідні експериментальні дані, то прийнято довговічність враховувати непрямым шляхом за частотою пробігів паса.

Довговічність паса залежить головним чином від величини напружень згину і частоти циклу їх зміни. Обмеження величини напружень згину виконується під час вибору діаметра меншого шківів, а частота циклу зміни напружень враховується шляхом обмеження частоти пробігів паса:

$$n_{np} = v/l \leq [n]_{np}. \quad (2.191)$$

Для плоских пасів допустиме значення частоти пробігів $[n]_{np} = (3 \dots 5)c^{-1}$; для клинових $[n]_{np} = (10 \dots 25)c^{-1}$.

Середня довговічність пасів $L_n = 2000 \dots 3000$ годин.

2.5.10. Зубчасто-пасові передачі

Загальні відомості

На відміну від пасових передач, які працюють за рахунок тертя між пасом і шківівими, у зубчасто-пасових передачах, як і в ланцюгових передачах, використовується принцип зачеплення зубчастого паса із зубчастими шківівими (рис. 2.59), що забезпечує сталість передаточного відношення.

Зубчасто-пасові передачі мають низку переваг: висока навантажувальна здатність за відносно малих габаритів; компактність і велике передаточне число (до 12) в одному ступені; невеликий початковий натяг зубчастого паса, а, отже, менші навантаження на вали й підшипники; порівняно з іншими пасовими передачами дещо вищий к.к.д.

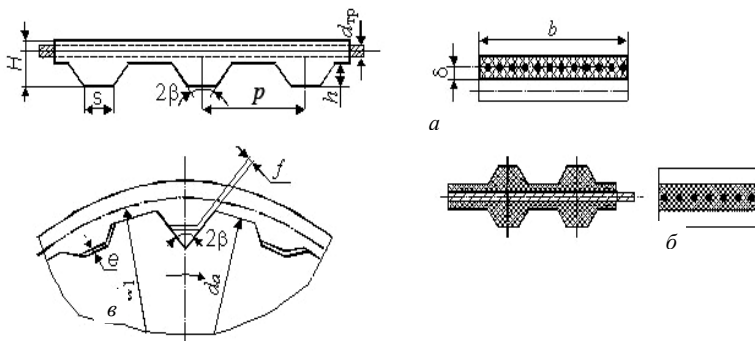


Рис. 2.59. Зубчато-пасова передача:

а – однобічний зубчастий пас; *б* – двобічний; *в* – схема зачеплення зубців шківа із зубчастим пасом

Хоча принцип роботи зубчато-пасових передач був запатентований давно, але серійне виробництво зубчастих пасів та їх промислове впровадження стало можливим з появою в середині минулого століття нових високоміцних композиційних матеріалів і пластмас. Нині зубчато-пасові передачі широко застосовують у верстатобудуванні (металообробні й деревообробні верстати), текстильних і типографських машинах.

Зубчастий пас за формою є нескінченна стрічка-каркас із зубцями трапецієподібної форми на внутрішній поверхні (рис. 2.59а), що входять у зачеплення із зубцями на шківах. Існують паси із зубцями з двох боків (рис. 2.59б), які застосовують в багатошківних передачах. Паси для силових передач виконують здебільшого з армованого металевим тросом неопрену або поліуретану. Спіральньо звитий уздовж паса й попередньо натягнутий трос служить несучим елементом під час передачі колового зусилля й забезпечує незмінність кроку паса.

Для надійного зчеплення металокарду з гумою або неопреном звиті тросики покривають латунню. Такі паси мають високу стійкість проти згину і довговічні.

Для слабонавантажених передач (контрольна й вимірвальна апаратура, побутова техніка) виготовляють зубчасті паси з каркасом зі скловолокна або поліамідних шнурів, а сам пас – із твердої гуми, покритої для підвищення зносостійкості нейловою тканиною.

Основними конструктивними параметрами зубчастого паса є *профільний кут* 2β , *модуль* $t = p/\pi$, де p – крок зубців, *ширина паса*

b ; діаметр дімільного кола шківів d_1 ; діаметр кола вершин зубців шківів d_a (рис. 2.59).

Найбільш вразливими елементами зубчастих пасів є зубці. За недостатньої точності виготовлення шківів (у тому числі й наявності ексцентриситету), монтажу валів і малого початкового натягу виникає нерівномірність руху паси, неправильне зачеплення зубців, що призводить до їх руйнування.

Руйнування паси починається зі зношування робочої поверхні зубців і утворення втомних тріщин у основі зубців (рис. 2.60).

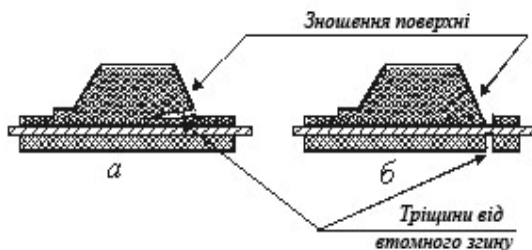


Рис. 2.60. Руйнування зубчастого паси

Розрахунки і проектування зубчасто-пасових передач

Роботоздатність і довговічність зубчасто-пасової передачі значно залежить від правильного вибору модуля m і ширини паси b , числа зубців z_1 на меншому шківі й початкового натягу F_0 паси.

Значення модуля вибирається залежно від потужності, що передається, і частоти обертання швидкохідного вала.

Під час вибору числа зубців z_1 меншого шківів керуються такими рекомендаціями.

1. За однакового модуля m зубчастого паси з підвищенням частоти обертання меншого шківів число зубців z_1 меншого шківів слід збільшувати.

2. За однакової частоти обертання меншого шківів для зубчастих пасів з більшим модулем це число треба збільшувати.

Ці рекомендації встановлені на підставі аналізу розподілу навантаження між зубцями паси в зоні обхвату пасом меншого шківів. Після вибору числа зубців z_1 визначається число зубців на більшо-

му шківі $z_2 = z_1 \cdot i$ і діаметри ділильних кіл шківів (уздовж нейтральної осі тросиків):

$$d_1 = m_1 z_1; \quad d_2 = m_2 z_2. \quad (2.192)$$

Якщо не задана міжосьова відстань, то її беруть:

$$a = (0,5 \dots 2,0)(d_1 + d_2), \quad (2.193)$$

і попередньо визначається довжина l' паса (2.166), а потім число зубців паса $z = l' / (\pi \cdot m)$, округлюючи його до найближчого значення із стандартного ряду: 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160.

За прийнятим числом зубців визначають довжину паса:

$$l = \pi \cdot m z, \quad (2.194)$$

уточнюють міжосьову відстань, кут обхвату α_1 на меншому шківі.

Розрахунок передачі зубчастим пасом на тягову здатність зводиться до визначення розрахункової допустимої питомої (на одиницю ширини паса) колової сили $[F_t]$ для конкретних умов роботи, режиму навантаження і геометрії передачі, які враховуються коригувальними коефіцієнтами:

$$[F_t] = [F_{t0}] \cdot C_i \cdot C_z \cdot C_n \cdot C_\theta / C_p, \quad (2.195)$$

де $[F_{t0}]$ – допустима питома колова сила, що визначається для кожного модуля паса на основі експериментів, виконаних за деяких типових умов; C_i – коефіцієнт, що враховує передаточне відношення, вводиться тільки для підвищувальних передач; C_z – коефіцієнт, що враховує число зубців паса, що перебувають у зачепленні з малим шківом; C_n – коефіцієнт, що враховує застосування натяжного або напрямного ролика; C_θ – коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження між витками канату; C_p – коефіцієнт, що враховує вплив режиму й тривалість роботи.

Ширина зубчастого паса визначається через колову силу F_t , що передається пасом:

$$b = F_t / [F_t], \quad (2.196)$$

Розрахована ширина паса заокруглюється до найближчого стандартного значення.

Довговічність зубчастого паса значно залежить від напруження зминання на зубцях паса в зачепленні з малим шківом, тому після визначення ширини паса виконується перевірка за середнім тиском:

$$p = F_t \Psi / z_1 \cdot b \cdot h \leq [p], \quad (2.197)$$

де Ψ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями паса і шківа на дузі обхвату, залежить від швидкості й потужності; $[p]$ – допустимий тиск на зубці паса, залежить від частоти обертання швидкохідного шківа



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть переваги і недоліки пасових передач.
2. Де в приводі машини краще встановити пасову передачу?
3. Із яких матеріалів виготовляються плоскі паси?
4. У чому перевага вузьких клинових пасів?
5. Від чого залежать розміри канавок шківа клинопасової передачі?
6. На що впливає величина кута обхвату пасом меншого шківа?
7. Із яких міркувань вибирається діаметр меншого шківа?
8. Які сили виникають у вітках пасів під час роботи пасової передачі? Які напруження виникають у вітках пасів і як вони розподіляються за довжиною паса?
9. Як впливає на роботу пасової передачі відцентрова сила?
10. Як зв'язані сили натягу виток паса з корисним навантаженням пасової передачі і факторами тертя?
11. Поясніть механізми пружного ковзання і буксування у пасовій передачі.
12. Як будуються криві ковзання і для чого?
13. Назвіть критерії роботоздатності пасових передач.
14. Який параметр визначає тягову здатність плоскопасової передачі?
15. Як виконують розрахунок пасової передачі на довговічність?
16. Що таке коефіцієнт тяги і що він характеризує?
16. Які переваги мають зубчасто-пасові передачі?
17. Назвіть основні геометричні параметри зубчастого паса.